



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Álvaro Adolfo Díaz Pérez

Modelagem da operação em regime de cargas parciais de uma planta de cogeração a biomassa integrada a um campo solar Linear Fresnel

Florianópolis
2024

Álvaro Adolfo Díaz Pérez

Modelagem da operação em regime de cargas parciais de uma planta de cogeração a biomassa integrada a um campo solar Linear Fresnel

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng.

Coorientador: Prof. Eduardo Burin, Dr.Eng.

Florianópolis

2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Pérez, Álvaro Adolfo Díaz

Modelagem da operação em regime de cargas parciais de uma planta de cogeração a biomassa integrada a um campo solar Linear Fresnel / Álvaro Adolfo Díaz Pérez ; orientador, Edson Bazzo, coorientador, Eduardo Lucas Konrad Burin, 2024.

130 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Geração híbrida solar biomassa. 3. Cogeração. 4. Energia solar concentrada. 5. Operação em cargas parciais. I. Bazzo, Edson. II. Burin, Eduardo Lucas Konrad. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Álvaro Adolfo Díaz Pérez

Modelagem da operação em regime de cargas parciais de uma planta de cogeração a biomassa integrada a um campo solar Linear Fresnel

O presente trabalho em nível de doutorado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng. – Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Electo Eduardo Silva Lora, Dr. – Relator
Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI

Prof. Eduardo José Cidade Cavalcanti, Dr.
Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Joel Boeng, Dr.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Eduardo Lucas Konrad Burin, Dr.Eng.
Universidade Federal de Paraná - UFPR

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de doutor em Engenharia Mecânica.

Prof. Henrique Simas, Dr.Eng.
Coordenador do PPGEM/UFSC

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng.
Orientador

Florianópolis, 2024.

Dedico este trabalho
Aos meus pais, Álvaro de Jesús e Judith,
À minha irmã, Zayda Tatiana,
Aos meus avós, José Adolfo e Ana Santiaga,
Ignácio e Saida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço sinceramente aos professores Edson Bazzo e Eduardo Burin pela orientação, amizade, incentivo, ensinamentos, confiança e paciência.

Gostaria de expressar minha profunda gratidão à minha mãe, Judith, ao meu pai, Álvaro de Jesús, e à minha irmã, Zayda Tatiana, pelo amor incondicional, carinho, dedicação, educação e apoio em cada passo da minha vida.

Agradeço a todos os meus amigos e familiares pelo apoio ao meu projeto de vida.

Agradeço especialmente à Maíra pelo amor, carinho, apoio e incentivo durante esta jornada.

Sou grato ao Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos - LabCET, pela oportunidade de trabalhar no laboratório e pela generosa acolhida. Agradeço a todos os meus colegas pesquisadores, especialmente Nury Garzon, Marcos Oro, Teresa Almeida, Lauro Oliveira, Fernando Nunes e Matheus Protásio, pela amizade, apoio e contribuições durante o doutorado.

Gostaria de agradecer à Universidade Federal de Santa Catarina e ao POSMEC pela infraestrutura, suporte técnico, conhecimento adquirido e pela oportunidade de estudar em um dos melhores programas de pós-graduação em Engenharia Mecânica do Brasil, além de agradecer a todos os professores que contribuíram para minha formação.

Agradeço à Indústria de Rações Patense LTDA pela oportunidade de realizar a visita técnica e compartilhar dados relevantes que enriqueceram este trabalho, assim como à Indústria de Caldeiras Vale do Itajaí S/A - ICAVI pelas contribuições técnicas e dados fundamentais relacionados ao gerador de vapor a biomassa estudado, estendendo meus agradecimentos ao engenheiro Leandro Rogel da Silva.

Agradeço aos membros da banca por aceitarem o convite para avaliar minha tese e por todas as contribuições para a melhoria do trabalho.

Agradeço ao Programa de Excelência Acadêmica da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e à Fundação Araucária pelo suporte financeiro.

“Eu sempre acreditei em números, em equações e lógicas que levam à razão.

*Mas, após uma vida de tais buscas, pergunto:
O que realmente é a lógica? Quem decide a razão?”*

John F. Nash

RESUMO

Sistemas híbridos que combinam o uso de biomassa e energia solar têm sido apresentados como uma promissora alternativa para reduzir as emissões de gases de efeito estufa e superar as limitações inerentes à energia solar, como sua intermitência e instabilidade. No entanto, alguns componentes da planta funcionarão em condições fora do projeto quando a energia solar for incorporada ao ciclo. Nesse contexto, o objetivo deste estudo é avaliar o desempenho de um gerador de vapor a biomassa existente em cargas parciais e regime permanente, integrado a um campo solar Linear Fresnel no modo de economia de combustível. O equipamento consiste em um gerador de vapor a biomassa com capacidade de produzir até 50 t/h de vapor superaquecido a 420 °C/45 bar(a) para alimentar uma planta de cogeração. Dados operacionais foram coletados no local para calcular a eficiência do gerador de vapor em cargas parciais de acordo com a norma ASME PTC4. Os principais componentes do gerador de vapor foram modelados usando a ferramenta OpenModelica[®] e a biblioteca ThermoSysPro[®]. Os modelos foram validados em diferentes cargas com os dados operacionais coletados e as fichas técnicas do fabricante. Durante a operação híbrida, a análise em carga parcial do gerador de vapor revelou uma redução significativa no consumo de biomassa, variando de 20,5% em um dia com céu claro a 13,6% em um dia parcialmente nublado. Isso resultou em uma economia anual de combustível de aproximadamente 12,1%, o que equivale a 18.792 toneladas de biomassa por ano. A redução na carga de vapor devido à integração do campo solar impactou na temperatura dos gases de combustão, influenciando o processo de transferência de calor nos componentes após a fornalha. A análise dos coeficientes combinados de transferência de calor ressaltou a predominância da convecção sobre a radiação nos trocadores, especialmente em condições de carga de vapor reduzida, evidenciando uma redução nesses coeficientes conforme a carga diminuiu. Em conclusão, os modelos implementados permitiram reproduzir o desempenho do gerador de vapor em diferentes cargas, possibilitando a avaliação do impacto da integração do campo solar e da operação híbrida do gerador de vapor a biomassa.

Palavras-chave: Gerador de vapor a biomassa. Cogeração. Energia solar concentrada. Geração híbrida biomassa/solar. Operação em carga parcial.

ABSTRACT

Hybrid systems that combine biomass and solar energy have emerged as a promising alternative to reduce greenhouse gas emissions and address the limitations of solar energy, such as its intermittency and instability. However, integrating solar energy into the cycle can cause some plant components to operate under off-design conditions. This study aims to evaluate the performance of an existing biomass steam generator at partial loads and steady-state conditions, integrated with a Linear Fresnel solar field in fuel-saving mode. The equipment includes a biomass steam generator capable of producing up to 50 t/h of superheated steam at 420 °C/45 bar(a) to supply a cogeneration power plant. Operational data were collected on-site to calculate the steam generator's efficiency at partial loads following the ASME PTC4 standard. The primary components of the steam generator were modeled using the OpenModelica[®] tool and the ThermoSysPro[®] library. These models were validated at various loads using available measurement data and manufacturer datasheets. During hybrid operation, the partial load analysis of the steam generator revealed a significant reduction in biomass consumption, ranging from 20.5% on a clear day to 13.6% on a partially cloudy day. This resulted in annual fuel savings of approximately 12.1%, equivalent to 18,792 tons of biomass per year. The reduction in steam load due to the integration of the solar field affected the temperature of the combustion gases, influencing the heat transfer process in the components downstream of the furnace. Analysis of the combined heat transfer coefficients highlighted the predominance of convection over radiation in the heat exchangers, especially under reduced steam load conditions, indicating a decrease in these coefficients as the load decreases. In conclusion, the implemented models accurately reproduced the steam generator's performance at different loads, enabling the assessment of the impact of the solar field integration and the hybrid operation of the biomass steam generator.

Keywords: Biomass steam generator. Cogeneration. Concentrated solar power. Biomass/solar hybrid generation. Partial load operation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Principais tecnologias CSP	29
Figura 2 – Configuração de uma fileira de coletores Fresnel.	31
Figura 3 – Esquema de uma planta CSP DSG.	32
Figura 4 – Tipos de geração direta de vapor: (a) recirculação; (b) passagem única; e (c) injeção	33
Figura 5 – Campo de coletores com (a) sistema de separação central e (b) sistema de separação distribuído.	34
Figura 6 – Projetos CSP ao redor do mundo	35
Figura 7 – Mapa de irradiação direta normal (DNI) total anual no Brasil.	37
Figura 8 – Comparativo das médias mensais da irradiação global horizontal no Brasil e em alguns países da Europa (kWh/m ² .dia)	37
Figura 9 – Esquema simplificado das opções de integração da tecnologia CSP em uma planta convencional: 1) aquecimento de água de alimentação; 2) vapor superaquecido; e 3) reaquecimento.	39
Figura 10 – Diagrama esquemático da planta de cogeração.	43
Figura 11 – Desenho da unidade geradora de vapor a biomassa.	44
Figura 12 – Fluxograma do gerador de vapor do complexo industrial.	45
Figura 13 – Cavacos de madeira de eucalipto.	47
Figura 14 – Analisador de gases Optima 7 [®]	48
Figura 15 – Local de amostragem de gases e coleta de cinzas.	49
Figura 16 – Sonda de amostragem.	49
Figura 17 – Local e instalação do analisador de gases.	50
Figura 18 – Amostras de cinzas: (a) saída da grelha; (b) préaquecedor de ar; (c) economizador; e (d) filtro multiciclone	51
Figura 19 – Carga de vapor (t/h) durante 24h.	52
Figura 20 – Comportamento característico da vazão mássica de vapor para uma carga de 80%.	52
Figura 21 – Diagrama de Sankey para perdas térmicas a 40% de carga.	54
Figura 22 – Diagrama de Sankey para perdas térmicas a 80% de carga.	54
Figura 23 – Eficiência do gerador de vapor a biomassa em cargas parciais.	55
Figura 24 – Receptores Nova-1 e Supernova.	57
Figura 25 – Configuração de um loop.	58
Figura 26 – Campo solar.	60
Figura 27 – Proposta de sistema híbrido solar-biomassa.	61
Figura 28 – Diagrama esquemático do modelo do gerador de vapor a biomassa em Modelica.	63
Figura 29 – Ícone da fornalha.	64

Figura 30 – Circuito de evaporação.	66
Figura 31 – Trocador de calor: (a) Ícone e; (b) Submodelos.	67
Figura 32 – Ícone do pré-aquecedor de ar.	68
Figura 33 – Bloco de potência	69
Figura 34 – Ícone da turbina.	69
Figura 35 – Ícone do desaerador.	70
Figura 36 – Exemplo da calibração do modelo do superaquecedor primário.	73
Figura 37 – Componentes do coletor Fresnel: (1) concentrador; (2) parede do tubo absorvedor; e (3) escoamento água/vapor.	74
Figura 38 – Modificadores de angulo de incidência (IAM) para (a) Coletor Nova-1 e (b) Coletor SuperNova.	76
Figura 39 – Diagrama esquemático do modelo de campo solar em Modelica.	77
Figura 40 – Diagrama esquemático do modelo híbrido biomassa-CSP em Modelica.	79
Figura 41 – Gráficos de paridade utilizados na validação dos componentes em diferentes cargas: (a) temperatura de saída dos gases de combustão; (b) temperatura de saída do vapor.	80
Figura 42 – Temperatura de saída de: a) gases de combustão; b) vapor.	81
Figura 43 – (a) Vazão mássica de combustível (biomassa), ar e gases de combustão; (b) potência elétrica no gerador.	82
Figura 44 – Exemplos gráficos utilizados como referência para a classificação visual dos tipos de dias: (a) céu claro; (b) céu parcialmente nublado.	84
Figura 45 – Perfis de DNI para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	84
Figura 46 – Verificação da vazão mássica de vapor superaquecido gerado no campo solar para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	85
Figura 47 – Verificação da temperatura do vapor superaquecido para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	85
Figura 48 – Verificação do calor absorvido no campo solar para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	86
Figura 49 – (a) Temperatura do vapor; (b) Potência em diferentes níveis de carga.	87
Figura 50 – Coeficiente de transferência de calor combinado (radiativo + convectivo) em: (a) superaquecedor secundário (SH2); (b) superaquecedor primário (SH1).	88
Figura 51 – Coeficiente de transferência de calor combinado (radiativo + convectivo) em: (a) evaporador secundário (Eva2); (b) economizador (Eco).	88

Figura 52 – Resultados da simulação da planta híbrida solar-biomassa: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	89
Figura 53 – Consumo de biomassa: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	90
Figura 54 – Geração anual de vapor: (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.	91
Figura 55 – Geração de vapor nas configurações CS-5, CS-4 e CS-3 em um dia com céu claro (2 de setembro): (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.	92
Figura 56 – Geração de vapor nas configurações CS-5, CS-4 e CS-3 em um dia parcialmente nublado (21 de outubro): (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.	92
Figura 57 – Consumo de biomassa na configuração CS-4: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	93
Figura 58 – Consumo de biomassa na configuração CS-3: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).	93
Figura 59 – Geração anual de vapor: (a) CS-4; (b) CS-3.	94
Figura 60 – Representação esquemática do balanço de energia de um gerador de vapo.	105
Figura 61 – Nomograma para a determinação das perdas de calor para o meio ambiente em geradores de vapor: 1) com superfícies convectivas; e 2) sem superfícies convectivas.	110
Figura 62 – Emissividade ε_{CO_2} do dióxido de carbono para pressão total de 1 bar em função da temperatura e do produto $p_{CO_2} S_{eq}$	116
Figura 63 – Emissividade ε_{H_2O} do vapor de água para pressão total de 1 bar em função da temperatura e do produto $p_{H_2O} S_{eq}$	117
Figura 64 – Fator de correção f para o vapor de água (pressão total ≤ 1 bar)	118
Figura 65 – Correção $\Delta\varepsilon$ para misturas de dióxido de carbono e vapor de água a: (a) 130 °C; (b) 540 °C; (c) 920 °C e acima	119
Figura 66 – Variação do coeficiente interno de transferência de calor por convecção com a fração mássica de vapor.	121
Figura 67 – Coeficiente ideal de transferência de calor para a radiação em cavidade	124
Figura 68 – Comprimento efetivo de feixe	125
Figura 69 – Relação x_r / d_o para arranjo de tubos alinhados	126
Figura 70 – Relação x_r / d_o para arranjo de tubos não alinhados (em quincôncio)	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais ciclos de potência a biomassa.	26
Tabela 2 – Capacidade instalada por fonte.	27
Tabela 3 – Geração elétrica brasileira por fonte.	27
Tabela 4 – Matriz elétrica brasileira por fonte e combustível final - origem biomassa.	28
Tabela 5 – Tendências futuras para usinas CSP	36
Tabela 6 – Projetos híbridos CSP no mundo.	42
Tabela 7 – Condições nominais de projeto do gerador de vapor.	44
Tabela 8 – Análise elementar e imediata do cavaco de eucalipto.	47
Tabela 9 – Teor de carbono não queimado nas cinzas.	50
Tabela 10 – Dados coletados para o cálculo da eficiência do gerador de vapor em cargas parciais.	53
Tabela 11 – Resultados do cálculo da eficiência do gerador de vapor para diferentes cargas.	53
Tabela 12 – Condições nominais de projeto do campo solar para simulação.	58
Tabela 13 – Dimensões dos módulos coletores e da fileira de coletores da Novatec Solar.	59
Tabela 14 – Dimensões do tubo absorvedor para receptores não a vácuo (Nova-1) e a vácuo (SuperNova).	59
Tabela 15 – Componentes do ThermoSysPro [®] (TSP) utilizados no modelo híbrido biomassa-CSP.	63
Tabela 16 – Componentes do ThermoSysPro [®] (TSP) utilizados na modelagem do bloco de potência.	68
Tabela 17 – Parâmetros da fornalha	71
Tabela 18 – Parâmetros do tambor	71
Tabela 19 – Parâmetros dos tubos downcomers e risers	72
Tabela 20 – Parâmetros dos trocadores de calor.	72
Tabela 21 – Parâmetros da turbina a vapor	72
Tabela 22 – Variáveis calculadas pela inversão do modelo	73
Tabela 23 – Modificadores de ângulo de incidência para os coletores Nova-1 e SuperNova, como função do ângulo de incidência.	75
Tabela 24 – Coeficientes do modelo de perdas térmicas dos coletores Nova-1 e Supernova.	76
Tabela 25 – Componentes do ThermoSysPro [®] (TSP) utilizados no modelo híbrido biomassa-CSP.	78
Tabela 26 – Principais parâmetros do campo solar.	78
Tabela 27 – Principais resultados da simulação.	83

Tabela 28 – K_r	125
Tabela 29 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do Ar seco	128
Tabela 30 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do vapor de água	128
Tabela 31 – Coeficientes para o cálculo da entalpia dos resíduos secos	128
Tabela 32 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do O_2	129
Tabela 33 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do N_2 (elementar)	129
Tabela 34 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do N_2a (atmosférico)	129
Tabela 35 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do CO_2	130
Tabela 36 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do SO_2	130
Tabela 37 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do CO	130

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AH	Pré-aquecedor de ar
ar	Ar de combustão
atr	Atrito
b	Indireto
BEN	Balanco Energético Nacional
bo	Ebulição
cb	Combustível
CFB	<i>Circulating fluidized bed</i>
ci	Ponto de coleta de resíduos
cin	Cinética
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
CT	<i>Central tower</i>
d	Direto
DISS	<i>Direct Solar Steam</i>
DNI	<i>Direct normal irradiance</i>
DSG	<i>Direct Steam Generation</i>
ECO	Economizador
ent	Entrada
ev	Evaporação
EVA2	Evaporador secundário
f	Fluido; Fator de correção; Fornalha
fw	Água de alimentação
g	Gases de combustão
gra	Gravidade
HTF	<i>Heat transfer fluid</i>
IAM	<i>Incidence Angle Modifier</i>
is	Isentrópica
ISCC	<i>Integrated solar combined cycle</i>
l	Líquido
LCOE	<i>Levelized cost of electricity</i>
lev	Leve
LFR	<i>Linear Fresnel reflector</i>
m	Média
nom	Nominal
NREL	National Renewable Energy Laboratory
off	<i>Off-design</i>
opt	Óptica

ORC	<i>Organic Rankine cycle</i>
PDC	<i>Parabolic dish collector</i>
perd	Perdido
pes	Pesado
pg	Purga
pres	Pressão
proj	Projetado
PTC	<i>Parabolic trough collector</i>
r	Resíduo
ref	Condição de referência
s	Seco; Espaçamento
sai	Saída
SAM	System Advisor Model
sh	Vapor superaquecido
SH1	Superaquecedor primário
SH2	Superaquecedor secundário
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TMY	<i>Typical meteorological year</i>
TSP	<i>ThermoSysPro</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
h	Entalpia específica	[J/kg]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
PCS	Poder calorífico superior	[J/kg]
C_{nq}	Fração mássica de carbono não queimado	[kg/kg]
PCI	Poder calorífico inferior	[J/kg]
p	Pressão	[bar]
Λ	Coeficiente de perda de pressão por atrito	[-]
v	Velocidade do fluido	[m/s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² ·K]
n	Índice	[-]
C_s	Coeficiente da elipse de Stodola	[-]
x_m	Fração mássica de vapor	[-]
η	Eficiência	[-]
\dot{W}	Potência	[W]
A	Área	[m ²]
K	Modificador de ângulo de incidência	[°]
θ	Ângulo de incidência	[°]
γ	Ângulo de azimute	[°]
ω	Orientação do campo solar	[°]
θ_z	Ângulo de zênite	[°]
ΔT	Diferença de temperatura	[K]
\dot{E}_{ent}	Taxa de entrada de energia	[W]
\dot{E}_{cred}	Taxa de créditos de energia	[W]
\dot{E}_{perd}	Taxa de perdas de energia	[W]
\dot{E}_{sai}	Taxa de saída de energia	[W]
C_{cb}	Fração mássica de carbono no combustível	[kg/kg]
H_{cb}	Fração mássica de hidrogênio no combustível	[kg/kg]
S_{cb}	Fração mássica de enxofre no combustível	[kg/kg]
O_{cb}	Fração mássica de oxigênio no combustível	[kg/kg]
$C_{r,ci}$	Teor de carbono não queimado nos resíduos	[kg/kg]
$C_{z_{cb}}$	Fração mássica de cinzas no combustível	[kg/kg]
R	Massa de resíduos por quilograma de combustível	[kg/kg]
y_{g,O_2}	Fração molar de oxigênio nos gases de combustão secos	[kmol/kmol]
$m_{ar,s}$	Massa de ar seco por quilograma de combustível	[kg/kg]
m_{ar}	Massa de ar úmido por quilograma de combustível	[kg/kg]

w_{ar}	Fração mássica de umidade no ar (kg de água por kg de ar seco)	[kg/kg]
w_{cb}	Fração mássica de umidade no combustível	[kg/kg]
u	Velocidade escalar	[m/s]
V	Volume	[m ³]
\vec{V}	Vetor velocidade	[m/s]
F''	Força por unidade de área	[N/m ²]
e	Energia específica	[J/kg]
D	Diâmetro	[m]
z	Altura	[m]
Φ_{lo}^2	Coeficiente corretivo de Lockhart e Martinelli	[-]
ζ	Termo corretivo para a perda de pressão por atrito	[-]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² ·K ⁴]
ε	Emissividade	[-]
α	Absortividade	[-]
T	Temperatura	[K]
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² ·K]
S_{eq}	Espessura efetiva da camada gasosa	[m]
ΔT_m	Diferença de temperatura média logarítmica	[K]
d_i	Diâmetro interno	[m]
d_e	Diâmetro externo	[m]
L	Comprimento	[m]
h_i	Coeficiente interno de transferência de calor por convecção	[W/m ² ·K]
h_e	Coeficiente externo de transferência de calor combinado	[W/m ² ·K]
k_t	Coeficiente de condutibilidade térmica	[W/m·K]
T_{qe}	Temperatura do fluido quente na entrada	[K]
T_{qs}	Temperatura do fluido quente na saída	[K]
T_{fe}	Temperatura do fluido frio na entrada	[K]
T_{fs}	Temperatura do fluido frio na saída	[K]
k_f	Coeficiente de condutibilidade térmica do fluido	[W/m·K]
h_{ec}	Coeficiente externo de transferência de calor por convecção	[W/m ² ·K]
h_{er}	Coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação	[W/m ² ·K]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
G	Velocidade mássica do fluido	[kg/m ² ·s]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[kg/m·s]
c_p	Calor específico do fluido	[J/kg·K]
Bo	Número Boiling	[-]
X_{tt}	Número Lockhart–Martinelli	[-]

P_{red}	Pressão reduzida	[bar]
P_{sat}	Pressão de saturação	[bar]
P_c	Pressão crítica	[bar]
c	Calor específico médio	[J/kg·K]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	OBJETIVOS	23
1.1.1	Objetivo Geral	23
1.1.2	Objetivos Específicos	24
1.2	ESTRUTURA DO DOCUMENTO	24
2	REVISÃO DA LITERATURA	25
2.1	USO DA BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA	25
2.2	ENERGIA SOLAR TÉRMICA CONCENTRADA	27
2.2.1	Tecnologias CSP	29
2.2.2	Geração direta de vapor	31
2.2.3	Cenário mundial atual	35
2.2.4	Recurso solar no Brasil	36
2.3	GERAÇÃO HÍBRIDA SOLAR-BIOMASSA	38
2.3.1	Requisitos e restrições de processo de um gerador de vapor em configuração híbrida CSP	40
2.3.2	Projetos CSP híbridos no mundo	41
3	PLANTA DE COGERAÇÃO	43
3.1	DESCRIÇÃO DA PLANTA DE COGERAÇÃO	43
3.2	COLETA DE DADOS	46
3.2.1	Análise do combustível, gases de combustão e resíduos	46
3.2.2	Coleta de dados do supervisor	49
3.3	METODOLOGIA DE CÁLCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO	51
4	PLANTA DE COGERAÇÃO ASSISTIDA COM ENERGIA SOLAR	56
4.1	DIMENSIONAMENTO E CONFIGURAÇÃO DO CAMPO SOLAR	56
4.2	CICLO DE COGERAÇÃO HÍBRIDO SOLAR-BIOMASSA	60
5	MODELO TERMODINÂMICO DA PLANTA HÍBRIDA PROPOSTA	62
5.1	MODELO DA PLANTA DE COGERAÇÃO	62
5.1.1	Gerador de vapor	62
5.1.1.1	Fornalha	62
5.1.1.2	Circuito de evaporação	65
5.1.1.3	Superaquecedores, evaporador secundário, aquecedor de ar e economizador	66
5.1.2	Bloco de potência	68
5.1.3	Parametrização do modelo e condições de contorno	71
5.1.4	Calibração do modelo	71
5.2	MODELO DO CAMPO SOLAR FRESNEL	72
5.2.1	Coletores Fresnel	73

5.2.2	Parametrização do modelo	77
5.3	DESCRIÇÃO DO MODELO DA PLANTA HÍBRIDA CSP-BIOMASSA	77
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	80
6.1	VALIDAÇÃO DO MODELO DO GERADOR DE VAPOR	80
6.1.1	Validação individual de componentes	80
6.1.2	Validação global do modelo do gerador de vapor	81
6.2	VERIFICAÇÃO DO MODELO DE CAMPO SOLAR	82
6.3	SIMULAÇÃO DA PLANTA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR	86
6.3.1	Operação híbrida em cargas específicas	86
6.3.2	Operação híbrida em condições de alta e baixa irradiância direta normal	87
6.3.3	Operação anual	89
6.3.4	Análise da variação do tamanho do campo solar	90
7	CONCLUSÕES	95
	REFERÊNCIAS	97
	APÊNDICE A – MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR	105
A.1	BALANÇO DE ENERGIA	105
A.1.1	Combustão	106
A.1.2	Créditos de energia	108
A.1.2.1	Ar de entrada	108
A.1.2.2	Calor sensível no combustível	108
A.1.3	Perdas de energia	108
A.1.3.1	Gases de combustão	108
A.1.3.2	Calor sensível dos resíduos	109
A.1.3.3	Carbono não queimado	109
A.1.3.4	Emissões de hidrocarbonetos	109
A.1.3.5	Perdas de calor para o ambiente	110
A.1.4	Calor útil	111
A.1.5	Cálculo de eficiência	111
A.2	DESCRIÇÃO DA BIBLIOTECA THERMOSYS ^{PRO} ®	112
A.3	ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	114
A.3.1	Transferência de calor na câmara de combustão	114
A.3.2	Transferência de calor em feixes tubulares	116
A.3.3	Convecção interna em feixes tubulares	120
A.3.3.1	Correlação Dittus-Boelter	121
A.3.3.2	Correlação Gungor-Chen	122
A.3.3.3	Correlação CEA-GRETh	123
A.3.4	Convecção externa em feixes tubulares	123
A.3.5	Radiação gasosa em feixes tubulares	123

A.3.6	Transferência de calor no pré-aquecedor de ar	126
A.4	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DAS SUSTÂNCIAS	126
A.4.1	Propriedades do vapor/água	126

1 INTRODUÇÃO

Sistemas híbridos que integram biomassa e energia solar têm sido sugeridos como uma alternativa promissora para mitigar as emissões de gases de efeito estufa, ao mesmo tempo em que oferecem economia de combustível na geração combinada de calor e eletricidade. Tanto a biomassa quanto a energia solar têm experimentado um notável crescimento nos últimos anos na composição da matriz elétrica tanto no Brasil quanto globalmente.

No cenário atual, a bioeletricidade ocupa a quarta posição em termos de contribuição para o fornecimento de eletricidade no Brasil. Conforme indicado pelos dados do Balanço Energético Nacional (BEN), a geração de energia a partir de biomassa contribuiu com 54,2 TWh (7,7%), enquanto a energia solar fotovoltaica alcançou a marca de 50,6 TWh (7,2%) do suprimento total de energia elétrica no país em 2023 (EPE, 2024; DÍAZ PÉREZ *et al.*, 2018).

A viabilidade econômica das usinas de energia solar concentrada (CSP) está diretamente vinculada à disponibilidade adequada de radiação solar. Por esse motivo, essas usinas são comumente instaladas em áreas remotas ou em regiões próximas a centros de consumo de energia com alta incidência solar (COLMENAR-SANTOS *et al.*, 2015). A intermitência da radiação solar representa um fator adicional que pode impactar a estabilidade na geração de energia em usinas CSP. Uma estratégia para mitigar esses desafios é dimensionar as usinas CSP com capacidade de potência em torno de 100 MWe, o que implica em investimentos significativos de capital e está associado a elevados riscos financeiros. Essa abordagem é amplamente adotada na indústria CSP (JIN; HONG, 2012; SOARES; OLIVEIRA, 2017).

A hibridização com biomassa emerge como uma solução engenhosa e totalmente renovável para assegurar um fornecimento contínuo de energia (SOARES; OLIVEIRA, 2017). O conceito de hibridização solar-biomassa fundamenta-se na capacidade dos dois sistemas em fornecer energia térmica de forma contínua, com baixa flutuação, resultando em melhorias na estabilidade operacional, flexibilidade, uso compartilhado de equipamentos na planta e economia de custos associados (COLMENAR-SANTOS *et al.*, 2015; JIN; HONG, 2012; SOARES; OLIVEIRA, 2017; BURIN *et al.*, 2016, 2015; PETERSEIM *et al.*, 2013, 2014b; COELHO *et al.*, 2014; SURESH; THIRUMALAI; DASAPPA, 2019). Apesar da comprovação ampla da capacidade de despacho de energia em sistemas CSP com armazenamento térmico (TES), esta última tecnologia ainda representa um custo elevado (SOARES; OLIVEIRA, 2017; COELHO *et al.*, 2014; SURESH; THIRUMALAI; DASAPPA, 2019).

Durante os períodos diurnos, a disponibilidade abundante de radiação solar permite que o sistema híbrido opere com uma fração solar mais elevada. Entretanto, ao integrar energia solar ao ciclo de potência, a unidade geradora de vapor precisa

ajustar-se às flutuações do campo solar e operar com carga variável. Isso resulta em alguns componentes da planta operando em condições fora de projeto, o que impacta negativamente seu desempenho em cargas parciais. Diversos estudos sobre sistemas híbridos operando nessas condições foram documentados na literatura técnica.

Suojanen *et al.* (2017) investigaram três configurações híbridas distintas para integrar energia solar concentrada a ciclos de potência a vapor convencionais. O estudo concentrou-se na avaliação do desempenho de uma caldeira de leito fluidizado circulante (CFB) em diversas condições de processo, com especial atenção para a análise do equilíbrio de carga térmica e as inter-relações entre os subsistemas. Por outro lado, Oyekale *et al.* (2019) exploraram as vantagens econômicas e tecnológicas do *retrofit* de uma planta de ciclo Rankine orgânico (ORC) alimentada a biomassa com a incorporação de CSP. Essa pesquisa examinou o impacto da operação em carga parcial na eficiência do ciclo ORC.

Yan *et al.* (2020) estudaram o desempenho operacional e as características dinâmicas de uma usina termelétrica a carvão auxiliada por energia solar. O estudo analisou as características de operação em diferentes níveis de radiação solar, variando entre cargas de 100% e 50%. Kumar e Duan (2021) desenvolveram um modelo de simulação dinâmica para uma usina termelétrica a carvão com assistência de energia solar, com foco na análise do desempenho em condições fora de projeto. A pesquisa examinou os efeitos da incorporação de energia solar no desempenho do sistema em cargas de 100%, 75% e 50%. Os resultados indicaram uma economia máxima de carvão de 5% e um aumento na eficiência térmica da planta para 40%.

Entretanto, a operação de unidades geradoras de vapor a biomassa em configuração híbrida com o campo solar em condições fora do projeto ainda não foi abordada de maneira detalhada, sendo esse o foco central deste estudo. Nesse contexto, esta pesquisa propõe uma integração híbrida solar-biomassa utilizando um campo de concentradores do tipo Fresnel para a geração simultânea de vapor superaquecido. Para tanto, foi elaborado um modelo termodinâmico visando analisar a operação da unidade geradora de vapor em carga parcial, com discussão dos resultados das simulações tanto em condições nominais quanto fora do projeto.

1.1 OBJETIVOS

A seguir, são delineados o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste estudo é analisar o desempenho de um gerador de vapor a biomassa em condições de cargas parciais e em regime permanente, com foco na

operação híbrida com um campo solar Fresnel.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste estudo são detalhados a seguir:

- Coletar e avaliar as informações operacionais e de projeto de uma planta de cogeração a biomassa, com ênfase nos dados relacionados ao gerador de vapor.
- Avaliar a eficiência térmica do gerador de vapor a biomassa conforme a norma ASME PTC 4 2013.
- Dimensionar o campo de coletores solares do tipo Fresnel para atender parcialmente à demanda térmica da planta de cogeração.
- Desenvolver um modelo de simulação para reproduzir a operação e o desempenho de um ciclo de cogeração a biomassa, com foco no gerador de vapor auxiliado por um campo solar Fresnel.
- Analisar a resposta do gerador de vapor a biomassa em condições de carga parcial durante a operação simultânea com um campo solar, e identificar o potencial de economia de combustível.

1.2 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

A estrutura adotada nesta tese compreende os seguintes capítulos:

No Capítulo 2, o estudo é contextualizado abordando temas como a geração de eletricidade por meio de biomassa e energia solar, a disponibilidade de radiação solar no Brasil, as tecnologias empregadas para aproveitar essa fonte de energia e o estado atual da hibridização entre energia solar e biomassa.

O Capítulo 3 descreve o sistema de cogeração estudado, apresentando a metodologia para coletar dados operacionais e de projeto. Destaca-se o cálculo da eficiência do gerador de vapor a biomassa, seguindo a norma ASME PTC 4 (2013).

No Capítulo 4, é apresentada a planta de cogeração hibridizada, incluindo o método para a hibridização, o layout de integração e os índices de desempenho.

Os modelos termodinâmicos utilizados para simular o ciclo de cogeração e o campo solar são abordados no Capítulo 5. A integração desses dois subsistemas possibilita a simulação do sistema híbrido solar-biomassa.

As validações dos modelos e os principais resultados das simulações são discutidos no Capítulo 6. Por fim, as conclusões derivadas do estudo são apresentadas no Capítulo 7.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta uma revisão da literatura referente à geração de eletricidade a partir de biomassa (Seção 2.1) e energia solar concentrada (Seção 2.2). Essa revisão é fundamental para a delimitação do escopo deste trabalho.

2.1 USO DA BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA

A crescente necessidade de lidar com os impactos das mudanças climáticas tem impulsionado a busca por fontes de energia renováveis. A maioria dos países, em diferentes graus, tem implementado medidas para aumentar a participação dessas fontes nas matrizes energéticas. Essa mudança de abordagem é motivada, principalmente, pela necessidade de reduzir a dependência de derivados de petróleo, minimizando a vulnerabilidade às flutuações nos mercados globais e diminuindo as emissões de gases de efeito estufa (CORTEZ; LORA, E. S.; GÓMEZ, 2008).

As energias renováveis estão experimentando um crescimento significativo em diversos cenários, impulsionadas por políticas de apoio e tecnologias maduras que estão facilitando o acesso a custos mais baixos nos principais mercados. Embora a energia hidrelétrica permaneça como a maior fonte renovável de eletricidade no Brasil, a energia solar tem desempenhado um papel fundamental no crescimento desse setor, seguida pela energia eólica *onshore* e *offshore*. Atualmente, as fontes renováveis representam um pouco mais de 10% do consumo de energia primária global (IEA, 2020).

A biomassa destaca-se como uma fonte energética alternativa, sendo uma das formas mais prevalentes de energia renovável. Suas tecnologias de conversão são suficientemente maduras para aplicação comercial, permitindo a substituição parcial de combustíveis fósseis (CORTEZ; LORA, E. S.; GÓMEZ, 2008). O Brasil, devido às suas características de solo e clima, possui uma diversidade de fontes de biomassa que prosperam de maneira ampla e competitiva em seu território. Diante dessa oferta variada, a geração de energia a partir de biomassa é considerada uma das alternativas mais promissoras para um futuro energético sustentável (EPE, 2018).

O termo biomassa abrange a matéria vegetal gerada por meio da fotossíntese, assim como seus derivados, que incluem resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica presente em resíduos industriais, domésticos, municipais, entre outros. Esses materiais contêm energia química resultante da conversão da radiação solar. Essa energia química pode ser liberada por meio da combustão direta ou convertida em outras formas energéticas, como álcool e carvão vegetal, por meio de processos específicos (NOGUEIRA; LORA, E., 2003).

Os recursos energéticos provenientes da biomassa podem ser categorizados de diversas maneiras. De acordo com Nogueira e Electo Lora (2003), os biocombus-

tíveis são divididos em três grupos principais com base na origem da matéria-prima: biocombustíveis da madeira (dendrocombustíveis), combustíveis provenientes de plantações não florestais (agrocombustíveis) e resíduos urbanos. Da mesma forma, Cortez, Electo Silva Lora e Gómez (2008) classificam a biomassa de acordo com a fonte, considerando vegetais não lenhosos, vegetais lenhosos, resíduos orgânicos e biofluidos. A classificação da ANEEL (2024) para os recursos energéticos da biomassa destinados à produção de energia elétrica no Brasil inclui quatro grupos principais conforme a fonte: agroindustriais, biocombustíveis líquidos, florestais, resíduos animais e resíduos sólidos urbanos.

A geração elétrica a partir da biomassa é predominantemente realizada por meio de plantas termelétricas, onde a energia térmica proveniente da combustão da biomassa é convertida em energia mecânica e, por fim, em eletricidade. Termodinamicamente, as tecnologias termelétricas são categorizadas por ciclos de potência, que descrevem o processo termodinâmico associado a cada tecnologia. Os principais ciclos de potência, os tipos de biomassa necessários e as tecnologias correspondentes comercialmente disponíveis estão resumidas na Tabela 1:

Tabela 1 – Principais ciclos de potência a biomassa.

Ciclo de potência	Tecnologia	Tipo de biomassa
Ciclo Brayton	Turbinas a gás, industriais ou aeroderivadas	Biogás, biocombustíveis obtidos de processos de gaseificação e os biocombustíveis líquidos.
Ciclo Rankine	Ciclo a vapor	Biomassas estado sólido, como o bagaço de cana-de-açúcar, as palhas, cavacos de madeira, os resíduos florestais, as cascas, os Resíduos Sólidos Urbanos, briquetes e <i>pellets</i> .
Ciclo Otto	Motores com ignição por centelha	Biomassas em estado líquido ou gasoso
Ciclo Diesel	Motores com ignição por compressão	Biomassas em estado líquido ou gasoso, desde que tenham a propriedade de autoignição ou que estejam misturados a um combustível.
Ciclo Combinado	Turbina a gás associada ao ciclo a vapor	As biomassas aplicáveis são as mesmas do ciclo Brayton, devendo ser líquidas ou gasosas.

Fonte: Autor, adaptado de EPE (2018).

O Brasil possui uma capacidade instalada total de 225.952 MW, conforme indicado pelo Balanço Energético Nacional (BEN). A distribuição da capacidade instalada por fonte está detalhada na Tabela 2. A fonte térmica, que inclui biomassa, gás, petróleo e carvão mineral, ocupa a segunda posição, com uma capacidade instalada de 47.515 MW, representando 21,0% do total, ficando atrás apenas da fonte hidrelétrica (48,6%). Destacam-se também as fontes solar (16,7%) e eólica (12,7%).

No que diz respeito à geração de eletricidade, a biomassa ocupa a terceira posição no Brasil, como apresentado na Tabela 3. Em 2023, de acordo com o BEN, as termelétricas a biomassa foram responsáveis pela geração de 54.210 GWh, equiva-

lente a aproximadamente 8,0% da oferta total de eletricidade, ficando atrás da geração hidrelétrica (58,9%) e eólica (13,2%) (EPE, 2024).

Tabela 2 – Capacidade instalada por fonte.

Origem	Potência instalada, MW	Participação
Hidrelétrica	109.922	48,6%
Térmica	47.515	21,0%
Solar	37.843	16,7%
Eólica	28.682	12,7%
Nuclear	1.990	0,9%
Capacidade disponível	225.952	100,0%

Fonte: Autor, dados de EPE (2024).

Tabela 3 – Geração elétrica brasileira por fonte.

Fonte	Potência instalada, GWh	Participação
Hidrelétrica	425.996	60,2 %
Eólica	95.801	13,5 %
Biomassa	54.210	7,7 %
Solar Fotovoltaica	50.633	7,2 %
Gás Natural	38.589	5,4 %
Nuclear	14.504	2,0 %
Carvão Vapor	8.770	1,2 %
Derivados do Petróleo	5.686	0,8 %
Outras	13.932	2,0 %
Geração total	708.119	100,0%

Fonte: Autor, dados de EPE (2024).

A Tabela 4 apresenta a matriz elétrica brasileira categorizada por fonte e tipo de combustível final, destacando a contribuição da biomassa como origem, conforme apresentado pelo Sistema de Informações de Geração (SIGA) da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL).

2.2 ENERGIA SOLAR TÉRMICA CONCENTRADA

Ao longo da história da civilização, os seres humanos têm explorado a energia solar para atender a diversas necessidades, abrangendo desde o conforto térmico até a produção de alimentos. Com o progresso tecnológico ao longo do tempo, a utilização térmica da energia solar evoluiu consideravelmente, e atualmente é possível empregá-la em diversas áreas, podendo ser classificada com base na temperatura ou tipo de aplicação.

Em faixas próximas a 100 °C, a energia solar térmica encontra aplicação em processos de secagem, proporciona conforto térmico em ambientes, aquece água para diversos fins industriais e destaca-se especialmente no aquecimento de água

Tabela 4 – Matriz elétrica brasileira por fonte e combustível final - origem biomassa.

Fonte	Combustível final	Usinas	Potência instalada, MW
Agroindustrial	Bagaço de cana de açúcar	450	12.069,6
	Biogás (agro)	6	32,8
	Capim elefante	4	19,6
	Casca de arroz	16	59,5
Biocombustíveis líquidos	Etanol	1	0,3
	Óleos vegetais	16	17,2
Floresta	Carvão vegetal	7	30,2
	Gás de alto forno (biomassa)	13	124,3
	Lenha	15	237,2
	Licor negro	23	3.325,0
	Resíduos florestais	82	798,8
Resíduos animais	Biogás (RA)	19	7,3
Resíduos sólidos urbanos	Biogás (RU)	29	193,1
	Carvão (RU)	3	8,2
	Resíduos sólidos urbanos (RU)	10	24,4

Fonte: Autor, dados de ANEEL (2024).

para uso doméstico. Essa última aplicação é uma das formas mais difundidas de utilização da energia solar nos dias atuais.

Em faixas de temperaturas mais elevadas, a energia solar térmica pode ser empregada na produção de vapor saturado para processos industriais e na geração de vapor superaquecido para alimentar blocos de potência na produção de energia elétrica.

A geração de energia elétrica a partir da energia solar é denominada de diversas maneiras, sendo um dos termos mais comuns energia solar térmica concentrada, ou em inglês, *Concentrated Solar Power* (CSP), também conhecido simplesmente como energia heliotérmica. Em instalações CSP, a energia solar é concentrada por meio de espelhos, lentes ou uma combinação de ambos, com o propósito de aquecer um fluido térmico e gerar eletricidade de forma direta ou indireta (ALOBALID *et al.*, 2017).

A eficiência global em instalações CSP é influenciada por vários fatores, incluindo a eficiência óptica do refletor, a eficiência do coletor (tubo absorvedor), as perdas de calor no coletor, na tubulação e no sistema de armazenamento térmico (TES), além da eficiência na conversão de energia no bloco de potência (LOVEGROVE; STEIN, 2012).

O fluido térmico prevalente em sistemas CSP é o óleo sintético, que mantém estabilidade até aproximadamente 400 °C. Pesquisas recentes estão direcionadas ao aprimoramento da eficiência de conversão em processos de alta temperatura, com o objetivo de reduzir o custo nivelado da eletricidade (LCOE). Essa abordagem demanda de fluidos térmicos capazes de manter estabilidade em elevadas temperaturas, como

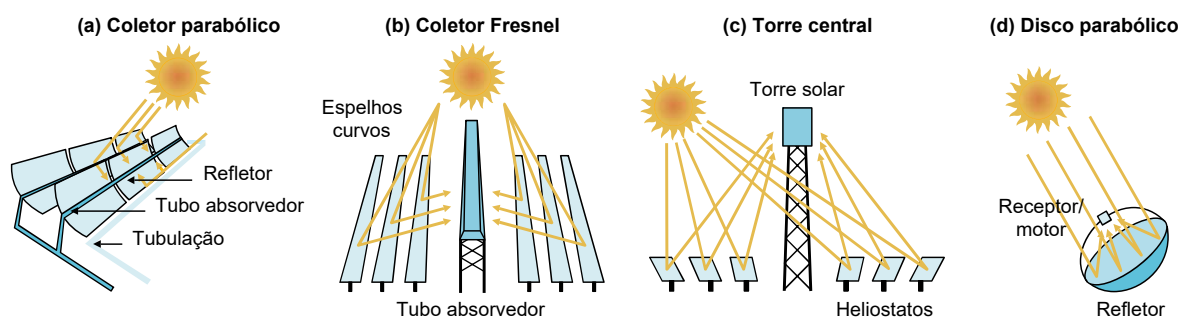
é o caso do sal fundido ou água desmineralizada.

2.2.1 Tecnologias CSP

Os sistemas CSP operam em áreas com alta irradiância direta normal (DNI), tipicamente acima de 2000 kWh/m²/ano. Esses sistemas utilizam espelhos para concentrar os raios solares, gerando calor. Em muitos casos, esse calor é transferido para um fluido térmico (HTF), como óleo térmico ou sal fundido. A produção de eletricidade ocorre por meio de um ciclo termodinâmico, similar ao empregado em usinas termelétricas convencionais, como o ciclo Rankine.

É possível classificar os sistemas de energia solar concentrada com base no mecanismo de concentração de radiação solar, conforme ilustrado na Figura 1. Essa categorização abrange principalmente dois tipos: concentradores lineares e concentradores pontuais, os quais se referem ao arranjo dos espelhos concentradores.

Figura 1 – Principais tecnologias CSP



Fonte: Adaptado de IEA (2014)

Atualmente, a maioria dos projetos CSP utiliza sistemas de concentração linear, conhecidos como coletores parabólicos (PTC). Os coletores parabólicos são compostos por uma estrutura de suporte com espelhos curvos, um tubo receptor de calor (absorvedor) e uma base com pilares, conforme mostrado na Figura 1a. Esses coletores têm a capacidade de concentrar a radiação solar ao longo do tubo receptor de calor, posicionado na linha focal do coletor. Geralmente, vários coletores parabólicos são interligados em série, por meio dos quais o fluido térmico circula, possibilitando alcançar a escala necessária para o projeto.

As configurações de coletores parabólicos devem ser projetadas considerando a disponibilidade de recurso solar no local, juntamente com as características técnicas dos concentradores e do fluido térmico. O HTF é conduzido por um sistema de trocadores de calor, onde é aquecido pela radiação solar concentrada. Esse processo

resulta na geração de vapor superaquecido, utilizado para acionar uma turbina no ciclo Rankine convencional, gerando eletricidade.

Um tipo menos comum de usina CSP é aquela que emprega coletores Fresnel (LFR). Essas usinas apresentam um conjunto de espelhos quase planos que direcionam os raios solares para um receptor linear posicionado acima do conjunto de espelhos, conforme ilustrado na Figura 1b. Ao contrário dos sistemas de coletores parabólicos, nos sistemas de coletores Fresnel, os receptores não estão acoplados aos coletores, mas são fixados em uma posição elevada acima do campo de espelhos primários.

As torres centrais (CT), também conhecidas como torres solares, destacam-se como a tecnologia CSP de foco pontual mais amplamente utilizada, representando aproximadamente um quinto do total de projetos CSP até o final de 2022 (SOLARPACE, 2023). Nos sistemas CT, milhares de heliostatos são dispostos em um padrão circular ou semicircular ao redor de uma grande torre receptora central, conforme ilustrado na Figura 1c. Esses heliostatos têm a função de redirecionar os raios solares em direção à torre. Cada heliostato é controlado individualmente para rastrear o movimento do sol, ajustando-se constantemente em dois eixos para otimizar a concentração da irradiação solar no receptor, localizado no topo da torre. O receptor central absorve o calor por meio de um fluido térmico, o qual é utilizado para gerar eletricidade, geralmente por meio de um ciclo termodinâmico água-vapor. No entanto, em alguns projetos de torre central, o uso do fluido térmico é dispensado, e o vapor é gerado diretamente no receptor.

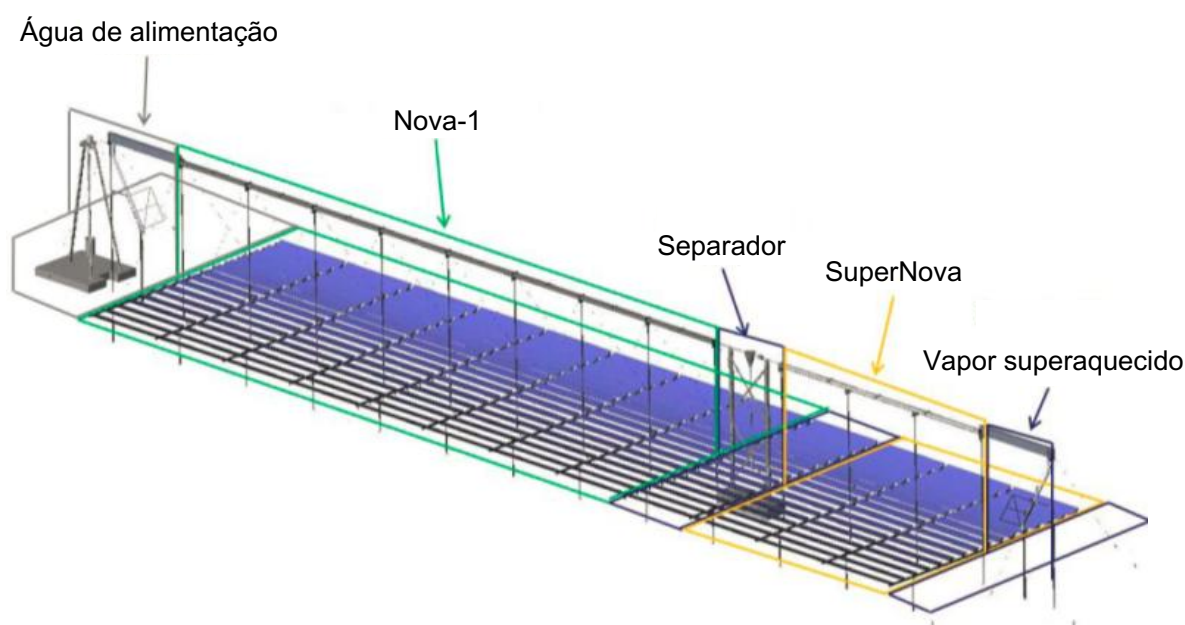
As torres centrais apresentam a capacidade de atingir fatores de concentração solar muito elevados, permitindo operar em temperaturas mais elevadas em comparação com outros tipos de coletores. Essa característica confere às usinas CT diversas vantagens, uma vez que temperaturas de operação mais altas resultam em maior eficiência dos ciclos de vapor e dos blocos de potência. Além disso, as temperaturas mais elevadas do receptor possibilitam uma maior densidade de armazenamento nos tanques de sal fundido, devido a uma maior diferença de temperatura entre os tanques de armazenamento frio e quente. Ambos os fatores contribuem para a redução dos custos de geração e permitem uma maior capacidade de geração.

O disco parabólico (PDC) é a tecnologia menos empregada em sistemas CSP. Essa tecnologia utiliza um espelho com formato de disco para concentrar a energia solar em um receptor posicionado no ponto focal, conforme ilustrado na Figura 1d. A conversão da energia térmica em eletricidade é realizada geralmente por meio de um motor Stirling, também localizado no ponto focal.

2.2.2 Geração direta de vapor

Além das tecnologias predominantes, como os coletores de calhas parabólicas com óleo sintético e torres solar com sal fundido, diversos outros conceitos CSP estão em fase de desenvolvimento. Um deles é a geração direta de vapor (DSG) no campo solar. Em comparação com sistemas que utilizam óleo sintético e sal fundidos, há uma série de benefícios se a água/vapor puder ser empregada tanto para o ciclo de potência convencional quanto para o campo solar. A principal motivação é superar o limite de temperatura de 400°C para óleos sintéticos disponíveis comercialmente. Existem vantagens na eficiência global da planta relacionadas à redução do consumo de energia de bombeamento no campo solar. Economicamente, todos os custos envolvidos com o fluido térmico secundário, como trocadores de calor, podem ser economizados com o princípio DSG. Do ponto de vista ecológico, o uso de água desmineralizada é considerado sustentável em comparação com o óleo sintético (HIRSCH *et al.*, 2014). A Figura 2 exemplifica a configuração de uma fileira de coletores Fresnel para geração direta de vapor.

Figura 2 – Configuração de uma fileira de coletores Fresnel.



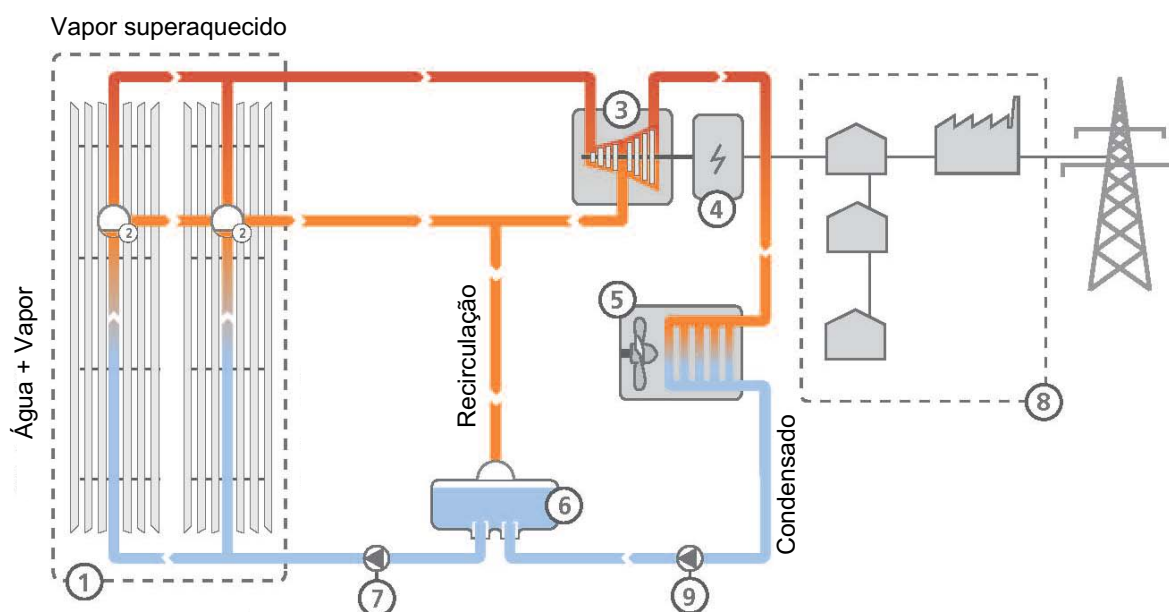
Fonte: adaptado de Novatec Solar (2012).

A pesquisa intensiva em sistemas DSG, com o objetivo de gerar vapor superaquecido, teve início na década de 1990 e culminou na construção da planta de teste DISS na Plataforma Solar de Almeria em 1997 (ZARZA, Eduardo *et al.*, 2002). Os resultados dos testes nessa instalação influenciaram o planejamento e construção

das primeiras plantas comerciais em 2011 e 2012, totalizando 36,4 MWel de sistemas DSG.

Um layout simplificado de uma planta DSG é apresentado na Figura 3. Essa configuração envolve um ciclo de vapor Rankine conectado a um campo solar por meio da linha de alimentação de água. No campo solar, a água é pré-aquecida, evaporada e superaquecida até atingir a temperatura desejada. Após a saída do campo solar, o vapor superaquecido é direcionado para a turbina a vapor.

Figura 3 – Esquema de uma planta CSP DSG.



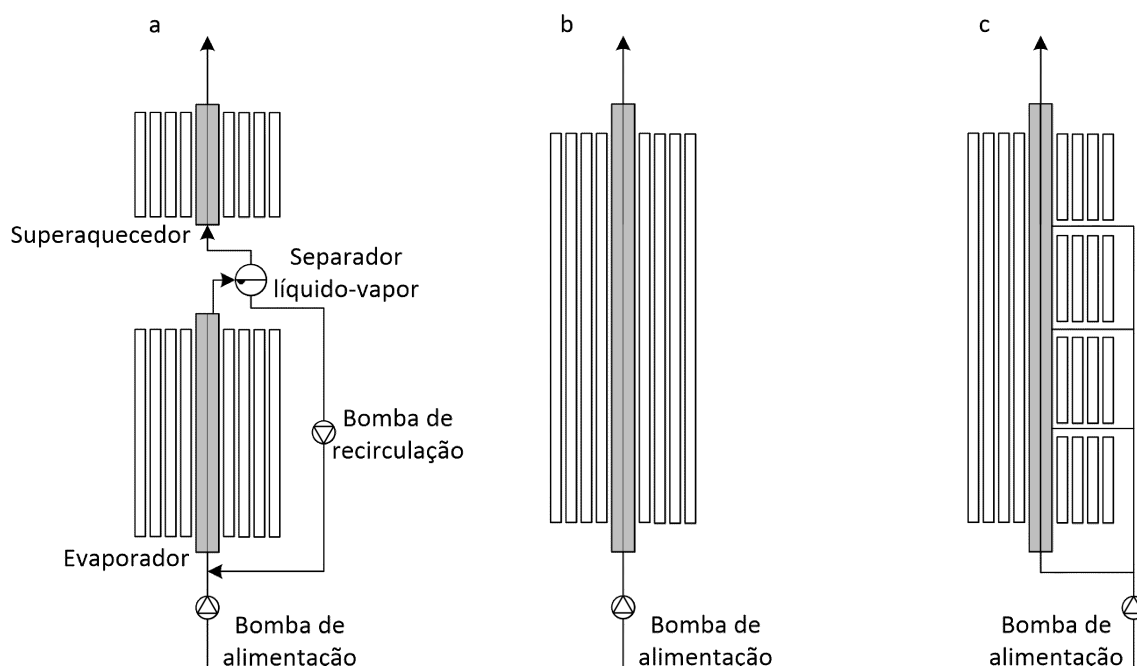
- | | | |
|-----------------------|----------------|---------------------------------|
| 1. Evaporador solar | 4. Gerador | 7. Bomba de água de alimentação |
| 2. Separador de vapor | 5. Condensador | 8. Rede elétrica |
| 3. Turbina a vapor | 6. Desaerador | 9. Bomba de condensado |

Fonte: Adaptado de Novatec Solar (2013)

Conforme mencionado por M. Eck *et al.* (2003), há três conceitos principais para a operação do campo solar em plantas DSG: recirculação, passagem única e injeção. Os esquemas desses conceitos estão ilustrados na Figura 4.

O método de recirculação Figura 4a envolve duas seções distintas no campo solar: uma dedicada ao pré-aquecimento e evaporação, e outra ao superaquecimento. Essas seções são conectadas por meio de um separador de vapor, assemelhando-se aos geradores de vapor convencionais de circulação forçada. Na seção de evaporação, é fornecida mais água do que o sistema poderia efetivamente evaporar, garantindo um resfriamento adequado das paredes internas do receptor. Isso evita condições críticas de ressecamento, conferindo ao modo de recirculação uma operação robusta, mesmo

Figura 4 – Tipos de geração direta de vapor: (a) recirculação; (b) passagem única; e (c) injeção



Fonte: Adaptado de Arousseau, Vuillerme e Bezian (2015)

durante transientes, graças ao seu tambor de vapor que atua como um *buffer* devido a sua inércia térmica. O título na saída da seção de evaporação varia de 60% a 80%. A seção de evaporação influencia principalmente a pressão do vapor vivo e vazão mássica, enquanto a seção de superaquecimento tem maior impacto na temperatura de saída (BIRNBAUM *et al.*, 2011).

A segunda configuração é o sistema de passagem única, conforme ilustrado na Figura 4b, no qual a água é aquecida até se transformar em vapor superaquecido em uma única passagem, sem recirculação. Essa opção foi proposta tanto para a tecnologia Fresnel quanto para coletores parabólicos, mas ainda não foi demonstrada devido à complexidade de controle. As potenciais vantagens do projeto de passagem única são a redução do consumo de energia parasita no bombeamento, a diminuição nos custos de equipamentos e tubulações ao remover o separador e a tubulação de retorno, além da melhoria no controle da temperatura de saída do vapor. No entanto, a estabilidade da evaporação é um aspecto que deve ser abordado antes da implementação comercial (WAGNER, 2012). Devido à ausência de *buffering*, o modo de passagem única reage de forma sensível às perturbações de irradiação solar (LIPPKE, 1996).

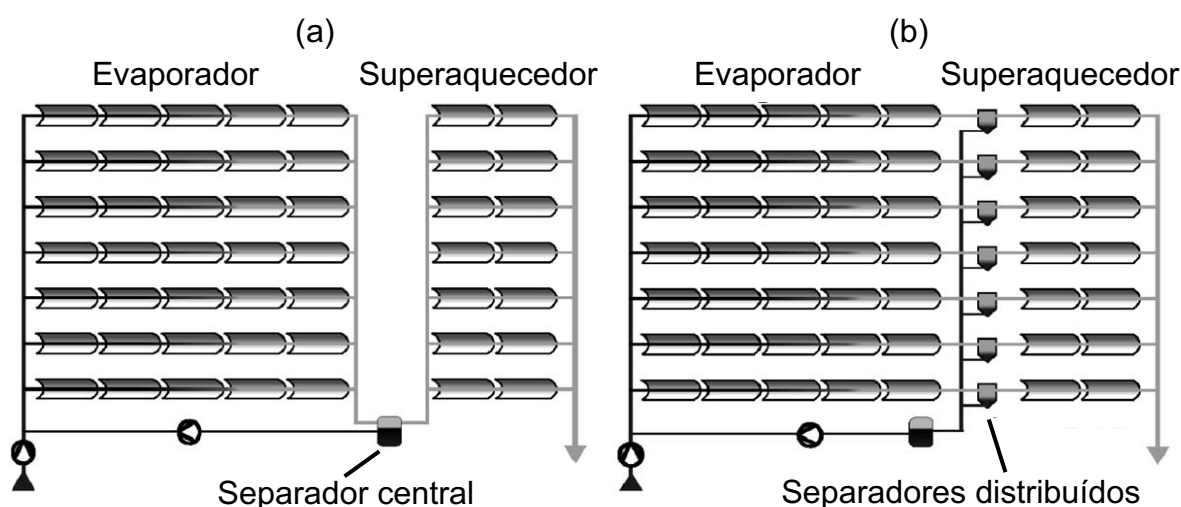
O modo de injeção, conforme ilustrado na Figura 4c, opera com base no mesmo princípio da passagem única, mas incorpora um injetor após cada coletor ou seção da fileira. Por meio desses injetores, é possível controlar a vazão mássica e, consequen-

temente, as condições de saída do coletor a jusante. Esse arranjo proporciona uma excelente estabilidade na temperatura de saída da fileira. O modo de injeção não é mais considerado promissor devido ao seu maior investimento, resultante do grande número de injeções e tubulações, sem oferecer vantagens significativas de controle em comparação com o modo de recirculação.

Foram desenvolvidos alguns modos de operação com base na experiências do projeto DISS (ZARZA, Eduardo *et al.*, 2004). O modo clássico de recirculação pode ser implementado de duas maneiras diferentes. A primeira opção, ilustrada na Figura 5a, consiste em um tambor central de separação de vapor. Nesse conceito, o escoamento bifásico de cada fileira da seção de evaporação é coletado em um tambor de separação centralizado. A partir desse ponto, o vapor saturado é alimentado para o circuito do superaquecedor. A forma alternativa, apresentada na Figura 5b, utiliza separadores de vapor compactos, inicialmente proposto por Eduardo Zarza *et al.* (2006). Esses separadores são também conhecidos como separadores de vapor distribuídos, pois cada fileira possui um pequeno separador de vapor. O condensado é direcionado para um tanque intermediário central, de onde a água é alimentada novamente na entrada do campo solar.

A comparação detalhada dos dois conceitos foi realizada por Hirsch e Markus Eck (2008). A operação com tambor central demonstrou ser mais robusta e eficiente, sendo implementada na primeira usina comercial DSG com superaquecimento. Ambas as variantes de recirculação podem incorporar uma injeção adicional para estabilizar a temperatura de saída. Essa injeção geralmente é instalada antes do último coletor do superaquecedor.

Figura 5 – Campo de coletores com (a) sistema de separação central e (b) sistema de separação distribuído.

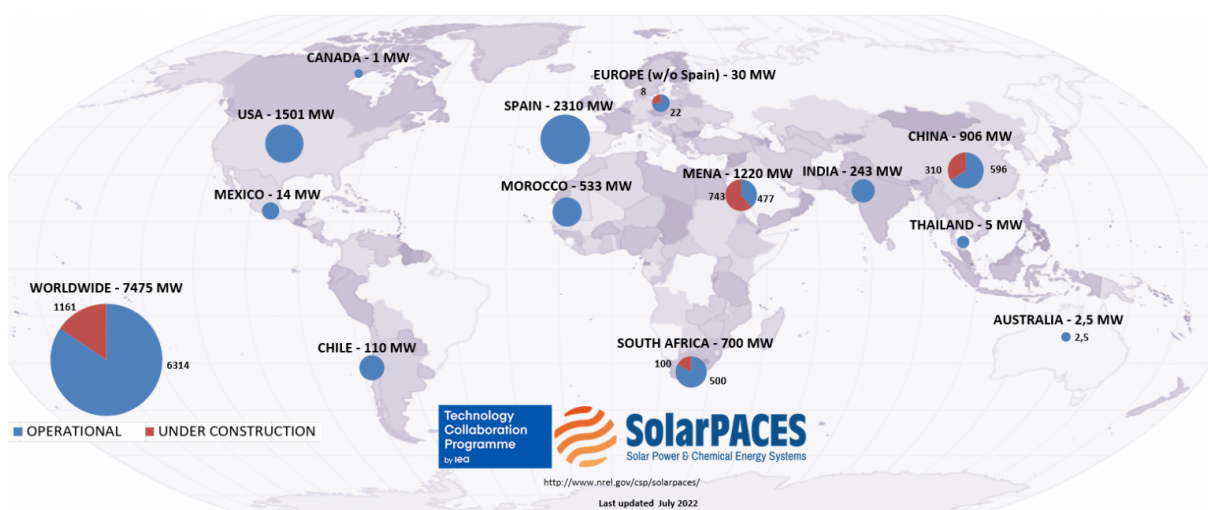


Fonte: Adaptado de Hirsch e Markus Eck (2008)

2.2.3 Cenário mundial atual

A Figura 6 ilustra a distribuição global da capacidade de geração de eletricidade proveniente da tecnologia CSP, considerando os estados operacionais e em construção. Atualmente, a capacidade instalada das usinas CSP totaliza aproximadamente 6,4 GW. A Espanha detém a maior parcela dessa capacidade, representando cerca de 36%, seguida pelos Estados Unidos com aproximadamente 23%, China com 9%, Marrocos com 8% e África do Sul com 8%.

Figura 6 – Projetos CSP ao redor do mundo



Fonte: SOLARPACES (2023)

A previsão para o ano de 2024 aponta para a adição de 1,25 GW de nova capacidade de geração CSP. Essa expansão inclui a entrada em operação de 600 MW nos Emirados Árabes Unidos, 510 MW na China, 100 MW na África do Sul, 43 MW na Arábia Saudita e 4 MW na Itália. O Ministério de Recursos Minerais, Tecnologia Verde e Segurança Energética de Botsuana iniciou um processo de pré-qualificação para viabilizar a participação em uma licitação de CSP com capacidade de 200 MW. Simultaneamente, a Namíbia anunciou planos para lançar uma licitação com o objetivo de atingir uma capacidade de geração CSP entre 50 MW e 130 MW. Adicionalmente, está prevista a entrada em operação de um projeto de 300 MW em Qinghai, China, até o ano de 2025 (IRENA, 2023).

Os Planos Nacionais de Energia e Clima (NECPs) de diversos Estados-Membros da União Europeia ressaltam o potencial desenvolvimento futuro de projetos CSP. Por exemplo, a Espanha planeja adicionar 5 GW, enquanto a Itália planeja incorporar 880 MW de nova capacidade CSP até o ano de 2030. Esses planos refletem o compromisso desses países em ampliar e fomentar a adoção da tecnologia CSP em suas respectivas matrizes energéticas. A Tabela 5 apresenta as tendências futuras para

usinas CSP.

Tabela 5 – Tendências futuras para usinas CSP

Geração	1ª geração	2ª geração		3ª geração
Temp. de saída receptor	~250 - 450 °C	~500 - 565 °C	~720 °C	Previsto >700 °C
Tecnologia	CP TC CF	CP TC CF	**PDC	1 2 3
Planta típica	SEGS Sierra eLLO	Archim. Ivanpah Dasheng	Maricopa	Sal Part. Ar, He, CO ₂
Meio de transf. de calor	Óleo ou vapor	Vapor ou sal	Gás	Sal Part. Gás
Armaz. de energia térm.	PI: nenhum/pouco PR: sim	PI: nenhum/pouco PR: sim	Não	Sim
Ciclo de potência	Ciclo Rankine	Ciclo Rankine	Stirling	Ciclo Brayton
Temp. máxima do ciclo	~240 - 440 °C	~480 - 550 °C	~720 °C	Previsto >700 °C
Efic. do ciclo (projeto)	~28 - 38%	~38 - 44%	~38%	Previsto >50%
Efic. solar-elétrica anual	~9 - 16%	~10 - 20%	~25%	~25 - 30%

PI: Projetos Iniciais; PR: Projetos Recentes

Fonte: Autor.

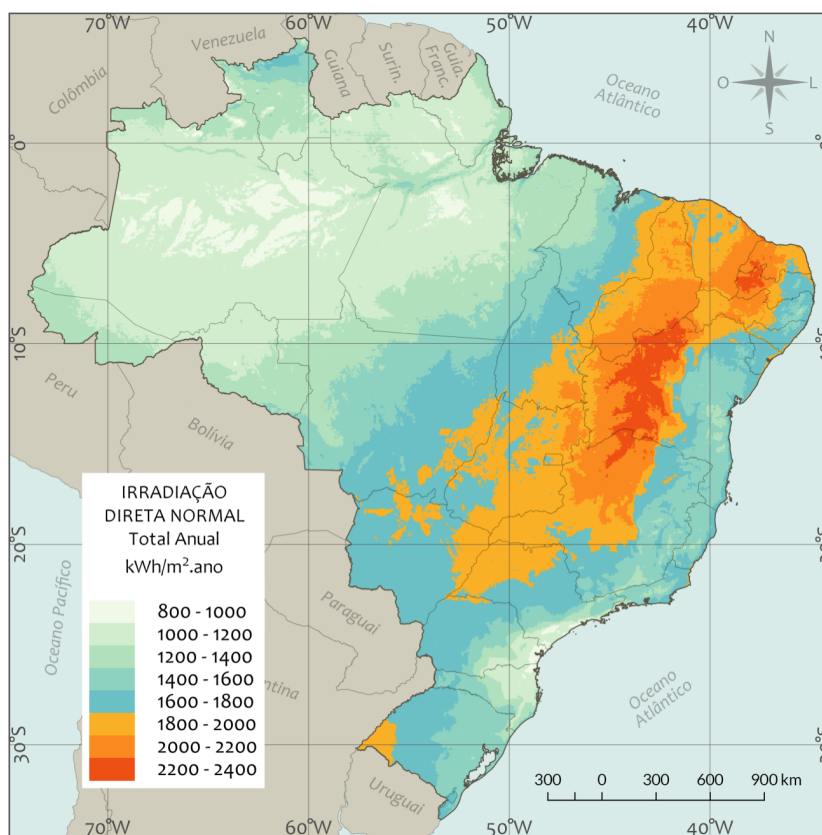
2.2.4 Recurso solar no Brasil

A operação eficiente de plantas CSP está intrinsecamente vinculada à irradiância direta normal (DNI). Como mencionado anteriormente, em termos gerais, locais que registram uma disponibilidade de irradiação solar anual superior a 2000 kWh/m²/ano são considerados propícios para a geração heliotérmica (SCHLECHT; MEYER, 2012). No Brasil, esses valores anuais são predominantemente observados na região do semiárido nordestino, conforme detalhado por Martins, Abreu e Pereira (2012).

O Atlas Brasileiro de Energia Solar (BUENO PEREIRA *et al.*, 2017) evidencia o elevado nível e a baixa variabilidade da irradiação solar no Brasil, comparativamente a países onde a tecnologia solar está mais consolidada, como Alemanha, Espanha, Itália, Portugal e França. A Figura 7 ilustra o mapa de irradiação direta normal total anual.

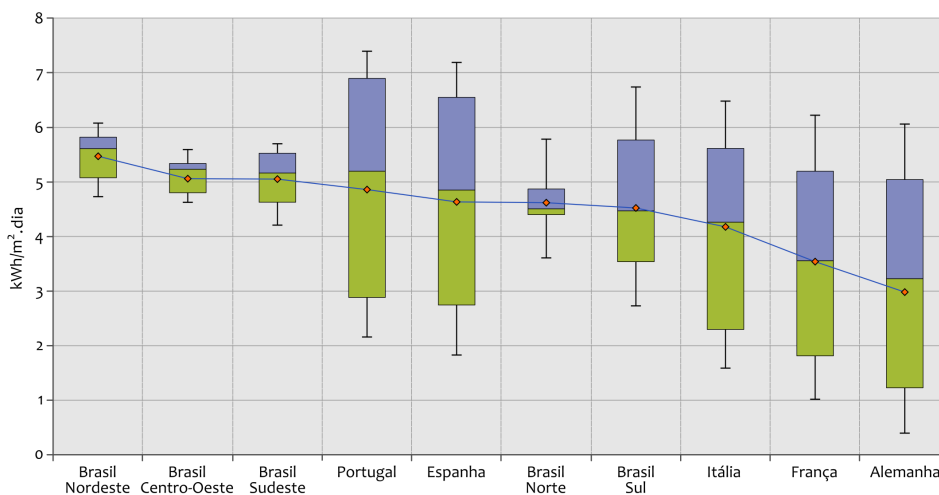
A Figura 8 apresenta uma comparação da variabilidade da irradiação global horizontal média mensal entre as cinco regiões brasileiras e os países mencionados. Utilizando um *box-plot*, no qual as caixas representam 50% dos valores, as linhas verticais indicam os valores máximos e mínimos, e os losangos vermelhos as médias, Bueno Pereira *et al.* (2017) concluem que o Brasil exibe níveis significativamente elevados de irradiação solar, com uma variabilidade mensal substancialmente menor, evidenciada pela altura das caixas.

Figura 7 – Mapa de irradiação direta normal (DNI) total anual no Brasil.



Fonte: Bueno Pereira *et al.* (2017)

Figura 8 – Comparativo das médias mensais da irradiação global horizontal no Brasil e em alguns países da Europa (kWh/m².dia)



Fonte: Bueno Pereira *et al.* (2017)

A região Nordeste do Brasil destaca-se ao superar os países ibéricos em termos de irradiação solar média mensal, apresentando, adicionalmente, uma característica de variabilidade mensal inferior. Por outro lado, a região Sul demonstra características mais semelhantes às encontradas nos países europeus mencionados, especialmente no que diz respeito à variabilidade mensal, devido à sua localização em latitudes mais elevadas e, conseqüentemente, a maiores variações na duração do dia ao longo das estações do ano. Este cenário indica um considerável potencial energético ainda pouco explorado no país.

2.3 GERAÇÃO HÍBRIDA SOLAR-BIOMASSA

A energia solar concentrada demonstra uma notável compatibilidade para integração híbrida com outras tecnologias de geração de energia. Além do campo solar, os demais componentes de uma planta CSP podem ser compatíveis com equipamentos convencionais de geração de energia, facilitando a integração sinérgica com outras fontes de energia. Os benefícios associados da hibridização englobam uma capacidade de despacho e confiabilidade aprimoradas, eficiência elevada, redução do custo de capital devido ao compartilhamento de equipamentos e a flexibilidade operacional, permitindo alternância entre diferentes fontes de energia.

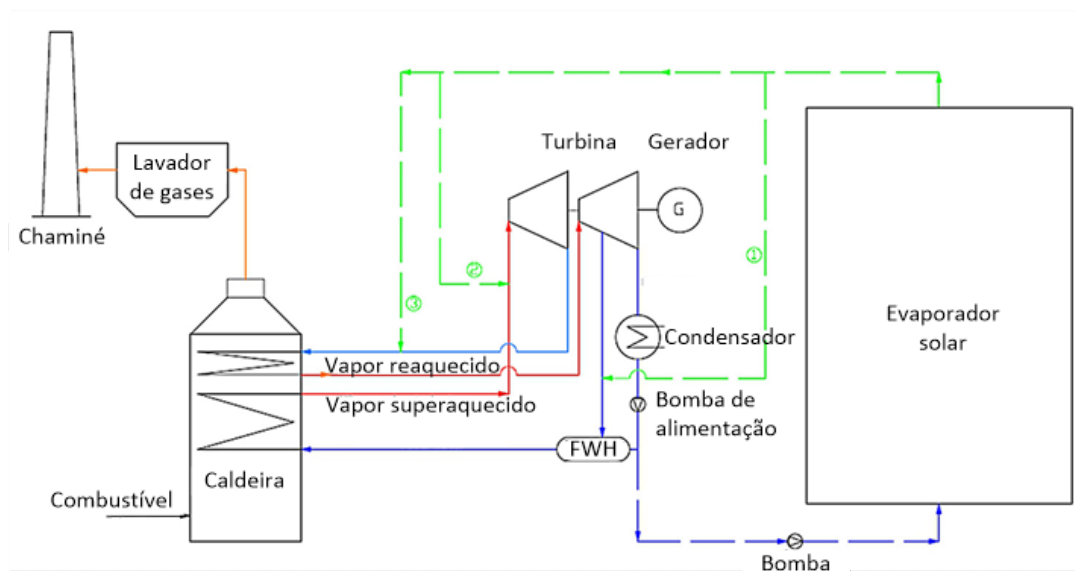
Outra vantagem da hibridização é a capacidade de expandir a localização de plantas, permitindo sua instalação não apenas nas regiões áridas, mas também em regiões semiáridas. Enquanto as plantas CSP puras requerem uma irradiância direta normal (DNI) de 2000 kWh/m²/ano, os sistemas híbridos podem ser implantados em áreas com DNI \geq 1700 kWh/m²/ano. Isso possibilita o deslocamento das plantas CSP de áreas remotas e áridas para regiões urbanas e agrícolas, onde há disponibilidade de biomassa (PETERSEIM *et al.*, 2013).

A determinação do tipo de tecnologia CSP que pode ser integrada a uma planta em uma localização específica é fortemente dependente pelas condições locais, como o DNI e o clima, bem como por restrições particulares, incluindo área disponível, acesso à água e topografia. Entre as principais opções de integração destacam-se: aquecimento da água de alimentação, injeção de vapor superaquecido no estágio de alta pressão da turbina e injeção de vapor na linha de reaquecimento. A Figura 9 ilustra as diferentes alternativas de integração.

Powell *et al.* (2017) e Pramanik e Ravikrishna (2017) realizaram uma revisão abrangente das estratégias de hibridação CSP com diversas fontes, incluindo carvão, gás natural, biocombustíveis, energia geotérmica, fotovoltaica e eólica. Dentre essas opções, a hibridação CSP com combustíveis fósseis e com biomassa apresentaram alta compatibilidade, devido ao emprego comum de ciclos de vapor (PETERSEIM *et al.*, 2014b; CARDEMIL *et al.*, 2021; FERNÁNDEZ-GARCÍA *et al.*, 2010).

A hibridização da energia solar térmica com carvão oferece benefícios significa-

Figura 9 – Esquema simplificado das opções de integração da tecnologia CSP em uma planta convencional: 1) aquecimento de água de alimentação; 2) vapor superaquecido; e 3) reaquecimento.



Fonte: Adaptado de Peterseim *et al.* (2013)

tivos. O carvão, como fonte de energia preponderante, apresenta diversas oportunidades para integração com energia solar térmica suplementar. Nas usinas a carvão, é possível empregar a energia térmica concentrada para pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, geração direta de vapor e pré-aquecimento do ar de combustão. A utilização do carvão proporciona despachabilidade, enquanto a energia solar térmica contribui para a redução das emissões de CO₂ provenientes da usina.

O gás natural tem sido designado como um combustível de transição devido à sua confiabilidade, baixo custo e despacho semelhante aos combustíveis fósseis, porém, apresenta emissões de CO₂ significativamente menores em comparação com o carvão, devido à sua estrutura molecular com baixa relação carbono-hidrogênio, predominantemente CH₄. Assim como no caso do carvão, existem formas de hibridizar a tecnologia de energia solar concentrada, conforme abordado na revisão detalhada disponível em Vogel *et al.* (2013) e Turchi, Ma e Erbes (2011).

Assim como a hibridização da energia solar térmica com combustíveis fósseis demonstra sinergia positiva, a combinação com biocombustíveis apresenta muitos benefícios semelhantes, aprimorando a flexibilidade e a confiabilidade, além de possuir o potencial de proporcionar 100% de energia renovável. A tecnologia CSP pode ser integrada a diversas fontes de biomassa, incluindo resíduos florestais, bagaço, resíduos de madeira e combustíveis derivados de resíduos, ampliando assim as opções de hibridização (PETERSEIM *et al.*, 2014a, 2014b).

2.3.1 Requisitos e restrições de processo de um gerador de vapor em configuração híbrida CSP

Os principais requisitos e restrições de processo de um gerador de vapor estão associados às limitações operacionais dos trocadores de calor e turbinas. A maioria de geradores de vapor e turbinas modernas tem a capacidade de suportar cargas aumentadas em até 10% da carga nominal de forma contínua, conforme destacado por Petrov, Popa e Franson (2012). Contudo, a operação contínua do gerador de vapor em sua carga máxima deve ser evitada, uma vez que isso reduz a vida útil devido às temperaturas constantemente elevadas nas superfícies de aquecimento. Nesse sentido, a duração máxima da carga máxima é estabelecida em 4 horas por dia, sem uma redução significativa na vida útil. Caso a duração da carga máxima exceda esse limite, o gerador de vapor precisa ser redimensionado, o que por sua vez, requer o redimensionamento da turbina. A garantia da operação de uma planta termelétrica a vapor mesmo em ausência de energia solar é essencial. Portanto, é importante evitar o dimensionamento excessivo dos componentes, uma vez que isso reduz a eficiência da usina e aumenta os custos de investimento e operacionais conforme discutido por Rayaprolu (2009).

O gerador de vapor deve ser capaz de compensar transientes do campo solar em condições de variação da irradiação solar. É importante manter o estresse térmico no mínimo para promover a vida útil dos componentes. A temperatura do vapor e das superfícies de transferência de calor do gerador de vapor são controladas com atemperadores, cuja quantidade de água geralmente é limitada a cerca de 8% da vazão total. Essa restrição visa reduzir o choque térmico nas tubulações de vapor e garantir a vaporização completa das gotículas de água antes de atingirem a turbina, conforme descrito por (RAYAPROLU, 2009).

A temperatura absoluta do vapor que entra na turbina não deve exceder a temperatura nominal em mais de 28 °C, e a pressão absoluta não deve ultrapassar a pressão nominal em mais de 20%. Em termos gerais, os gradientes de temperatura do vapor considerados aceitáveis para a turbina são inferiores a 5 °C/min (BIRNBAUM *et al.*, 2011). A fração de água no vapor de exaustão deve ser mantida abaixo de 12% para evitar condensação dentro da turbina, conforme discutido por Rayaprolu (2009).

Para integrar um sistema com uma maior participação de energia solar sem a necessidade de dimensionamento excessivo dos componentes, é necessário que o gerador de vapor opere em carga parcial, enquanto a turbina funciona em carga máxima. Em virtude do acúmulo de fuligem nas superfícies de aquecimento e da erosão dos componentes do gerador de vapor durante o envelhecimento, o desempenho térmico é geralmente projetado para ser ligeiramente superior em cargas mais baixas do que na carga máxima contínua, conforme discutido por (POPOV, 2011). A eficiência é, tipicamente, projetada para ser ótima em carga contínua normal, que corresponde a

90% da carga máxima contínua, como mencionado por (RAYAPROLU, 2009).

Se o gerador de vapor for projetado para operar em cargas parciais por períodos prolongados, os dados de desempenho em carga parcial devem ser obtidos do fabricante, uma vez que o desempenho nessas condições pode variar entre diferentes geradores de vapor. Adicionalmente, a operação em carga parcial afeta o desempenho das superfícies de aquecimento. Em cargas mais baixas, a temperatura dos gases de combustão diminui, e superfícies de transferência de calor maiores são necessárias para manter as temperaturas do vapor constantes. Geralmente, a faixa de carga varia de 70% a 100% da carga máxima contínua, onde as temperaturas do vapor após os superaquecedores e os reaquécedores devem ser mantidas constantes (RAYAPROLU, 2009). Além disso, a temperatura final dos gases de combustão deve estar na faixa de 140°C a 150°C especialmente se esses gases contiverem enxofre (Raiko et al. 2013). Em resumo, a temperatura final dos gases de combustão não deve ser reduzida abaixo do ponto de orvalho desses gases.

2.3.2 Projetos CSP híbridos no mundo

A Tabela 6 compila projetos CSP híbridos em todo o mundo. Observa-se que aproximadamente metade desses projetos está associada à integração de energia solar em ciclos combinados, conhecidos como plantas ISCC, sendo os coletores parabólicos a tecnologia predominante. Desde 2010 até 2018, a tecnologia PTC tem sido a escolha inicial para sistemas híbridos. No entanto, os coletores Fresnel e as Torres centrais têm conquistado uma participação crescente em projetos híbridos, sendo integrados tanto a ciclos combinados quanto a sistemas fotovoltaicos e eólicos.

A planta termossolar Borges e a planta Aalborg Brønderslev são as únicas instalações CSP associadas à hibridização com biomassa. A planta Borges, situada na Espanha, emprega coletores parabólicos dispostos em paralelo com dois geradores a biomassa, com o propósito de gerar vapor superaquecido com parâmetros de temperatura e pressão idênticos. O campo solar foi dimensionado para operar a turbina a vapor de 22,5 MW a carga máxima no ponto de projeto. Por sua vez, a planta Aalborg Brønderslev, localizada na Dinamarca, integra um sistema CSP a um ciclo Rankine orgânico (ORC) alimentado com biomassa, destinado à geração de calor para aquecimento urbano e produção de energia elétrica. A instalação CSP compreende 40 fileiras de coletores parabólicos, com uma área de abertura de 26.929 m² e capacidade de 16,6 MWt. Este sistema representa a primeira combinação no mundo de um sistema CSP com uma usina ORC alimentada com biomassa.

Tabela 6 – Projetos híbridos CSP no mundo.

Tecnologia	Nome	Potência [MW]	Localização	Início
PTC + NG (ISCC)	Martin Next Generation	75 ^S + 1150 ^{GN}	EUA	2010
PTC + CC (ISCC)	ISCC Hassi R'mel	20 ^S + 130 ^{CC}	Argélia	2011
PTC + CC (ISCC)	Ain Beni Mathar	20 ^S + 472 ^{CC}	Marrocos	2011
PTC + CC (ISCC)	ISCC Kuraymat	20 ^S + 150 ^{CC}	Egito	2011
PTC + B	Borges Termosolar	22,5 ^S + 44 ^B	Espanha	2012
PTC + CC (ISCC)	Medicine Hat	1,1 ^S + 203 ^{CC}	Canadá	2014
PTC + B ORC	Aalborg Brønderslev	5,5 ^S + ND ^B	Dinamarca	2016
PTC + CC (ISCC)	Agua Prieta II	12 ^S + 394 ^{CC}	México	2017
PTC + CC (ISCC)	Waad Al Shamal	50 ^S + 1390 ^{CC}	Arábia S.	2018
PTC + CC (ISCC)	Duba 1	43 ^S + 605 ^{CC}	Arábia S.	EC (2023*)
LFR + CC (ISCC)	Dadri ISCC Plant	14 ^S + 210 ^{CC}	Índia	2019
LFR + FV + CGN	Partanna MS-LFR	4,26 ^S + 5,6 ^{FV}	Itália	2022
LFR + FV	Stromboli Solar	4 ^S + ND ND	Itália	EC (ND)
LFR + FV	CEIC Dunhuang	100 ^S + 600 ^{FV}	China	EC (2024*)
LFR + FV + W	CNNC Yumen	100 ^S +400 ^{FV} +200 ^E	China	EC (2024*)
CT + FV	Jinta Zhongguang Solar	100 ^S + 600 ^{FV}	China	EC (2023*)
CT + PTC + FV	Noor Energy 1/DEWA IV	ND ^S + 250 ^{FV}	Emirados A. U.	EC (2023*)
CT + FV	Huidong New Energy A.	110 ^S + 640 ^{FV}	China	EC (2024*)
CT + FV + W	Three Gorges Henderson	100 ^S +200 ^{FV} +400 ^E	China	EC (2024*)

PTC: Coletor Parabólico; LFR: Coletor Fresnel; CT: Torre Central;

S: Solar; B: Biomassa; W: Eólica; FV: Fotovoltaica; CC: Ciclo Combinado; NG: Gás Natural;

ND: Não Disponível; EC: Em Construção; * Previsão

Fonte: Autor, dados de SOLARPACES (2023).

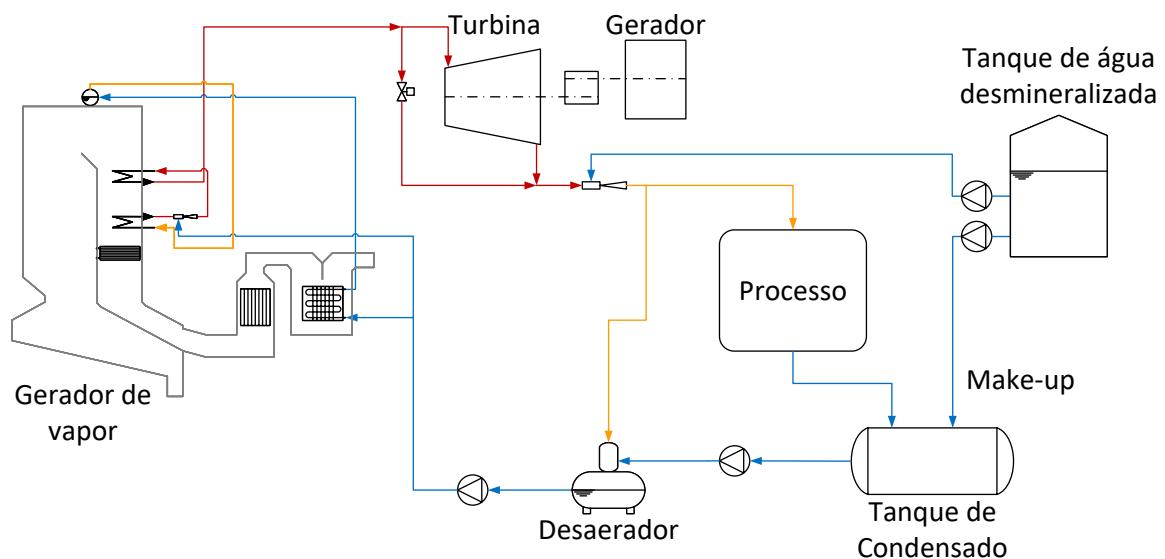
3 PLANTA DE COGERAÇÃO

3.1 DESCRIÇÃO DA PLANTA DE COGERAÇÃO

A unidade de cogeração analisada está situada em um complexo industrial dedicado à produção de ração animal, localizado na região centro-oeste de Minas Gerais. O propósito principal desta unidade é a geração simultânea de eletricidade e calor, utilizando exclusivamente biomassa como fonte de energia. Durante a visita técnica à unidade termelétrica (UTE), foram coletados dados e realizadas medições com o objetivo de determinar a eficiência do gerador de vapor em cargas parciais, considerando a integração com um campo CSP.

A planta de cogeração é baseada em um ciclo Rankine e é composta por um gerador de vapor a biomassa alimentado por cavacos de madeira de eucalipto, uma turbina a vapor de contrapressão acoplada a um gerador, um desaerador, bombas e componentes auxiliares. A configuração física da planta é ilustrada na Figura 10.

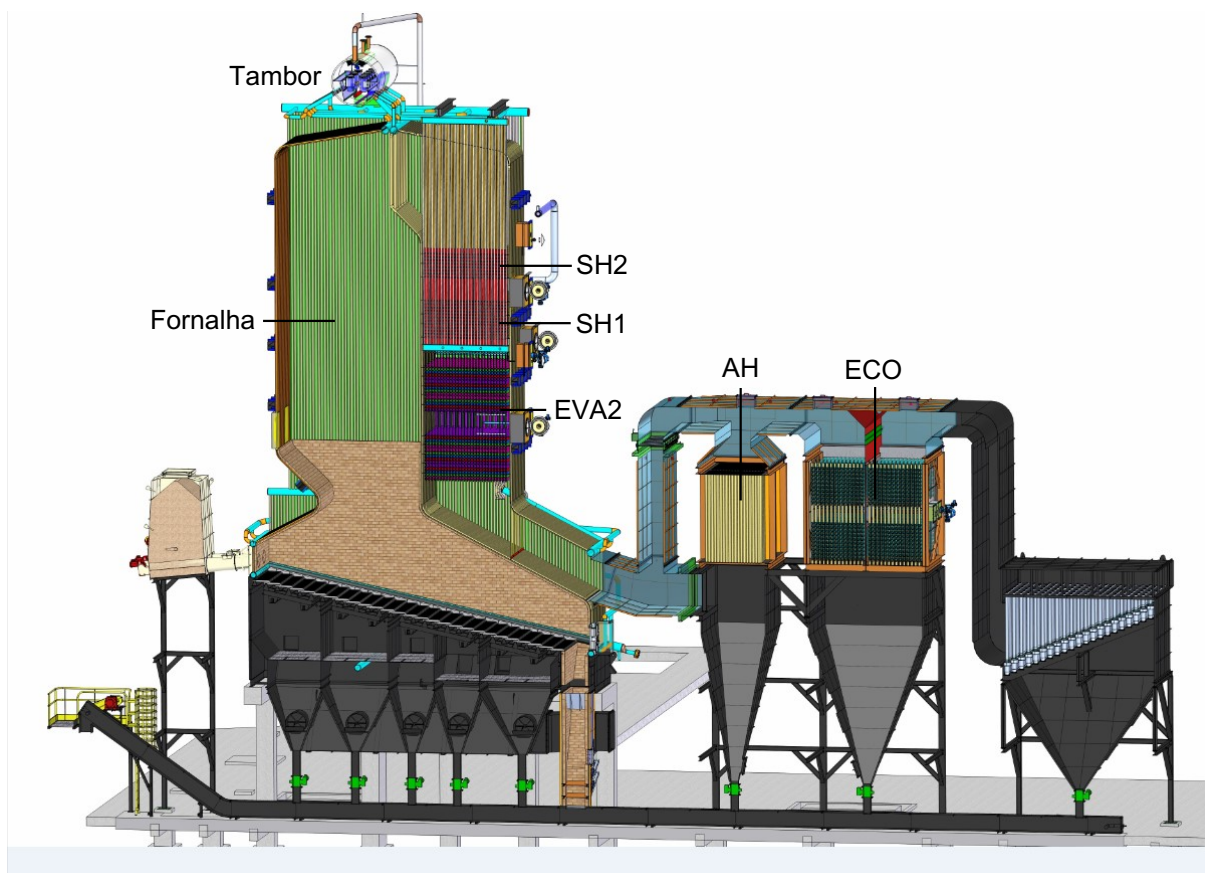
Figura 10 – Diagrama esquemático da planta de cogeração.



Fonte: Autor.

O gerador de vapor a biomassa fornece vapor superaquecido a 420 °C e 45 bar(a). Sua configuração inclui um tambor conectando as paredes de água da fornalha, dois superaquecedores convectivos (SH1 e SH2), um evaporador secundário (EVA2), um pré-aquecedor de ar (AH) e um economizador (ECO). Os dados de projeto do gerador de vapor, foram disponibilizados pelo fabricante. A Figura 11 exibe o esquema da unidade geradora de vapor e suas seções constituintes. As condições nominais de projeto são descritas na Tabela 7.

Figura 11 – Desenho da unidade geradora de vapor a biomassa.



Fonte: Fabricante.

Tabela 7 – Condições nominais de projeto do gerador de vapor.

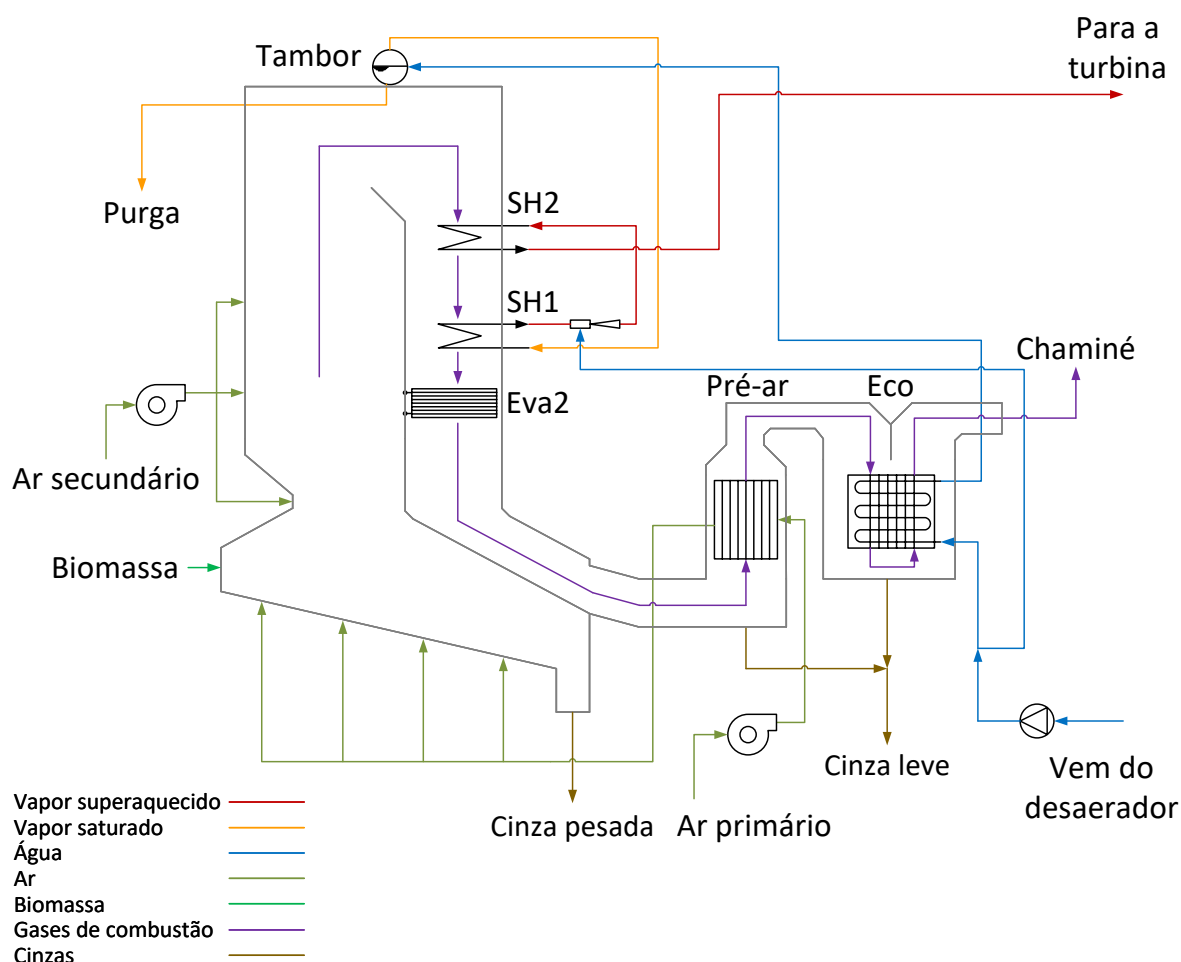
Parâmetro	Valor
Vazão mássica de vapor superaquecido, t/h	50
Pressão do vapor superaquecido, bar	45
Temperatura do vapor superaquecido, °C	420
Pressão da água de alimentação, bar	55
Temperatura da água de alimentação, °C	130

Fonte: Autor.

A fornalha possui uma cobertura parcial de tijolos refratários na parte inferior, criando uma superfície radiante apropriada para a queima de biomassa sobre uma grelha reciprocante. Os superaquecedores são compostos por um conjunto de tubos alinhados e estão posicionados após a fornalha, na passagem convectiva. O controle de temperatura do vapor superaquecido é realizado através da injeção direta de água líquida entre SH1 e SH2, mantendo a temperatura do vapor dentro de limites aceitáveis e corrigindo flutuações causadas por instabilidades durante a operação. O pré-aquecedor de ar é constituído por tubos verticais, pelos quais o gás de combustão

passa internamente. O economizador consiste em um conjunto de tubos aletados. A Figura 12 apresenta o fluxograma correspondente à unidade de geração de vapor do complexo industrial.

Figura 12 – Fluxograma do gerador de vapor do complexo industrial.



Fonte: Autor.

O vapor superaquecido é conduzido para a turbina a vapor de contrapressão, onde ocorre sua expansão até 10 bar(a) para atender à demanda de 5,5 MWth de vapor destinado aos processos industriais. A turbina está acoplada a um gerador síncrono de eletricidade com capacidade nominal de 3 MWe, contribuindo para o suprimento de parte da demanda de energia elétrica da indústria onde a planta de cogeração está implantada.

Após passar pela turbina, uma fração do vapor é direcionada para o desaerador, enquanto o restante é destinado ao processo industrial. O condensado é bombeado em direção ao desaerador, onde recebe vapor levemente superaquecido proveniente da turbina. Esse processo visa eliminar gases não dissolvidos na água, como dióxido

de carbono e oxigênio. Devido às perdas de água e vapor resultantes de purgas e sopragem de fuligem, é necessária a reposição de água tratada.

3.2 COLETA DE DADOS

Com a integração do campo solar no ciclo de cogeração, torna-se essencial avaliar a eficiência do gerador de vapor em condições semelhantes à operação híbrida. Para isso, foram coletados dados operacionais no local, considerando a operação da planta em diferentes níveis de carga. A análise desses dados medidos é fundamental para validar a curva de eficiência fornecida pelo fabricante e verificar a precisão do modelo de simulação que reproduz o comportamento termodinâmico da unidade geradora de vapor.

Nesse contexto, esta seção apresenta os métodos e equipamentos utilizados na análise do combustível, na determinação da composição dos gases de combustão, incluindo oxigênio (O_2), dióxido de carbono (CO_2) e monóxido de carbono (CO), além da análise dos resíduos. Adicionalmente, é apresentada uma breve descrição do procedimento de coleta de dados operacionais do sistema de supervisão da planta de cogeração. A metodologia aplicada no cálculo do rendimento térmico do gerador de vapor também é detalhada, seguindo as diretrizes da norma ASME PTC 4 (2013).

3.2.1 Análise do combustível, gases de combustão e resíduos

A análise elementar dos cavacos de madeira de eucalipto foi conduzida para quantificar os teores de carbono, hidrogênio, nitrogênio e enxofre. Para essa finalidade, utilizou-se um analisador CHN, conforme especificações da norma ASTM D 5373, para a quantificação de carbono, hidrogênio e nitrogênio. A determinação do teor de enxofre foi realizada de acordo com a norma ASTM D 4239. Adicionalmente, a análise imediata foi conduzida para avaliar a matéria volátil, umidade, teor de cinzas e presença de carbono fixo, seguindo as normas ASTM E 872, ASTM E 871, ASTM D 1102 e ASTM E 870, respectivamente. O poder calorífico superior (PCS) foi determinado utilizando um calorímetro de bomba conforme estabelecido pela norma ASTM D 2015.

A Figura 13 ilustra os cavacos de madeira de eucalipto utilizados como combustível na planta de cogeração. A Tabela 8 apresenta os valores do poder calorífico superior e inferior (PCI), além dos resultados das análises elementar e imediata para os cavacos de madeira de eucalipto.

A composição dos gases de combustão foi determinada utilizando um analisador de gases MRU Optima7[®], disponibilizado pelo Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET) da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC. Este dispositivo de medição é empregado no controle de processos de combustão, fornecendo informações sobre a composição dos produtos da combustão em termos

Figura 13 – Cavacos de madeira de eucalipto.



Fonte: Autor

Tabela 8 – Análise elementar e imediata do cavaco de eucalipto.

Características	Cavacos de eucalipto
Poder calorífico superior (base seca), kJ/kg	17327
Poder calorífico inferior (base úmida), kJ/kg	9486
Umidade, %m	33,75
Análise imediata (base seca), %m	
Matéria volátil	86,85
Carbono fixo	12,53
Cinza	0,62
Análise elementar (base seca), %m	
Carbono	47,87
Hidrogênio	8,08
Nitrogênio	0,02
Enxofre	0,03
Oxigênio	43,38

* O teor de oxigênio foi calculado por diferença

Fonte: Autor.

de fração volumétrica. Esses dados são essenciais para o cálculo do coeficiente de excesso de ar.

O analisador Optima 7[®] possibilita a medição contínua de O₂ e CO por meio de sensores eletroquímicos, enquanto o CO₂ é mensurado por um sensor NDIR (infravermelho não dispersivo)(CONFOR, 2013). A Figura 14 apresenta uma ilustração desse equipamento.

Nos interstícios da fornalha e dos dutos de gases, operando a uma pressão inferior à atmosférica, ocorre a introdução de uma quantidade adicional de ar do ambiente, conhecida como infiltrações. No sentido do movimento dos gases, a quantidade

Figura 14 – Analisador de gases Optima 7[®].

Fonte: (CONFOR, 2013)

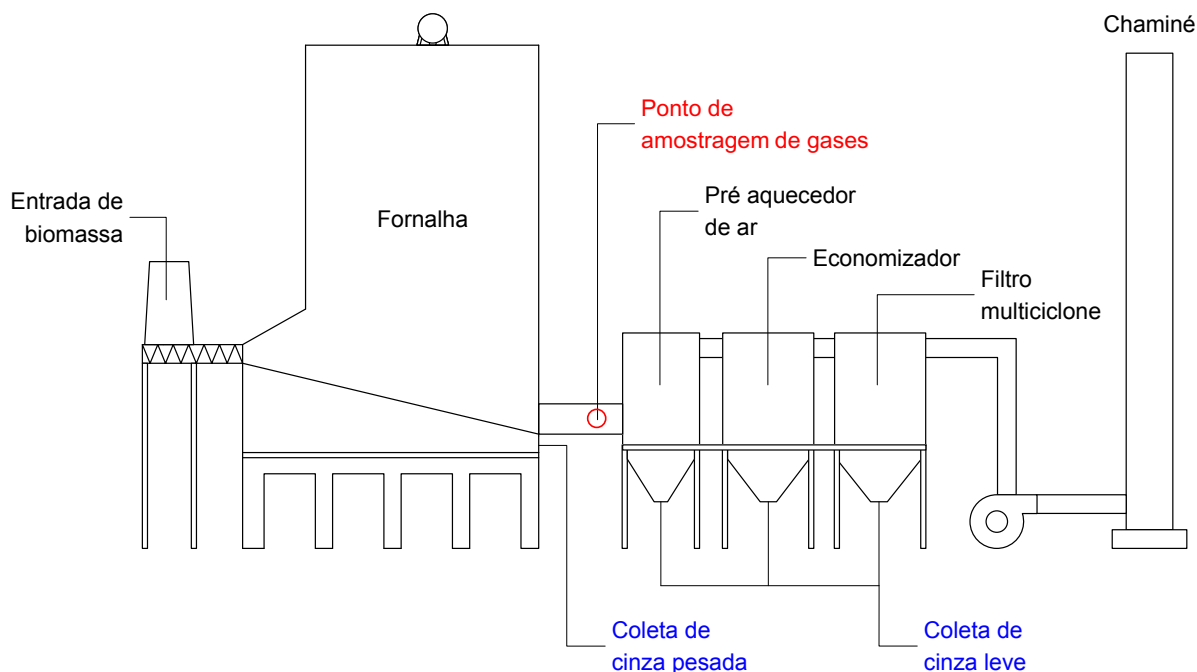
de ar infiltrado aumenta continuamente. Algumas superfícies de aquecimento, como o pré-aquecedor de ar e economizador, além do filtro multiciclone, são susceptíveis a infiltrações. Para prevenir a entrada de ar falso no analisador, o ponto de amostragem foi posicionado entre a saída da fornalha e o pré-aquecedor de ar, conforme ilustrado na Figura 15.

Uma sonda de amostragem foi fabricada nas instalações da planta de cogeração, seguindo as especificações descritas no manual de operação do analisador de gases. A extremidade de captação da sonda possui ponta chanfrada, enquanto a outra extremidade conta com um suporte roscado que permite a fixação e remoção para serviços de inspeção e manutenção, como ilustrado na Figura 16. A sonda tem comprimento de 1,37 m, garantindo a inserção adequada no duto até o fluxo de gases.

A Figura 17 apresenta a janela de inspeção escolhida como o ponto de captação de gases de combustão, posicionada entre a saída da fornalha e o pré-aquecedor de ar. A medição da temperatura dos gases foi realizada com o transmissor temperatura localizado ao lado do ponto de amostragem de gases.

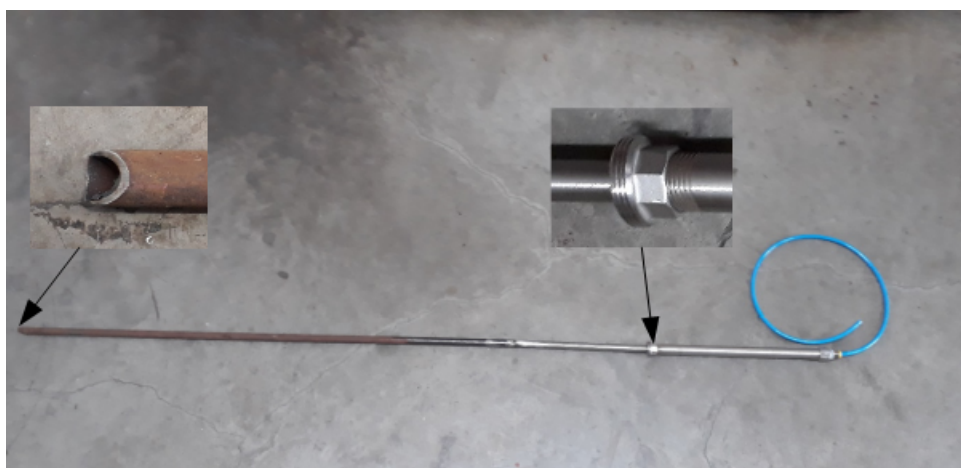
As amostras de cinzas pesadas foram coletadas do cinzeiro localizado no fundo da câmara de combustão. Da mesma forma, as amostras de cinzas leves foram coletadas do aquecedor de ar, economizador e filtro multiciclone. As Figuras 18a a 18d ilustram as cinzas coletadas, enquanto os pontos de coleta são indicados na Figura 15. O teor de carbono não queimado foi determinado de acordo com ASTM D1102-84. A Tabela 9 apresenta os valores médios para o teor de carbono não queimado nas cinzas.

Figura 15 – Local de amostragem de gases e coleta de cinzas.



Fonte: Autor

Figura 16 – Sonda de amostragem.



Fonte: Autor

3.2.2 Coleta de dados do supervisório

Os dados referentes à temperatura, pressão e vazões mássicas foram obtidos do sistema supervisório da planta de cogeração. Vale ressaltar que a vazão mássica de vapor apresentou variações conforme a demanda do processo industrial durante a coleta de dados. Durante o período noturno, o gerador de vapor operou próximo à

Figura 17 – Local e instalação do analisador de gases.



Fonte: Autor

Tabela 9 – Teor de carbono não queimado nas cinzas.

Cinza	Local	Carbono não queimado
Cinza pesada, %	Cinzeiro	35,56
Cinza leve, %	Aquecedor de ar	37,60
	Economizador	15,75
	Multi-ciclone	27,80

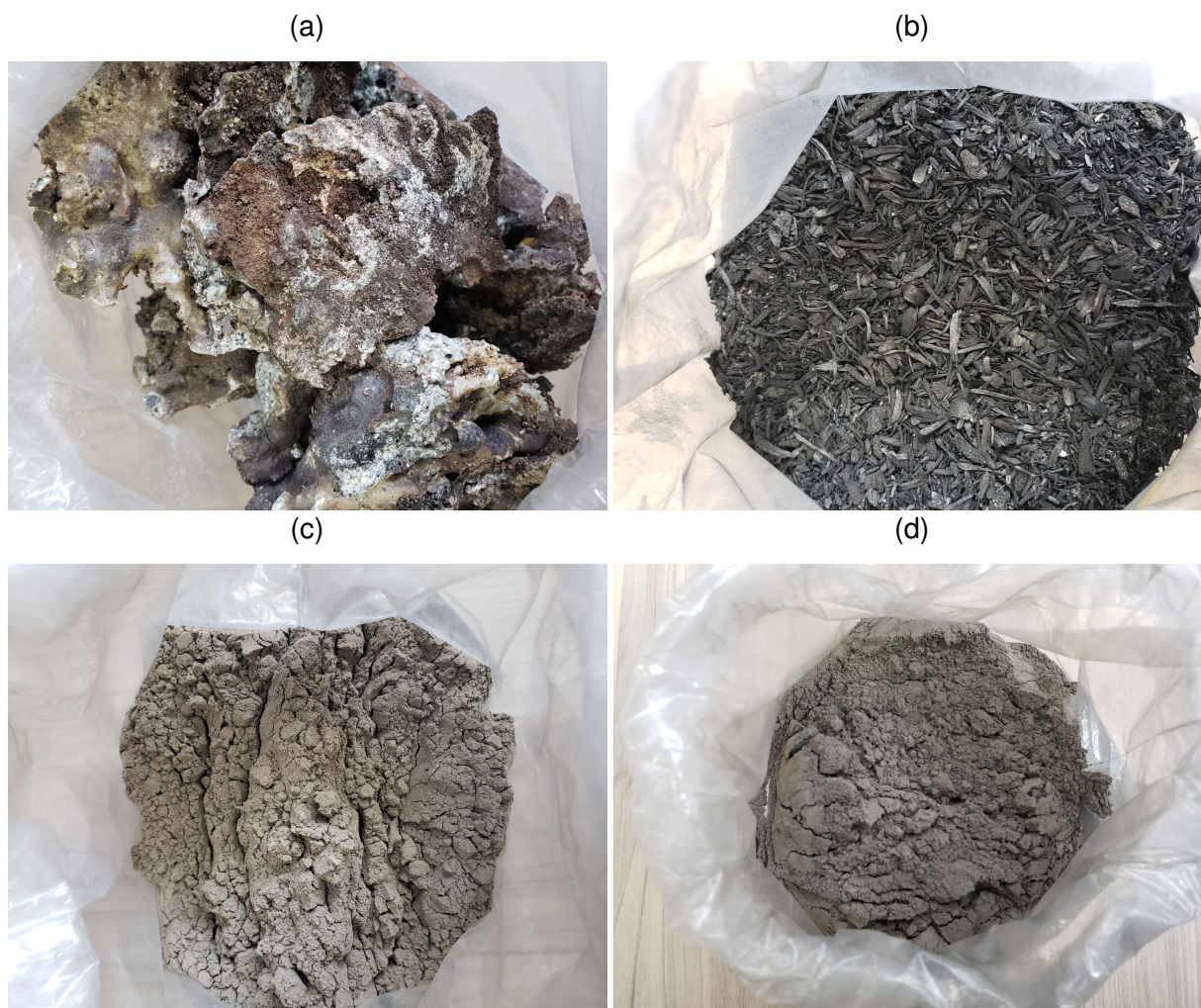
Fonte: Autor.

carga nominal, com todas as linhas de produção em funcionamento. Durante o dia, o equipamento operou em carga parcial devido à redução na demanda de vapor das linhas de produção. Essa variação ocorre porque a matéria-prima é recebida nas instalações do complexo industrial no final da tarde e é processada ao longo da noite.

O procedimento adotado compreendeu o monitoramento da operação da planta ao longo de três dias durante a visita técnica à instalação (consulte a Figura 19). Foi realizada a seleção de períodos nos quais os parâmetros de operação da unidade estivessem mais próximos das condições de regime permanente, conforme especificado na norma ASME PTC 4 (2013). Como exemplo, a Figura 20 ilustra o comportamento característico da vazão mássica de vapor para uma carga de 80%.

A Tabela 10 exibe os principais dados coletados no local, utilizados no cálculo

Figura 18 – Amostras de cinzas: (a) saída da grelha; (b) préaquecedor de ar; (c) economizador; e (d) filtro multiciclone



Fonte: Autor.

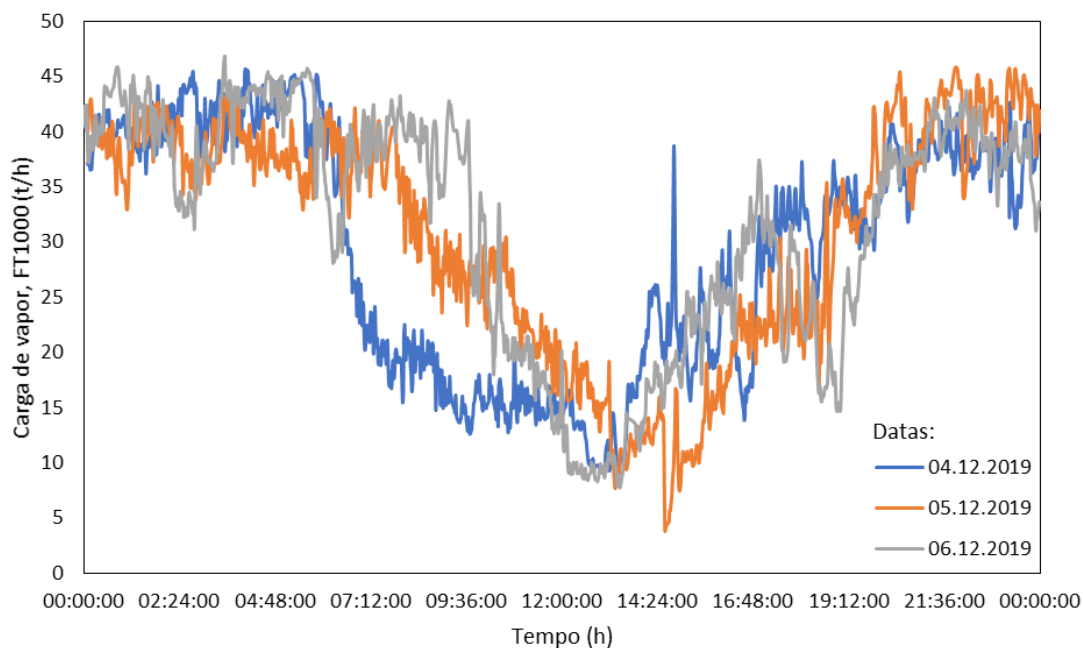
da eficiência da unidade geradora de vapor, com variação de carga entre 40 e 85%.

3.3 METODOLOGIA DE CÁLCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO

O cálculo da eficiência energética do gerador de vapor segue os procedimentos estabelecidos pela norma ASME PTC 4 (2013), levando em consideração o seguinte:

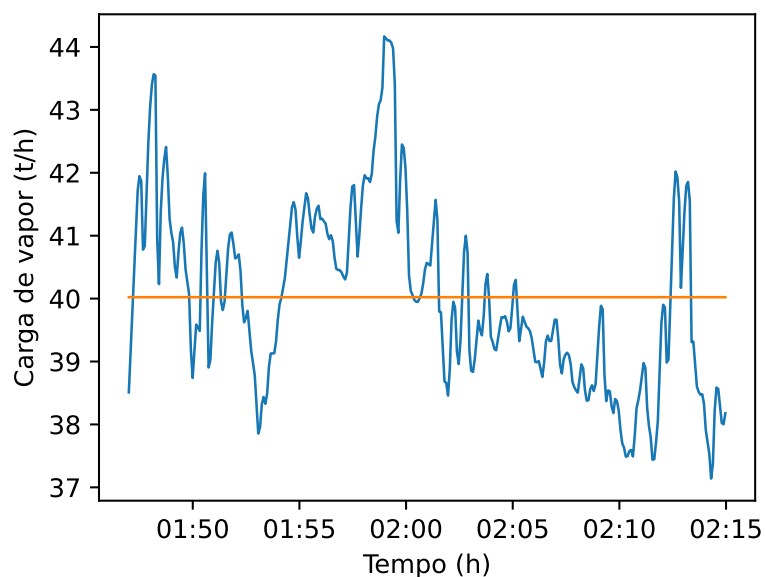
- Operação em cargas parciais e regime permanente;
- 70% de ar primário e 30% de ar secundário;
- Distribuição de cinzas pesadas e leves em proporções de 70% e 30%, respectivamente;
- Cálculo de perdas para o ambiente com base em nomograma (CORTEZ; LORA, E. S.; GÓMEZ, 2008).

Figura 19 – Carga de vapor (t/h) durante 24h.



Fonte: Autor

Figura 20 – Comportamento característico da vazão mássica de vapor para uma carga de 80%.



Fonte: Autor.

Neste estudo, a carga mínima da unidade geradora de vapor é limitada a 40%, momento em que o campo solar opera em sua carga nominal, produzindo 60% do

Tabela 10 – Dados coletados para o cálculo da eficiência do gerador de vapor em cargas parciais.

	Carga			
	40%	75%	80%	85%
Temperatura do ar primário, °C	104,6	124,6	136,2	135,8
Temperatura do ar secundário, °C	34,2	32,3	33,5	33,6
Temperatura dos gases de combustão na chaminé, °C	199,9	175,1	180,6	180,6
Temperatura do vapor superaquecido, °C	394,0	412,0	415,5	416,7
Temperatura da água de alimentação, °C	105,4	93,9	94,0	94,1
Temperatura da água do dessuperaquecedor, °C	105,4	93,9	94,0	94,1
O ₂ em gases de combustão, %v (base seca)	7,13	7,09	5,94	3,89
CO ₂ em gases de combustão, %v (base seca)	12,42	12,35	13,39	15,46
CO em gases de combustão, %v (base seca)	0,33	0,10	0,08	0,33
Excesso de ar, %	50,1	49,6	38,4	22,1
Vazão mássica de ar seco, kg/s	12,8	23,2	23,0	21,5
Vazão mássica de ar úmido, kg/s	13,0	23,5	23,4	21,8
Vazão mássica de gases de combustão úmido, kg/s	15,0	27,2	27,3	25,9
Vazão mássica de cinzas pesadas, kg/s	0,009	0,016	0,017	0,018
Vazão mássica de cinzas leves, kg/s	0,004	0,007	0,007	0,008
Carbono não queimado nas cinzas, kg/kg comb	0,002	0,002	0,002	0,002

Fonte: Autor.

vapor demandado pelo processo.

As equações especificadas pela norma ASME PTC 4 (2013) foram todas implementadas utilizando a linguagem de programação Python (PSF, 2023).

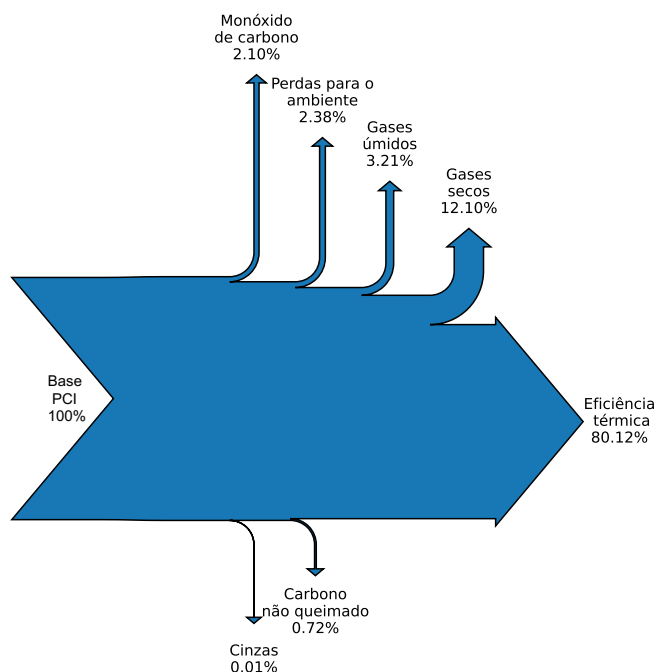
Os resultados referentes à eficiência térmica do gerador de vapor, considerando o PCI do combustível, são apresentados na Tabela 11 e visualizados nos diagramas de Sankey nas Figuras 21 e 22. A notável redução na eficiência em cargas parciais foi predominantemente atribuída aos gases de combustão na chaminé, gases de combustão úmidos, perdas de calor para o ambiente e emissão de monóxido de carbono.

Tabela 11 – Resultados do cálculo da eficiência do gerador de vapor para diferentes cargas.

	Carga			
	40%	75%	80%	85%
Perda de calor total, %	20,51	15,72	15,16	15,14
Gases de combustão secos, %	12,10	10,33	9,93	8,78
Gases de combustão úmidos, %	3,21	2,74	2,82	2,79
Perdas por radiação e convecção nas superfícies, %	2,38	1,28	1,19	1,12
Monóxido de carbono em gases de combustão, %	2,10	0,64	0,49	1,72
Carbono não queimado, %	0,72	0,72	0,72	0,72
Cinzas (pesadas e leves), %	0,01	0,01	0,01	0,01
Eficiência térmica, %	80,12	84,78	85,38	85,34
Vazão mássica de combustível, t/h	7,3	13,2	14,2	15,0
Energia disponível do combustível, MW	19,1	34,8	37,3	39,5
Calor útil, MW	15,3	29,5	31,9	33,7

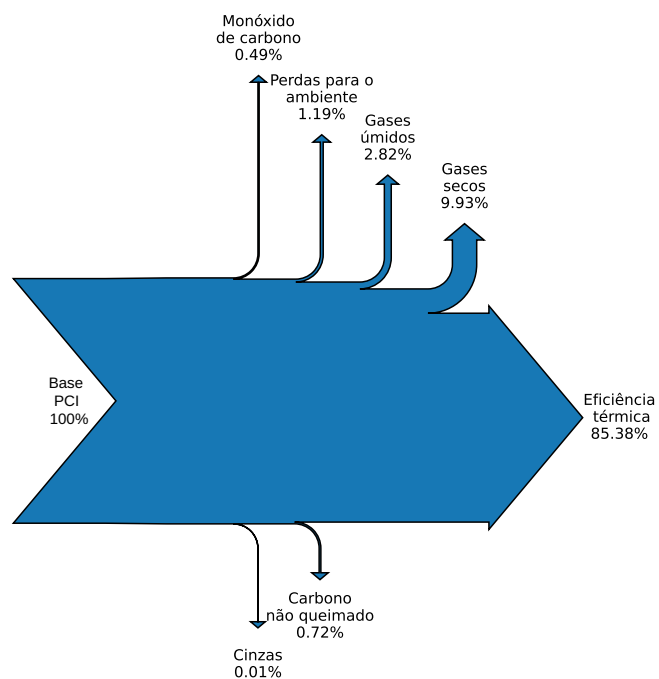
Fonte: Autor.

Figura 21 – Diagrama de Sankey para perdas térmicas a 40% de carga.



Fonte: Autor.

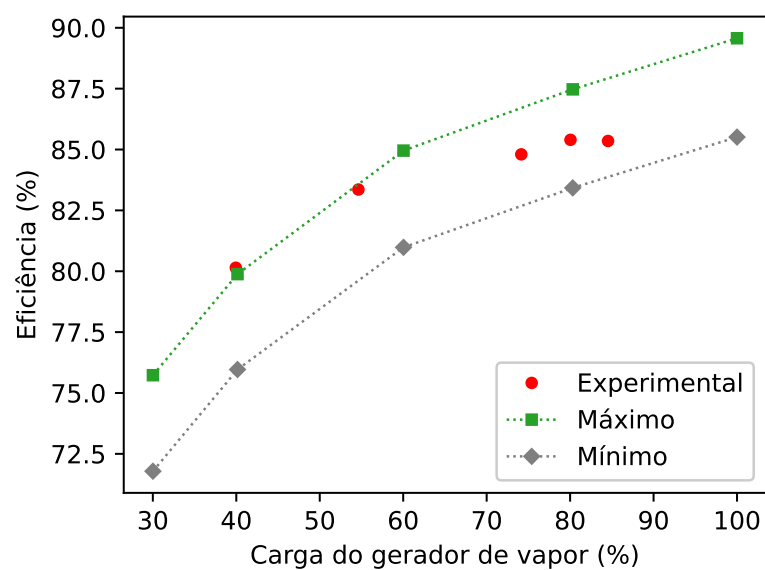
Figura 22 – Diagrama de Sankey para perdas térmicas a 80% de carga.



Fonte: Autor.

Os resultados de eficiência para a unidade geradora de vapor são apresentados na Figura 23. Observa-se que os resultados estão em conformidade com os valores esperados de eficiência máxima e mínima fornecidos pelo fabricante. É importante destacar que a redução da vazão mássica do vapor gerado não implica necessariamente na diminuição do consumo de combustível na mesma proporção.

Figura 23 – Eficiência do gerador de vapor a biomassa em cargas parciais.



Fonte: Autor.

4 PLANTA DE COGERAÇÃO ASSISTIDA COM ENERGIA SOLAR

A implementação da tecnologia de geração direta de vapor (DSG) é possível em coletores solares lineares de ambos tipos: parabólicos e Fresnel. Contudo, a preferência pela tecnologia Fresnel é justificada devido vantagens distintas. Os coletores Fresnel demonstram maior resistência mecânica nas conexões, atribuível à fixação do receptor. Essa característica possibilita que esses coletores suportem pressões mais elevadas em comparação aos coletores parabólicos. Adicionalmente, a escolha pela tecnologia Fresnel oferece benefícios econômicos, uma vez que ela se destaca por custos inferiores quando comparada a outras alternativas disponíveis no mercado (COCO-ENRÍQUEZ; MUÑOZ-ANTÓN; MARTÍNEZ, 2013; HIRSCH *et al.*, 2014).

Existem três tipos de configurações principais que podem ser empregadas em um campo de coletores solares com geração direta de vapor, conforme detalhado na Seção 2.2.2 do Capítulo 2. Neste estudo, optou-se pelo modo de evaporação com recirculação. A escolha pela recirculação é respaldada pela predominância dessa configuração em projetos de geração direta de vapor em instalações CSP atualmente. No sistema proposto, um tanque separador central é posicionado entre as seções de evaporação e superaquecimento, desempenhando a função de separar a água e o vapor gerados. O líquido saturado retorna à entrada do campo solar, enquanto o vapor saturado é direcionado para a seção de superaquecimento, onde sua temperatura é elevada até atingir o valor de projeto. O título do vapor é regulado controlando a vazão mássica de recirculação na seção de evaporação (RODAT *et al.*, 2014).

A configuração com recirculação oferece diversas vantagens, destacando-se a capacidade de manter uma transferência de calor estável entre a parede do tubo absorvedor e a mistura líquido/vapor. Essa transferência de calor adequada contribui para evitar o superaquecimento das paredes dos tubos, o qual poderia comprometer a vida útil dos tubos e resultar em falhas no material. No entanto, é importante ressaltar que a implementação da recirculação na seção de evaporação demanda energia adicional para o bombeamento. Além disso, a temperatura do vapor na saída do superaquecedor encontra-se limitada, uma vez que a vazão mássica do superaquecedor é determinada pela taxa de evaporação e não pode ser controlada por bombeamento. Esse cenário acrescenta complexidade na tarefa de manter temperaturas adequadas de vapor, considerando as restrições dos materiais tanto no campo solar quanto na turbina de contrapressão (WAGNER; ZHU, 2012; HIRSCH *et al.*, 2014).

4.1 DIMENSIONAMENTO E CONFIGURAÇÃO DO CAMPO SOLAR

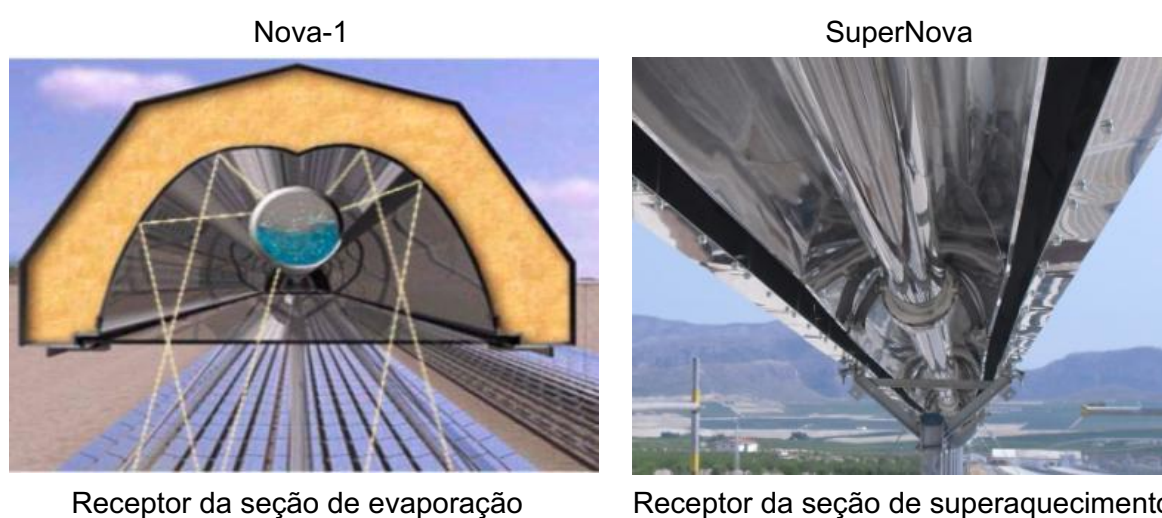
O dimensionamento do campo solar visa atender até 60% da demanda de vapor superaquecido do bloco de potência no ponto de projeto. A capacidade instalada do campo solar encontra-se limitada pela carga mínima operacional do gerador de

vapor. Os parâmetros de vapor são consistentes com os do vapor vivo pela unidade de cogeração a biomassa, mantendo-se a pressão de 45 bar(a) e a temperatura de 420 °C. O dimensionamento foi realizado considerando a localização da planta de cogeração em Itaúna, Brasil.

A irradiância direta normal (DNI) no ponto de projeto foi determinada ao calcular o percentil superior de 95%, excluindo valores de irradiância inferiores a 250 W/m², conforme metodologia descrita por BURIN (2015). Da mesma forma, a temperatura ambiente de bulbo seco (DB) foi estabelecida, desconsiderando valores associados a DNI < 250 W/m² nos cálculos. O dia selecionado para a condição de projeto foi 22 de setembro, o equinócio de primavera no hemisfério sul (BURIN, 2015; WANG, 2019). Os dados meteorológicos foram obtidos do projeto SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*) para a cidade de Belo Horizonte, próxima de Itaúna, com resolução temporal de 1 hora (SWERA-NREL, 2011).

O campo solar é equipado com concentradores Nova-1 e Supernova nas seções de evaporação e superaquecimento, respectivamente, fabricados pela empresa alemã Novatec Solar. A estrutura da seção de evaporação é semelhante à seção de superaquecimento, divergindo principalmente no design do receptor, conforme apresentado de forma esquemática na Figura 24. Os elementos principais do campo solar incluem bombas de recirculação, separadores líquido/vapor e injetores de líquido para controle de temperatura do vapor superaquecido ou atemperadores. A Figura 25 ilustra o diagrama de processo referente a uma fileira de coletores.

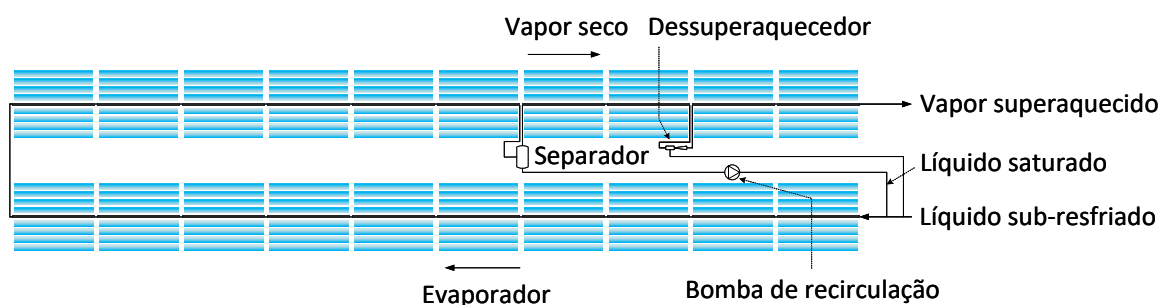
Figura 24 – Receptores Nova-1 e Supernova.



Fonte: Adaptado de Novatec Solar (2012).

A eficiência óptica, as perdas de calor e o calor absorvido são fornecidas nas fichas técnicas da Novatec Solar (NOVATEC SOLAR, 2014). Cada módulo solar é

Figura 25 – Configuração de um loop.



Fonte: Adaptado de Wagner (2012).

constituído por espelhos paralelos planos que direcionam a radiação em direção a um receptor linear. Esses coletores possuem a capacidade de elevar a temperatura da água a níveis superiores a 500 °C e podem suportar pressões de até 100 bar.

A temperatura de saída do vapor superaquecido pode ser ajustada pela posição do separador. À medida que o separador é posicionado mais próximo da entrada do campo solar, a proporção do comprimento da seção de superaquecimento em relação ao comprimento total do coletor aumenta, resultando em uma temperatura de saída do vapor superaquecido mais elevada. A modularidade dessa tecnologia proporciona uma ampla gama de condições de saída de vapor. As condições nominais de projeto do campo solar estão detalhadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Condições nominais de projeto do campo solar para simulação.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica de vapor superaquecido, t/h	30
Pressão do vapor superaquecido, bar	45
Temperatura do vapor superaquecido, °C	420
Pressão da água de alimentação, bar	55
Temperatura da água de alimentação, °C	130
Título do vapor na saída do evaporador	0,75
Latitude, graus	19,9227 S
Longitude, graus	43,9450 W
Longitude, graus	45 W
Irradiância do ponto de projeto, W/m ²	880
Temperatura ambiente do ponto de projeto, °C	31 (DB)
Dados TMY	SWERA (Belo Horizonte – Brasil)
Resolução de tempo	1-hora

Fonte: Autor.

O campo solar proposto adota uma configuração com uma fileira de coletores composta por 20 módulos como a unidade básica, e múltiplas unidades são organizadas em paralelo. As dimensões de uma unidade são detalhadas na Tabela 13. Cada fileira é composta por 16 coletores na seção de evaporação e 4 coletores na seção de

superaquecimento. Com essa disposição, a proporção de superaquecimento é de 25%, o que é suficiente para atingir uma temperatura de 450 °C na saída do campo solar no ponto de projeto. O número de unidades ou fileiras em paralelo define a capacidade de geração de vapor do campo solar. Para atender a 60% da demanda de vapor (30 t/h) são necessárias 5 fileiras de coletores em paralelo, conforme ilustrado na Figura 26.

Tabela 13 – Dimensões dos módulos coletores e da fileira de coletores da Novatec Solar.

Parâmetro	Valor
Módulos	20
Módulos de aquecimento e evaporação	16
Módulos de superaquecimento	4
Comprimento da fileira, m	896
Comprimento da seção de aquecimento e evaporação, m	716,8
Comprimento da seção de superaquecimento, m	179,2
Comprimento do módulo, m	44,8
Largura do refletor primário, m	0,717
Refletores primários por linha	16
Área de cobertura do módulo, m ²	513,6
Área de cobertura do coletor, m ²	10.272
Área de abertura da seção de aquecimento e evaporação, m ²	8.217,6
Área de abertura da seção de superaquecimento, m ²	2.054,4

Fonte: Adaptado de Novatec Solar (2014)

A Tabela 14 apresenta as dimensões dos tubos absorvedores, para os dois tipos de receptores. Os valores para o tubo absorvedor refletem as características do PTR70 da Schott (SCHOTT, 2013). Os diâmetros dos tubos são idênticos nos receptores Nova-1 na seção de evaporação e nos receptores SuperNova na seção de superaquecimento, possibilitando o uso do mesmo sistema de refletores primários em ambas as seções. Para o fator de rugosidade interno de todos os tubos absorvedores, é fornecido um valor de 4,0E–05m, obtido a partir do receptor de tubo a vácuo do coletor ET-100, conforme descrito em Hakkarainen (2015). A rugosidade relativa é calculada pela divisão da rugosidade pelo diâmetro hidráulico, ou seja, o diâmetro interno.

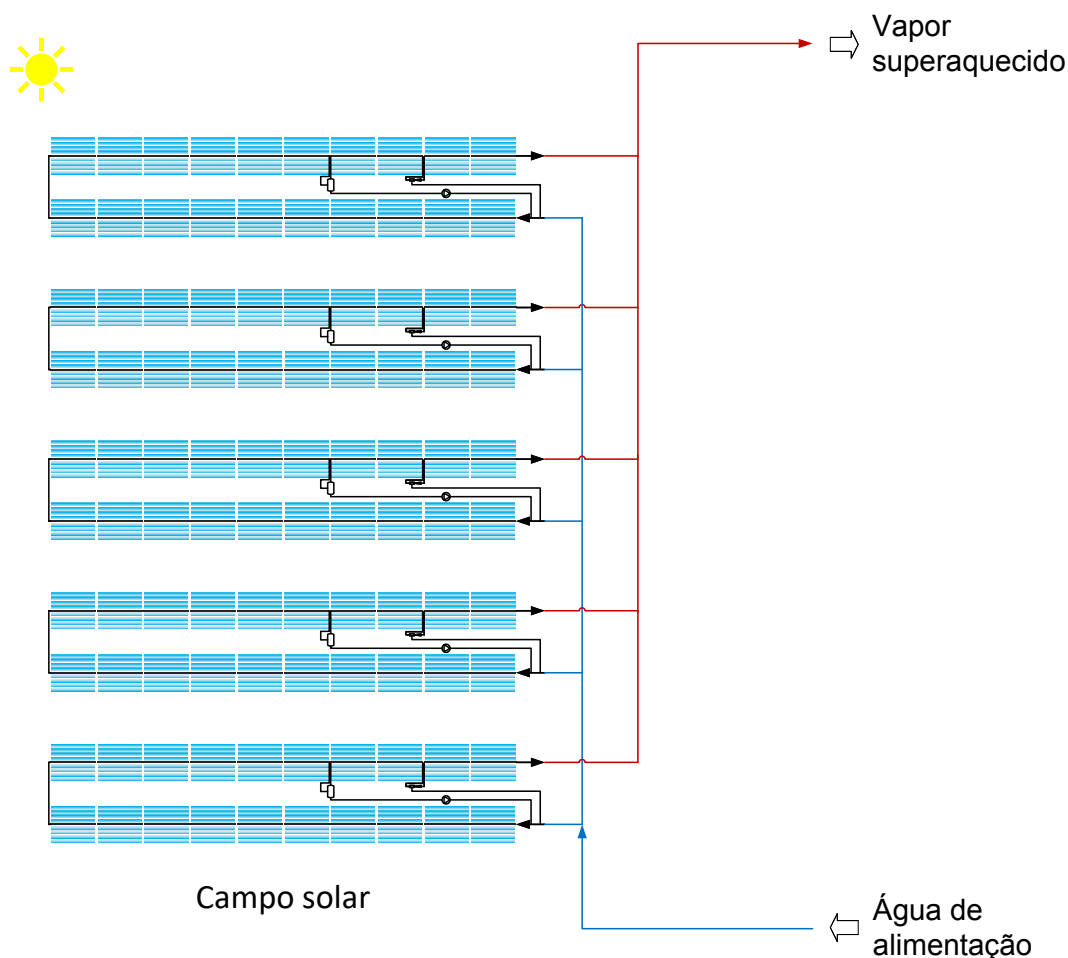
Tabela 14 – Dimensões do tubo absorvedor para receptores não a vácuo (Nova-1) e a vácuo (SuperNova).

Parâmetro	Não a vácuo	A vácuo	Cabeçote*
Diâmetro externo do tubo, mm	70	70	342
Diâmetro interno do tubo, mm	66	66	294
Espessura da parede do tubo, mm	2	2	24
Rugosidade relativa, m	6,06E–04	6,06E–04	-

* não considerado no modelo.

Fonte: Adaptado de Hakkarainen (2015)

Figura 26 – Campo solar.



Fonte: Autor.

Manter o título do vapor igual a 0,85 na saída da seção de evaporação é suficiente para garantir um resfriamento adequado dos tubos absorvedores durante a operação em regime permanente. No entanto, durante períodos nublados, caracterizados por transições frequentes, é aconselhável reduzir o título do vapor (ECK, M.; ZARZA, E., 2006). Neste estudo, o título é ajustado para 0,75 e é regulado por meio do controle da vazão mássica de recirculação na seção de evaporação (WAGNER, 2012; HAKKARAINEN, 2015). A seção de superaquecimento é ligeiramente superdimensionada, e a temperatura de saída é controlada através de resfriamento por injeção. Além disso, embora o foco/desfoco dos refletores possa ser utilizado para o controle da temperatura de saída, essa abordagem não é considerada neste trabalho.

4.2 CICLO DE COGERAÇÃO HÍBRIDO SOLAR-BIOMASSA

A Figura 27 apresenta o esquema do ciclo de cogeração assistido por energia solar térmica. Neste sistema, a planta de cogeração tem a função de fornecer eletricidade.

5 MODELO TERMODINÂMICO DA PLANTA HÍBRIDA PROPOSTA

Os modelos desenvolvidos para avaliar o desempenho termodinâmico do gerador de vapor a biomassa auxiliado por energia solar são discutidos neste capítulo. O foco principal é a modelagem do gerador de vapor a biomassa, levando em conta as variações significativas que podem ocorrer em seu funcionamento quando a energia térmica solar é incorporada ao ciclo de geração de vapor.

5.1 MODELO DA PLANTA DE COGERAÇÃO

Nesta seção, é apresentado o modelo da planta de cogeração já descrita no Capítulo 3. Os componentes principais da planta de cogeração incluem o gerador de vapor a biomassa, a turbina de contrapressão acoplada ao gerador elétrico, além de outros equipamentos como desaerador e bombas, sendo o gerador de vapor a biomassa o foco principal deste estudo. Os modelos de componentes utilizados na modelagem baseiam-se na biblioteca de código aberto ThermoSysPro[®] v4.0, desenvolvida na linguagem Modelica. Uma descrição breve da biblioteca é apresentada na Seção A.2.

5.1.1 Gerador de vapor

Um dos subsistemas mais complexos na planta de cogeração analisada é o gerador de vapor a biomassa, onde ocorre a combustão do cavaco de madeira e a produção de vapor superaquecido. Este subsistema é subdividido em dois circuitos principais: o circuito de água/vapor e o circuito de ar/gases de combustão.

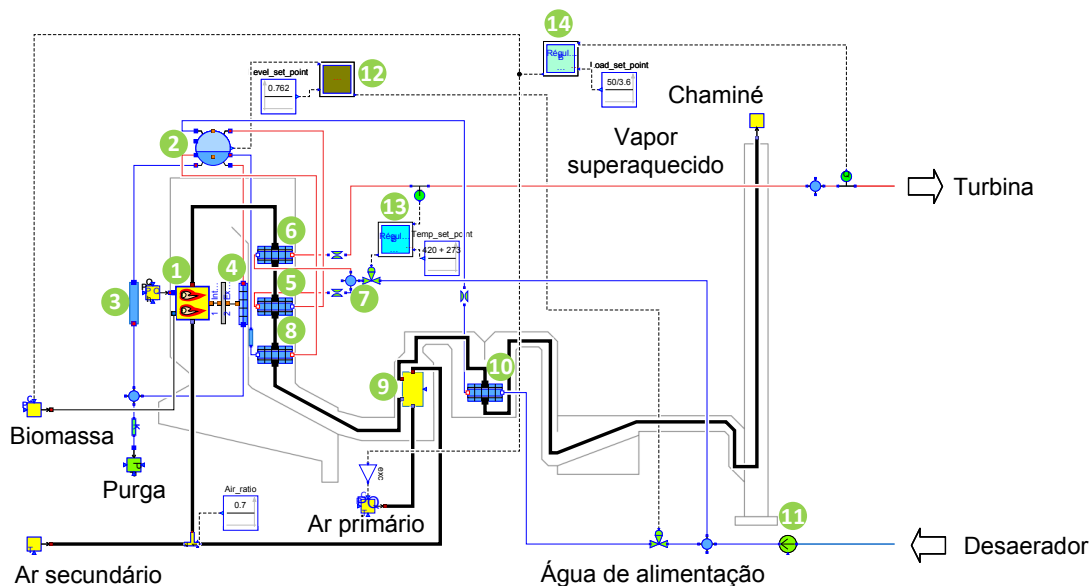
A estrutura do modelo do gerador de vapor é apresentada na Figura 28, com os seguintes componentes: (1) fornalha, (2) tambor, (3) downcomer, (4) riser, (5) superaquecedor primário, (6) superaquecedor secundário, (7) atemperador, (8) evaporador secundário, (9) pré-aquecedor de ar, (10) economizador, (11) bomba de água de alimentação, (12), (13) e (14) sistema de controle. A Tabela 15 apresenta a lista de componentes utilizados para o desenvolvimento do modelo do gerador de vapor a biomassa.

5.1.1.1 Fornalha

A combustão ocorre na fornalha, um componente essencial em muitas usinas termelétricas. Nesse local, o calor gerado durante a combustão é absorvido pelas paredes d'água, que contêm os tubos pelos quais a água flui e se converte em vapor.

A fornalha foi representada no modelo usando o componente *GenericCombustion1D*, cujo ícone está ilustrado na Figura 29. O objetivo deste modelo é calcular a temperatura dos gases de combustão, bem como as frações mássicas das espé-

Figura 28 – Diagrama esquemático do modelo do gerador de vapor a biomassa em Modelica.



Fonte: Autor.

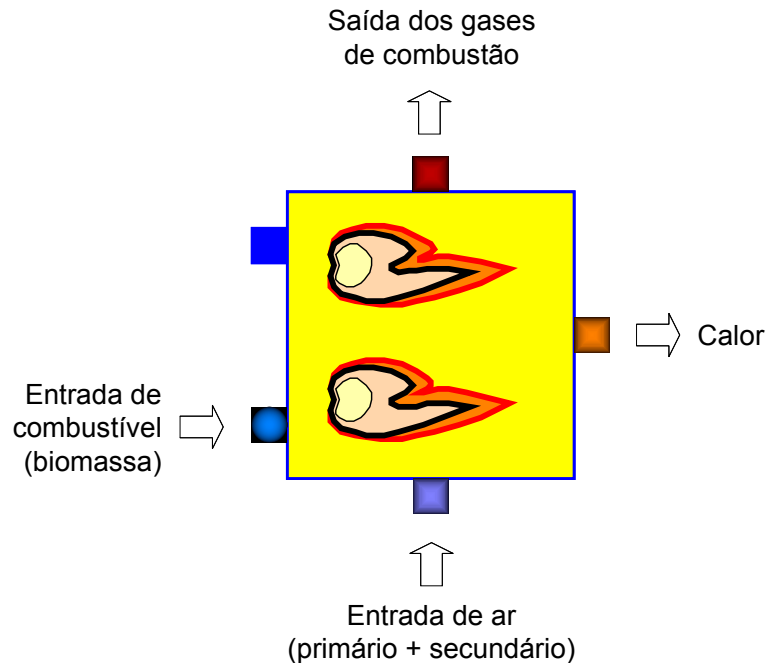
Tabela 15 – Componentes do ThermoSysPro® (TSP) utilizados no modelo híbrido biomassa-CSP.

Componentes	Nome do modelo no TSP	Nome do pacote no TSP
Fornalha (1)	<i>GenericCombustion1D</i>	<i>Combustion.CombustionChambers</i>
Tambor (2)	<i>DynamicDrum</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>
Tubos (3)	<i>LumpedStraightPipe</i>	<i>WaterSteam.PressureLosses</i>
Tubos	<i>SingularPressureLoss</i>	<i>WaterSteam.PressureLosses</i>
Tubos (4)	<i>DynamicTwoPhaseFlowPipe</i>	<i>WaterSteam.HeatExchangers</i>
Trocadores de calor (5), (6), (8), (10)	<i>DynamicExchangerWaterSteamFlueGases</i> Contém <i>StaticWallFlueGasesExchanger</i> <i>HeatExchangerWall</i> <i>DynamicTwoPhaseFlowPipe</i>	<i>MultiFluids.HeatExchangers</i> <i>FlueGases.HeatExchangers</i> <i>Thermal.HeatTransfer</i> <i>WaterSteam.HeatExchangers</i>
Trocador de calor (9)	<i>FluegasesFluegasesExchangerKS</i>	<i>FlueGases.HeatExchangers</i>
Bomba (11)	<i>StaticCentrifugalPump</i>	<i>WaterSteam.Machines</i>
Valvulas	<i>ControlValve</i>	<i>WaterSteam.PressureLosses</i>
Mixers (7)	<i>VolumeC</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>
Splitters	<i>VolumeA</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>
Sensor	<i>SensorT</i>	<i>WaterSteam.Sensors</i>
Sensor	<i>SensorQ</i>	<i>WaterSteam.Sensors</i>
Sistema de controle (12), (13), (14)	<i>DrumLevelControl</i> <i>TemperatureControl</i> <i>MassFlowControl</i>	<i>Examples</i>

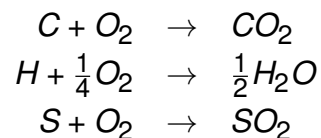
Fonte: Autor.

cies na saída e o excesso de ar. As espécies resultantes na saída da fornalha são determinadas pelas seguintes reações químicas:

Figura 29 – Ícone da fornalha.



Fonte: Autor.



A formação de óxido de nitrogênio (NO_2) é negligenciada.

Na fornalha, o excesso de ar é essencial para evitar a presença de combustível não queimado nos gases de escape. Além disso, contribui para aumentar a transferência de calor convectiva entre os gases e os tubos. O excesso de ar é determinado pela Equação (1):

$$e_{ar} = \left(\frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de ar estequiométrico}} \right) \quad (1)$$

Na Seção A.1.1 do Apêndice A, é fornecido o cálculo detalhado do excesso de ar.

O modelo *GenericCombustion1D* é fundamentado nas equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento, conforme descrito nas Equações (2), (3) e (4), respectivamente:

A Equação (2) representa o balanço de massa dentro da fornalha.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{cb} (1 - Cz_{cb}) - \dot{m}_{r,lev} C_{r,lev} - \dot{m}_{r,pes} C_{r,pes} \quad (2)$$

onde \dot{m}_g [kg/s] representa a vazão mássica de gases de combustão, \dot{m}_{ar} [kg/s] é a vazão mássica de ar de combustão, \dot{m}_{cb} [kg/s] é vazão mássica de combustível, Cz_{cb} [kg/kg] indica a fração mássica de cinzas no combustível, $\dot{m}_{r,lev}$ [kg/s] e $\dot{m}_{r,pes}$ [kg/s] são as vazões mássicas de resíduos leves e pesados, respectivamente, e $C_{r,lev}$ e $C_{r,pes}$ [-] representam as frações de carbono não queimado nos resíduos leves e pesados, respectivamente.

A Equação (3) fornece o balanço de energia dentro da fornalha:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{cb} (1 - Cz_{cb})) h_g + \dot{Q}_{perd} + \dot{m}_{r,lev} h_{r,lev} + \dot{m}_{r,pes} h_{r,pes} \\ + (\dot{m}_{r,lev} C_{r,lev} + \dot{m}_{r,pes} C_{r,pes}) PCS_{C_{nq}} + \dot{Q}_g \\ = \dot{m}_{cb} (h_{cb} + PCI) + \dot{m}_{ar} h_{ar} \end{aligned} \quad (3)$$

onde h_g [J/kg] é a entalpia específica dos gases de combustão, \dot{Q}_{perd} [W] é o calor perdido, $PCS_{C_{nq}}$ [J/kg] é o poder calorífico superior do carbono não queimado, \dot{Q}_g [W] é o calor trocado entre os gases de combustão e a parede da fornalha, h_{cb} [J/kg] é a entalpia específica do combustível na entrada da fornalha, PCI [J/kg] é o poder calorífico inferior do combustível, h_r [J/kg] indica a entalpia específica dos resíduos e h_{ar} [J/kg] é a entalpia específica do ar na entrada da fornalha.

A Equação (4) apresenta o balanço de quantidade movimento na fornalha:

$$p_{sai} = p_{ent} - \Lambda \cdot \frac{\rho_m \cdot v \cdot |v|}{2} \quad (4)$$

onde p_{ent} e p_{sai} [bar] representam as pressões na entrada e saída, respectivamente, Λ [-] é o coeficiente de perda de pressão na fornalha, v [m/s] e ρ_m [kg/m³] a velocidade e a massa específica média dos gases de combustão, respectivamente.

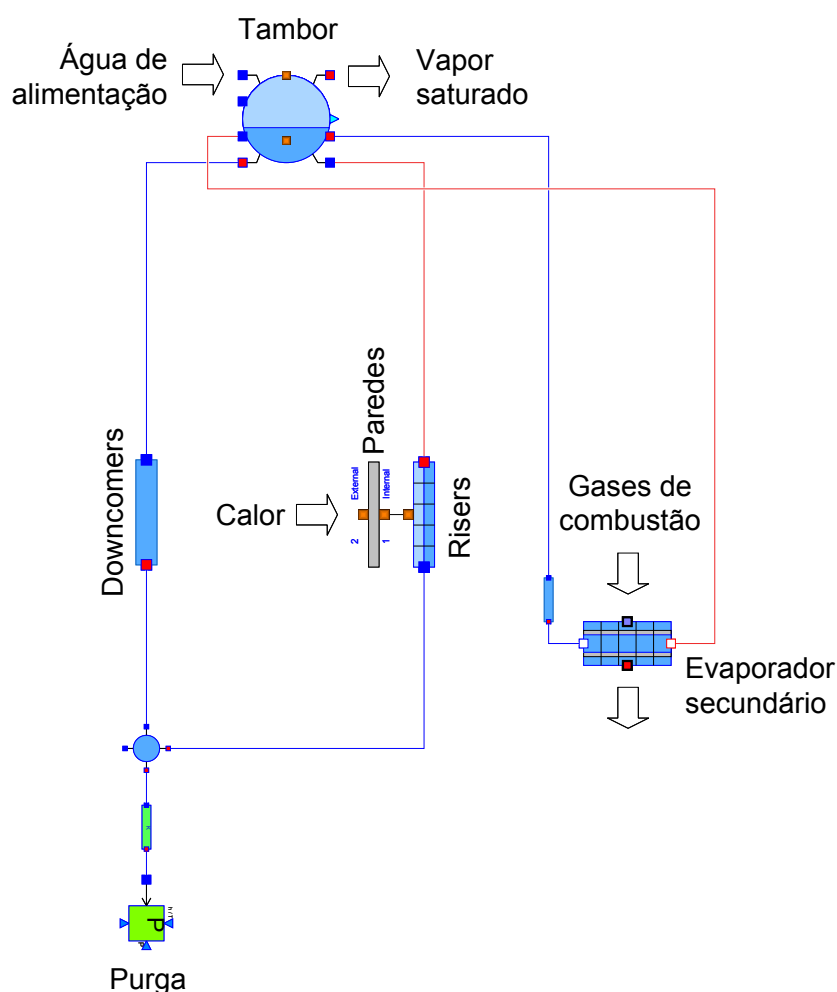
Os detalhes da análise da transferência de calor na fornalha podem ser encontrados na Seção A.3.1 do Apêndice A.

5.1.1.2 Circuito de evaporação

O circuito de evaporação foi representado por meio dos componentes *DynamicDrum*, *LumpedStraightPipe* e *DynamicTwoPhaseFlowPipe*, os quais correspondem, respectivamente, ao tambor, downcomers e risers. Para o evaporador secundário, empregou-se o componente *DynamicExchangerWaterSteamFlueGases*, cujos detalhes serão abordados na próxima secção, juntamente com os demais trocadores de calor.

A representação esquemática do circuito de evaporação é apresentada na Figura 30.

Figura 30 – Circuito de evaporação.



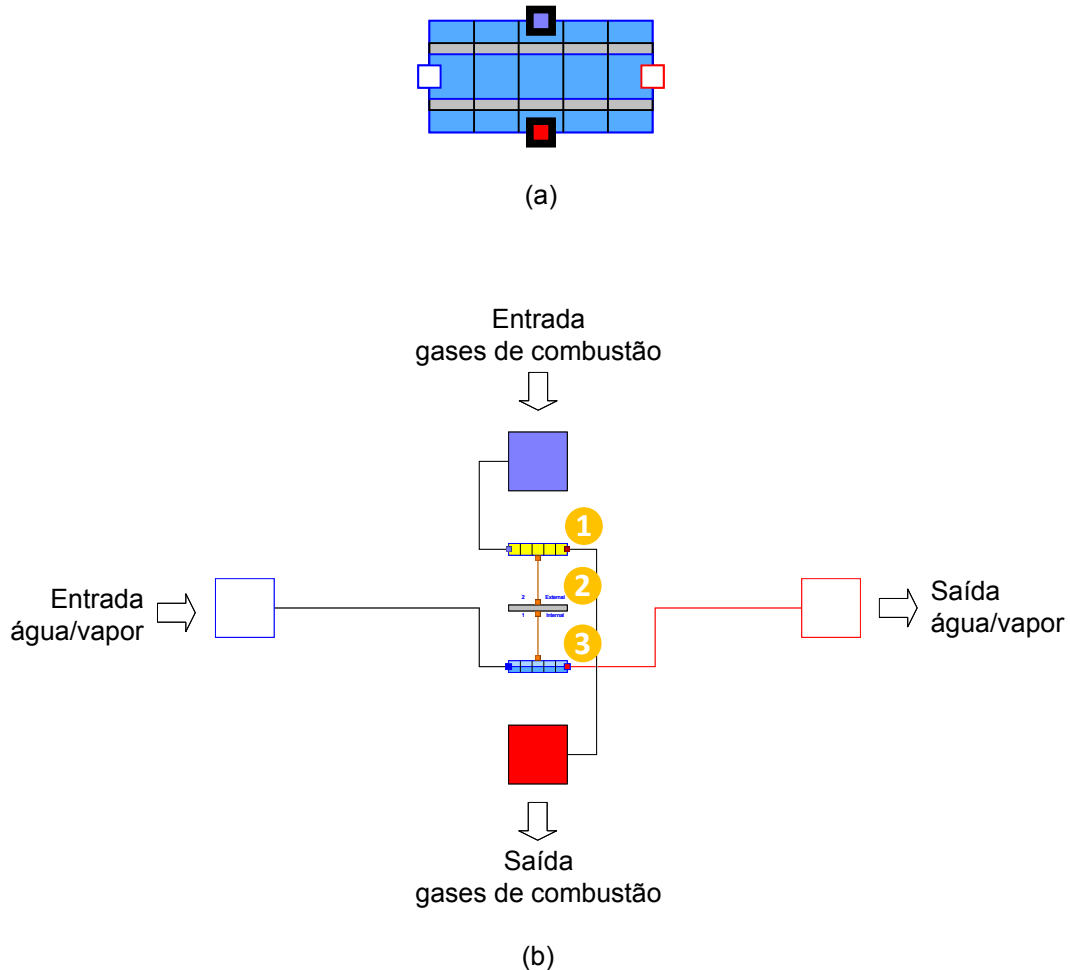
Fonte: Autor.

5.1.1.3 Superaquecedores, evaporador secundário, aquecedor de ar e economizador

Os superaquecedores, o evaporador secundário e economizador foram modelados usando o componente *DynamicExchangerWaterSteamFlueGases*, conforme ilustrado na Figura 31. Esse componente é composto por três submodelos: (1) o modelo do escoamento de gases de combustão, representado pelo componente *StaticWallFlueGasesExchanger*, (2) o modelo de parede, representado pelo componente *HeatExchangerWall* e (3) o modelo do escoamento água/vapor, um modelo de escoamento de duas fases, representado pelo componente *DynamicTwoPhaseFlowPipe*, como mostrado na Figura 31(b).

O aquecedor de ar de combustão foi modelado por meio do componente *FluegasesFluegasesExchangerKS*, como mostrado na Figura 32. Este componente foi adaptado para calcular o coeficiente global de transferência de calor em condições de

Figura 31 – Trocador de calor: (a) Ícone e; (b) Submodelos.



Fonte: Autor.

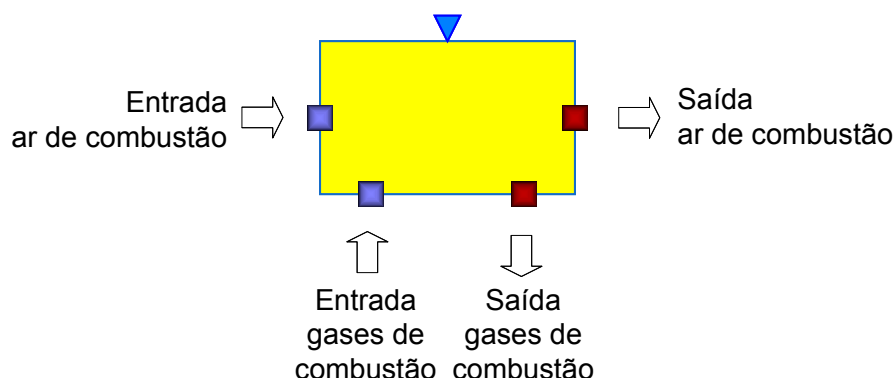
carga parcial. A correlação proposta por Manente *et al.* (2013) foi incorporada para considerar o comportamento do aquecedor de ar em cargas parciais, conforme expresso pela Equação (5).

$$U_{off} = U \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,off}} \right)^n \quad (5)$$

onde $\dot{m}_{g,off}$ [kg/s] representa a vazão mássica dos gases de combustão na condição off-design, U [W/m²·K] é o coeficiente global de transferência de calor na condição de projeto, e n [-] é o índice que depende da geometria do trocador de calor.

A análise da transferência de calor em feixes tubulares está resumida na Seção A.3.2. A convecção interna, convecção externa e radiação gasosa em feixes tu-

Figura 32 – Ícone do pré-aquecedor de ar.



Fonte: Autor.

bulares são abordadas nas Seções A.3.3, A.3.4 e A.3.5, respectivamente. Por fim, a transferência de calor no trocador de calor gás/ar é resumida na Seção A.3.6 do Apêndice A.

5.1.2 Bloco de potência

O bloco de potência é constituído por uma turbina de contrapressão e um gerador acoplado a ela. Os parâmetros característicos da turbina estão apresentados na Tabela 21.

A estrutura do modelo do ciclo de potência é apresentada na Figura 33, composta por: (15) turbina a vapor, (16) gerador elétrico, (17) desaerador, (18), bomba de condensado, (11) e (19) bombas de água de alimentação do gerador de vapor a biomassa e do campo solar, respetivamente. A lista de componentes utilizados para o desenvolvimento do modelo do bloco de potência é apresentada na Tabela 16.

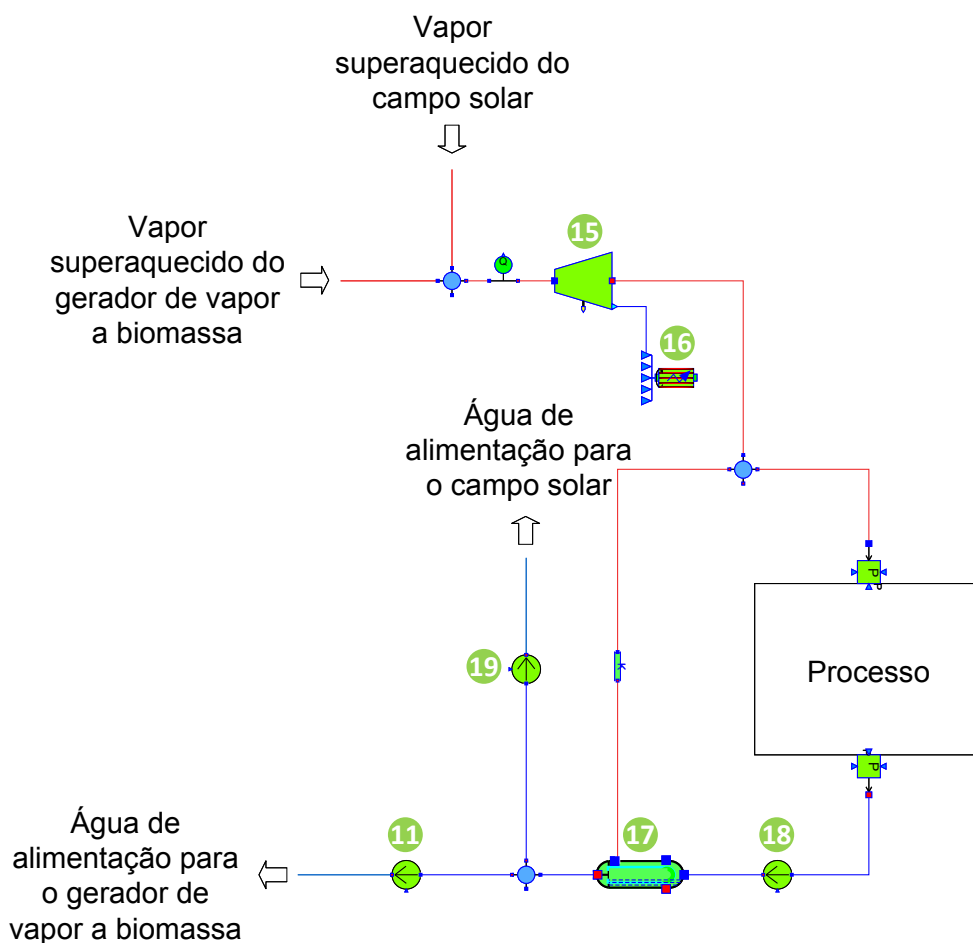
Tabela 16 – Componentes do ThermoSysPro® (TSP) utilizados na modelagem do bloco de potência.

Componentes	Nome do modelo no TSP	Nome do pacote no TSP
Turbina a vapor (15)	<i>StodolaTurbine</i>	<i>WaterSteam.Machines</i>
Gerador (16)	<i>Generator</i>	<i>WaterSteam.Machines</i>
Desaerador (17)	<i>NTUWaterHeating</i>	<i>WaterSteam.HeatExchangers</i>
Bombas (18)	<i>StaticCentrifugalPump</i>	<i>WaterSteam.Machines</i>
Splitters	<i>VolumeA, VolumeD</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>

Fonte: Autor.

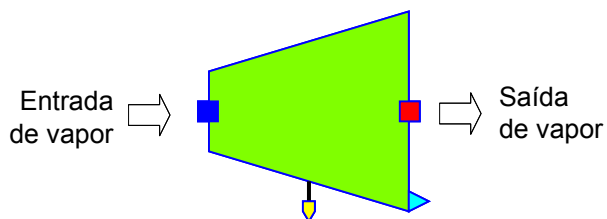
A turbina a vapor foi modelada com o componente *StodolaTurbine*, enquanto o gerador foi modelado usando o componente *Generator*, conforme ilustrado na Figura 34.

Figura 33 – Bloco de potência



Fonte: Autor.

Figura 34 – Ícone da turbina.



Fonte: Autor.

O modelo da turbina a vapor fundamenta-se na lei da elipse, teoria desenvolvida por Stodola (1924). Segundo a lei da elipse de Stodola, a vazão mássica na turbina é representada pela Equação (6).

$$\dot{m} = C_s \sqrt{\frac{p_{ent}^2 - p_{sai}^2}{x_{ent} T_{ent}}} \quad (6)$$

onde C_s [-] representa o coeficiente da elipse de Stodola, enquanto p_{ent} e p_{sai} [bar] denotam a pressão do vapor na entrada e saída, respectivamente. Além disso, x_{ent} [-] refere-se à fração mássica de vapor na entrada, e T_{ent} [K] representa a temperatura do vapor na entrada da turbina.

A entalpia específica do vapor na saída da turbina é determinada pela Equação (7).

$$h_{sai} = h_{ent} + \eta_{is} x_m (h_{is} - h_{ent}) \quad (7)$$

onde h_{ent} e h_{sai} [J/kg] indicam a entalpia específica na entrada e saída, respectivamente, η_{is} é a eficiência isentrópica, x_m [-] é a fração mássica média de vapor na parte úmida da expansão, e h_{is} [J/kg] representa a entalpia específica antes da expansão isentrópica.

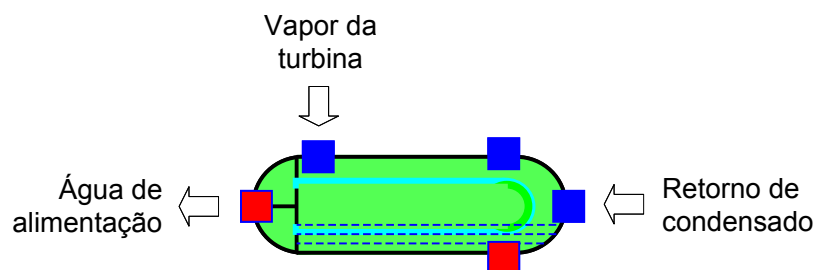
O balanço de energia na turbina permite determinar a potência mecânica produzida.

$$\dot{W} = \eta_{cin} \dot{m} (h_{ent} - h_{sai}) \left(1 - \frac{\dot{W}_{atr}}{100} \right) \quad (8)$$

onde η_{cin} [-] é a eficiência que contabiliza as perdas cinéticas, enquanto \dot{W}_{atr} [%] representa a perda de potência devido ao atrito hidrodinâmico.

A água de alimentação passa pelo processo de aquecimento no desareador, posicionado entre o tanque de condensado e o economizador. O desareador foi modelado com o componente *NTUWaterHeating*, conforme ilustrado na Figura 35.

Figura 35 – Ícone do desaerador.



Fonte: Autor.

Equações adicionais, correlações empíricas e informações complementares podem ser encontradas em El Hefni e Bouskela (2019).

5.1.3 Parametrização do modelo e condições de contorno

O modelo recebe todos os dados geométricos necessários, incluindo comprimentos de tubos das paredes d'água e dos trocadores, diâmetros, áreas de troca térmica, volumes, termos corretivos para os coeficientes de transferência de calor, termos corretivos para as perdas de pressão, entre outros. Além disso, são fornecidos valores de pressão, temperatura e vazões como condições de contorno. As características dos principais componentes são apresentados nas Tabelas 17 a 21:

Tabela 17 – Parâmetros da fornalha

Parâmetro	Valor
Área de troca de calor total, m ²	362
Área média da seção transversal, m ²	25
Volume total, m ³	430
Emissividade das paredes	0,7
Fração de carbono não queimado nas cinzas leves, kg/kg cinza	0,2705
Fração de carbono não queimado nas cinzas pesadas, kg/kg cinza	0,3556
Proporção de cinzas leves	0,3
Proporção de cinzas pesadas	0,7
Temperatura das cinzas na saída da fornalha (cinzeiro), °C	200
Combustível (base úmida)	
Carbono, %	31,71
Hidrogênio, %	5,35
Oxigênio, %	28,74
Nitrogênio, %	0,01
Enxofre, %	0,02
Cinzas, %	0,41
Umidade, %	33,75
PCI, kJ/kg	9486
Temperatura, °C	25
Ar de combustão	
Umidade, kg/kg ar seco	0,01586
O ₂ , kg/kg ar seco	0,2314

Fonte: Autor.

Tabela 18 – Parâmetros do tambor

Parâmetro	Valor
Comprimento da cavidade, m	8
Raio da cavidade, m	0,762
Nível de líquido na cavidade, m	0,762

Fonte: Autor.

5.1.4 Calibração do modelo

A Figura 36 ilustra a fase de calibração dos componentes de maneira individual, utilizando valores medidos como referência. Nesse processo, são calculados, por

Tabela 19 – Parâmetros dos tubos downcomers e risers

Parâmetro	Downcomers	Risers
Número de tubos em paralelo	5	200
Comprimento dos tubos, m	15,49	15,49
Diâmetro interno dos tubos, m	0,193	0,056
Altitude de entrada, m	15,49	0,0
Altitude de saída, m	0,0	15,49

Fonte: Autor.

Tabela 20 – Parâmetros dos trocadores de calor.

Parâmetro	SH1	SH2	Eva2	AH	Eco
Número de tubos normal (pentes)	28	28	28	38	14
Número de tubos paralelo	12	8	30	38	36
Espaçamento dos tubos normal (transversal), mm	105,0	105,0	105,0	134,0	115,0
Espaçamento dos tubos paralelo (longitudinal), mm	100,0	100,0	100,0	50,0	120,0
Comprimento dos tubos, m	5,15	5,15	5,15	2,4	5,0
Diâmetro dos tubos, mm	44,5	44,5	50,8	63,5	50,8
Espessura, mm	3,4	3,4	3,8	2,3	4,8
Área de troca de calor total, m ²	241,9	161,3	690,4	691,4	2289,0
Área da seção transversal	15,4	15,4	15,4	3,9	3,9

Fonte: Autor.

Tabela 21 – Parâmetros da turbina a vapor

Parâmetro	Valor
Eficiência isentrópica nominal, %	67
Pressão do vapor na entrada, bar	45
Pressão do vapor na saída, bar	10

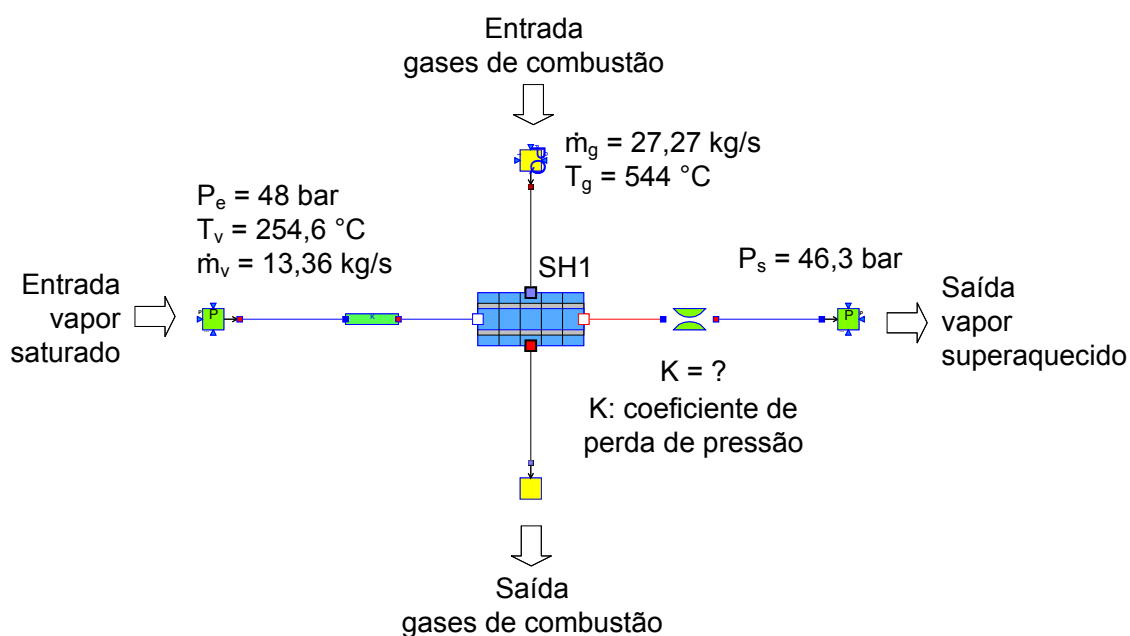
Fonte: Autor.

exemplo, os coeficientes de perda de pressão por atrito nos trocadores de calor com base nos valores de pressão, vazões mássicas e temperaturas medidos na entrada e saída de cada componente. A Tabela 22 exhibe as variáveis calculadas para cada componente, utilizando como base os dados operacionais coletados.

5.2 MODELO DO CAMPO SOLAR FRESNEL

Nesta seção, são abordadas as principais características do modelo do campo solar Fresnel. A implementação desse modelo para a simulação do campo solar também se baseia nos componentes da Biblioteca ThermoSysPro[®] v4.0 (EDF, 2022) e nos dados de projeto disponibilizados pelo fabricante dos coletores solares.

Figura 36 – Exemplo da calibração do modelo do superaquecedor primário.



Fonte: Autor.

Tabela 22 – Variáveis calculadas pela inversão do modelo

Componente	Variável desconhecida	Variável conhecida correspondente
Fornalha	Kc : Coeficiente de transferência de calor convectivo	Tsf : Temperatura na saída da fornalha
Downcomer	LambdaPipe : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
Downcomer_Eva2	LambdaPipe_Eva2 : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
Válvula Água Alimentação	CvmaxWater : Máximo Cv da válvula de água de alimentação to tambor	Drum.zl : Nível de líquido no tambor
Purga	K_purge : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
SH1_PressureLoss	K_SH1 : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
SH2_PressureLoss	K_SH1 : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
Eco_PressureLoss	K_SH1 : Coeficiente de perda de pressão por atrito	Q : vazão mássica
Turbina a vapor	CstBPST : Coeficiente da elipse de Stodola	Pe : Pressão do vapor na entrada

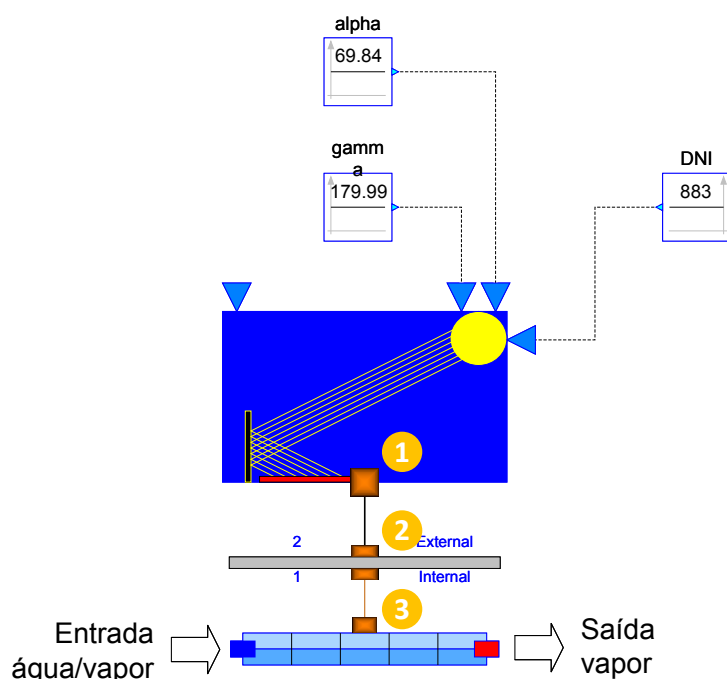
Fonte: Autor.

5.2.1 Coletores Fresnel

O concentrador Fresnel foi modelado utilizando como base no componente *FresnelField*, enquanto os tubos absorvedores foram representados pelos componentes

HeatExchangerWall para a parede do tubo e *DynamicTwoPhaseFlowPipe* para o escoamento, conforme ilustrado na Figura 37. O componente *FresnelField* foi adaptado para calcular o calor absorvido, eficiência óptica e perdas térmicas, de acordo com as informações do *datasheet* do fabricante. O modelo original calcula o desempenho com base na geometria e características óticas do concentrador.

Figura 37 – Componentes do coletor Fresnel: (1) concentrador; (2) parede do tubo absorvedor; e (3) escoamento água/vapor.



Fonte: Autor.

Para avaliar o desempenho do campo solar, é essencial considerar tanto o comportamento óptico quanto o térmico. Independentemente da tecnologia CSP, a energia térmica absorvida pelo campo solar, representada por \dot{Q}_{abs} [W], é definida pela Equação (9):

$$\dot{Q}_{abs} = A \left(DNI \eta_{opt} - \dot{Q}_{perd} \right) \quad (9)$$

onde A [m²] refere-se à área de abertura do refletor primário, η_{opt} [-] representa a eficiência óptica e \dot{Q}_{perd} [W] indica as perdas térmicas.

A eficiência óptica η_{opt} dos coletores Fresnel é determinada pela Equação (10), conforme estipulado pelo fabricante.

$$\eta_{opt} = \eta_0 K_{\perp}(\theta_{\perp}) K_{\parallel}(\theta_{\parallel}) \quad (10)$$

onde η_0 [-] é a eficiência óptica máxima, K_{\perp} e K_{\parallel} [°] são os modificadores de ângulo de incidência (IAM) transversal e longitudinal, respectivamente. Nos coletores Fresnel, o IAM descreve a redução da eficiência óptica devido aos ângulos de incidência transversal θ_{\perp} e longitudinal θ_{\parallel} [°]. A Tabela 23 apresenta os valores de eficiência máxima fornecidos pela fabricante Novatec Solar para os coletores Nova-1 e SuperNova, juntamente com os valores de IAM (NOVATEC SOLAR, 2014).

Tabela 23 – Modificadores de ângulo de incidência para os coletores Nova-1 e SuperNova, como função do ângulo de incidência.

Nova-1			SuperNova		
$\eta_0 = 0,67$	Fator de correção		$\eta_0 = 0,65$	Fator de correção	
θ	Transversal [$K_{\perp}(\theta)$]	Longitudinal [$K_{\parallel}(\theta)$]	θ	Transversal [$K_{\perp}(\theta)$]	Longitudinal [$K_{\parallel}(\theta)$]
0°	1,00	1,00	0°	1,00	1,00
10°	0,98	0,98	10°	0,98	0,98
20°	0,95	0,92	20°	0,96	0,92
30°	0,95	0,83	30°	0,95	0,83
40°	0,91	0,70	40°	0,91	0,69
50°	0,86	0,53	50°	0,86	0,52
60°	0,70	0,33	60°	0,70	0,31
70°	0,48	0,12	70°	0,48	0,11
80°	0,24	0,01	80°	0,23	0,00
90°	0,00	0,00	90°	0,00	0,00

Fonte: Autor.

Para fins de modelagem, é necessário expressar o IAM como uma função polinomial de ajuste. As funções polinomiais calculadas, bem como os modificadores de ângulo de incidência fornecidos pelo fabricante, são apresentados nas Figuras 38a e 38b para os coletores Nova-1 e SuperNova, respectivamente (NOVATEC SOLAR, 2014).

O ângulo transversal θ_{\perp} e o ângulo longitudinal θ_{\parallel} são determinados pela Equações (11) e (12), respectivamente.

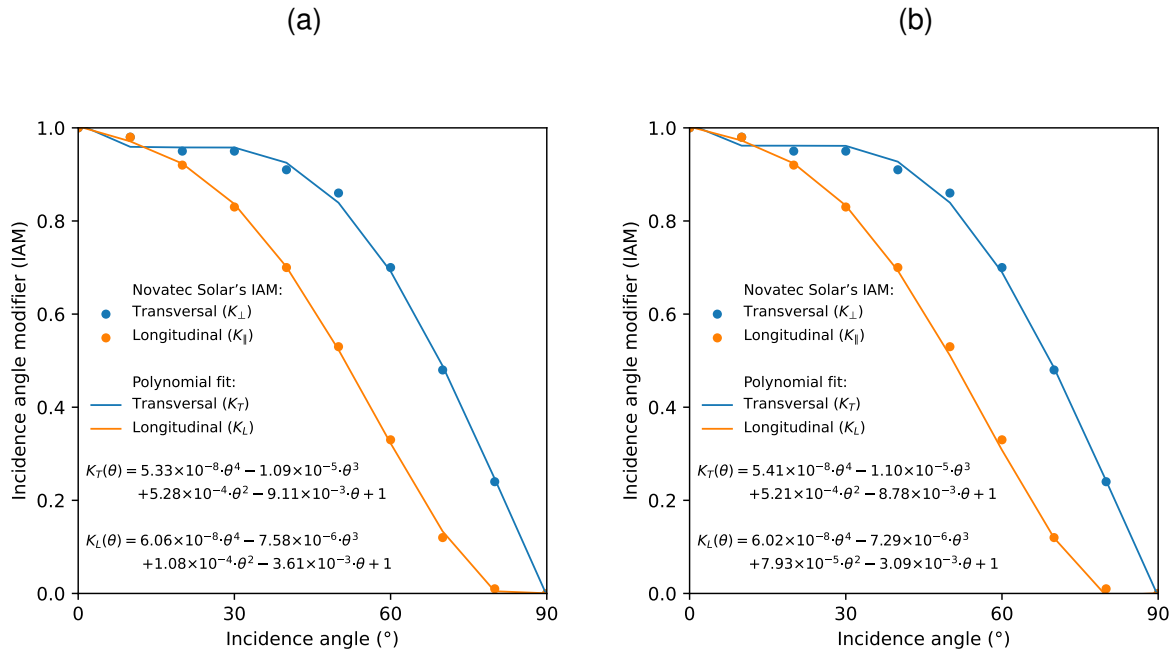
$$\theta_{\perp} = \arctan(|\sin \gamma - \omega| \tan \theta_z) \quad (11)$$

$$\theta_{\parallel} = \arcsin(|\cos \gamma - \omega| \sin \theta_z) \quad (12)$$

onde γ [°] representa o ângulo de azimute, ω [°] denota a orientação do campo solar (desvio do eixo longitudinal do campo solar em relação à disposição Norte-Sul) e θ_z [°] refere-se ao ângulo de zênite.

As perdas térmicas são calculadas utilizando o modelo fornecido pelo fabricante (NOVATEC SOLAR, 2014), baseado em correlações empíricas, conforme apresentado na Equação (13).

Figura 38 – Modificadores de ângulo de incidência (IAM) para (a) Coletor Nova-1 e (b) Coletor SuperNova.



Fonte: Autor.

$$\dot{Q}''_{perd} = \mu_1 \Delta T + \mu_2 \Delta T^2 + \mu_3 \Delta T^3 + \mu_4 \Delta T^4 \quad (13)$$

onde \dot{Q}''_{perd} [W/m²] representa as perdas específicas de calor dos tubos absorvedores por área de refletor primário, os coeficientes μ_1 , μ_2 , μ_3 e μ_4 são fornecidos pelo fabricante, com seus respectivos valores apresentados na Tabela 24. A variável ΔT [K] é a diferença entre a média das temperaturas de entrada e saída do campo solar e a temperatura ambiente, calculada conforme a Equação (14).

Tabela 24 – Coeficientes do modelo de perdas térmicas dos coletores Nova-1 e SuperNova.

Coletor	μ_1 [W/m ² ·K]	μ_2 [W/m ² ·K ²]	μ_3 [W/m ² ·K ³]	μ_4 [W/m ² ·K ⁴]
Nova-1	0,056	0,000213	0,00	0,00
SuperNova	0,013	0,00	0,00	$6,25 \times 10^{-10}$

Fonte: Autor.

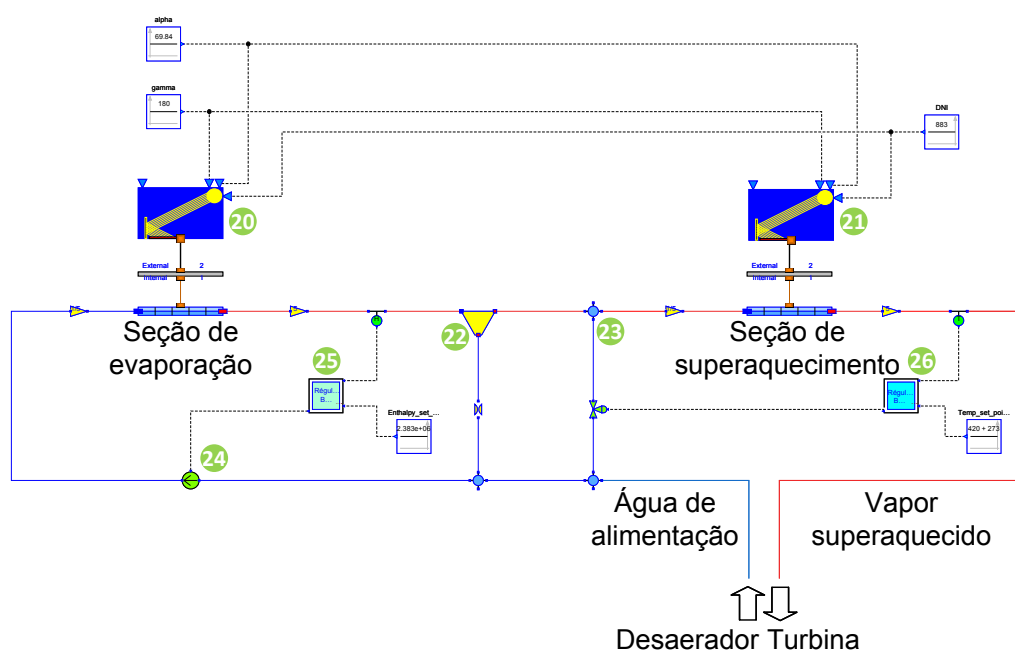
$$\Delta T = \frac{T_{sai} + T_{ent}}{2} - T_{amb} \quad (14)$$

Outras equações, correlações empíricas e informações complementares podem ser consultadas em El Hefni e Bouskela (2019).

A estrutura do modelo do campo solar é ilustrada na Figura 39: (20) coletor Fresnel Nova-1, (21) coletor Fresnel Supernova, (22) tanque separador, (23) atemperador, (24) bomba de recirculação, (25) e (26) sistema de controle. Apenas uma fileira

representativa de coletores do campo solar é modelada em detalhes. Os resultados de uma fileira são extrapolados para todo o campo solar usando multiplicadores de vazão na entrada e saída da seção de evaporação e superaquecimento, correspondendo ao número total de fileiras em paralelo. A lista de componentes utilizados no desenvolvimento do modelo do campo solar é apresentada na Tabela 25.

Figura 39 – Diagrama esquemático do modelo de campo solar em Modelica.



Fonte: Autor.

5.2.2 Parametrização do modelo

Os parâmetros do modelo do campo solar são apresentados na Tabela 26. A configuração de cada fileira foi dimensionada para gerar vapor superaquecido a 420 °C e 45 bar. A água de alimentação para o campo solar é extraída do ciclo de cogeração, após o desaerador para minimizar a seção de pré-aquecimento do campo solar. A temperatura e a pressão da água de alimentação do campo solar são 130 °C e 55 bar, iguais aos parâmetros de projeto do ciclo de cogeração.

5.3 DESCRIÇÃO DO MODELO DA PLANTA HÍBRIDA CSP-BIOMASSA

O modelo híbrido é constituído pela integração dos dois subsistemas: o modelo da planta de cogeração e o modelo do campo solar Linear Fresnel. O propósito do

Tabela 25 – Componentes do ThermoSysPro® (TSP) utilizados no modelo híbrido biomassa-CSP.

Componentes	Nome do modelo no TSP	Nome do pacote no TSP
Coletor Fresnel (20), (21)	<i>FresnelField</i>	<i>Solar.Collectors</i>
Tubo absorvedor	<i>DynamicTwoPhaseFlowPipe</i>	<i>WaterSteam.HeatExchangers</i>
Parede do tubo	<i>HeatExchangerWall</i>	<i>Thermal.HeatTransfer</i>
Multiplicadores de vazão	<i>MassFlowMultiplier</i>	<i>WaterSteam.Junctions</i>
Separador de vapor (22)	<i>SteamDryer</i>	<i>WaterSteam.Junctions</i>
Mixers (23)	<i>VolumeC</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>
Bomba (24)	<i>StaticCentrifugalPump</i>	<i>WaterSteam.Machines</i>
Splitters	<i>VolumeA</i>	<i>WaterSteam.Volumes</i>
Sensor	<i>SensorT</i>	<i>WaterSteam.Sensors</i>
Sensor	<i>SensorQ</i>	<i>WaterSteam.Sensors</i>
Sistema de controle (25), (26)	<i>TemperatureControl</i> <i>MassFlowControl</i>	<i>Examples</i>

Fonte: Autor.

Tabela 26 – Principais parâmetros do campo solar.

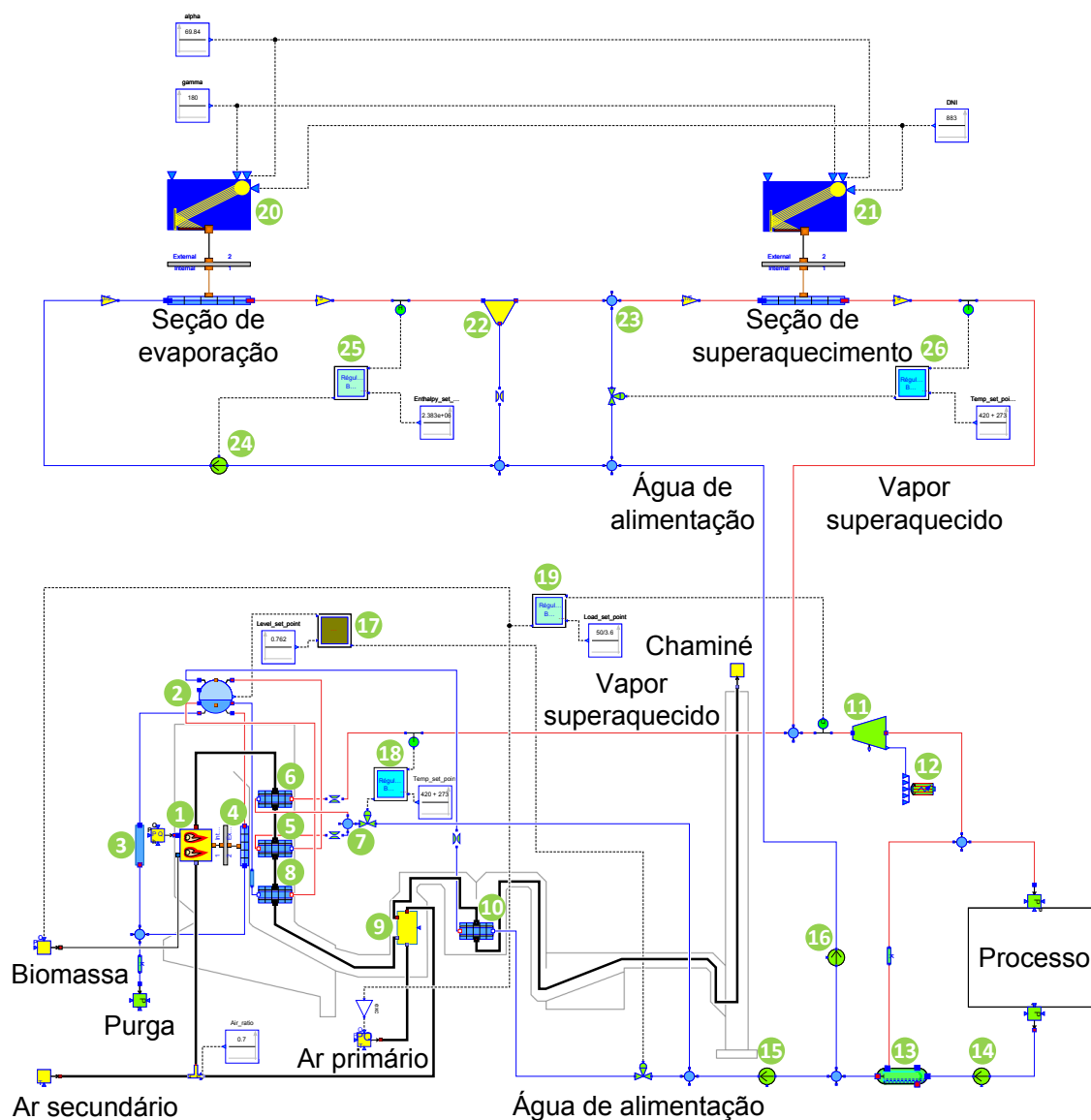
Parâmetros	Valores
Número de módulos evaporadores por fileira	16
Número de módulos superaquecedores por fileira	4
Número total de módulos por fileira	20
Número de fileiras	5
Área de abertura de uma fileira de coletores, m ²	10272
Pressão de vapor, bar	45
Temperatura do vapor, °C	420
Pressão da água de alimentação, bar	55
Temperatura da água de alimentação, °C	130
Titulo do vapor (saída do evaporador)	0,75

Fonte: Autor.

modelo é simular o desempenho do gerador de vapor a biomassa assistido com energia solar em diversas condições operacionais de carga. Esta abordagem possibilita a avaliação do comportamento do gerador de vapor a biomassa em uma configuração híbrida, incorporando um campo CSP Fresnel com geração direta de vapor.

O modelo completo foi desenvolvido conectando os submodelos de maneira tecnologicamente consistente, refletindo a configuração funcional da planta de cogeração a biomassa real assistida por energia solar.

Figura 40 – Diagrama esquemático do modelo híbrido biomassa-CSP em Modelica.



Fonte: Autor.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

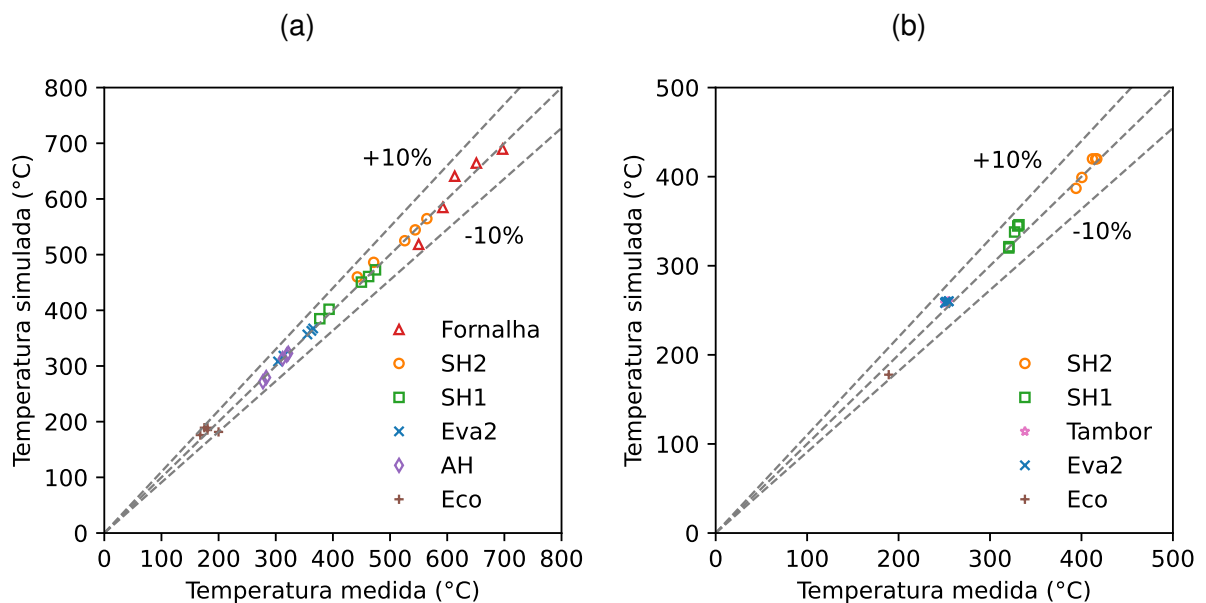
6.1 VALIDAÇÃO DO MODELO DO GERADOR DE VAPOR

6.1.1 Validação individual de componentes

A validação individual de componentes pode ser realizada quando as medições disponíveis fornecem condições de contorno suficientes para cada componente. No modelo do gerador de vapor apresentado, a fornalha, os superaquecedores (SH2 e SH1), evaporador secundário (EVA2), pré-aquecedor de ar (AH) e economizador (ECO) foram validados individualmente, uma vez que todas as condições de contorno (temperatura, pressão, vazão mássica) foram medidas.

As Figuras 41a e 41b ilustram a validação individual dos componentes Fornalha, SH2, SH1, EVA2, AH e ECO, por meio de gráficos de paridade, considerando duas variáveis importantes do modelo: a) temperatura de saída dos gases de combustão; e b) temperatura de saída do vapor superaquecido, do vapor saturado e da água aquecida. As linhas tracejadas representam a faixa de até 10% de desvio.

Figura 41 – Gráficos de paridade utilizados na validação dos componentes em diferentes cargas: (a) temperatura de saída dos gases de combustão; (b) temperatura de saída do vapor.



Fonte: Autor.

Todos os modelos apresentam uma concordância satisfatória com os dados operacionais em diversos níveis de carga. Os valores simulados para esses modelos de componentes mantêm-se dentro da faixa de desvio de 10%, mostrando uma previsão consistente para as temperaturas dos gases de combustão e do vapor superaquecido.

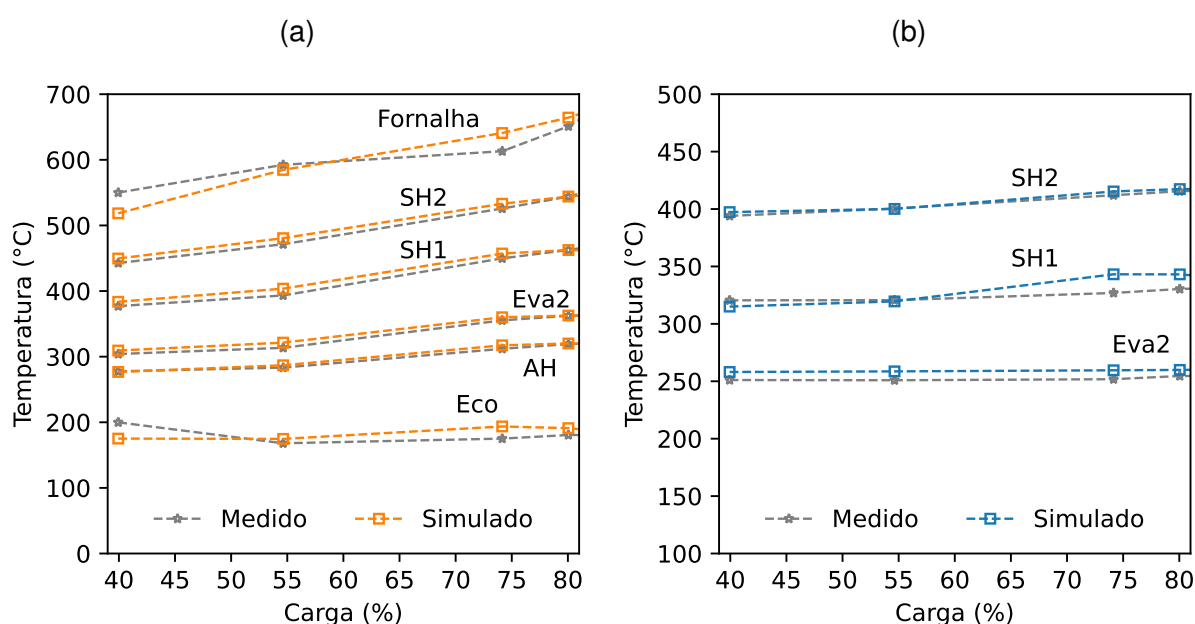
6.1.2 Validação global do modelo do gerador de vapor

A validação global do modelo do gerador de vapor tem como objetivo a análise da estrutura geral do modelo. É importante ressaltar que o modelo foi calibrado uma única vez, em uma carga de 80%, e nenhum ajuste nos parâmetros do modelo foi efetuado para conduzir as simulações em diferentes cargas. A escolha da carga de 80% para a calibração foi fundamentada por ser a mais próxima da carga nominal, na qual o gerador de vapor operou em regime permanente por um período significativo.

As simulações iniciais foram realizadas com o gerador de vapor operando em cargas de vapor de 80%, 75%, 55% e 40%, com o propósito de validar o modelo por meio da comparação com os valores medidos nessas condições, sem a inclusão do campo solar.

As Figuras 42a, 42b, 43a e 43b exibem os resultados da validação global, incluindo a temperatura de saída dos gases de combustão e do vapor superaquecido, as vazões mássicas de combustível, ar e gases de combustão, bem como a potência elétrica no gerador acoplado à turbina de contrapressão. A Tabela 27 apresenta os principais resultados da simulação.

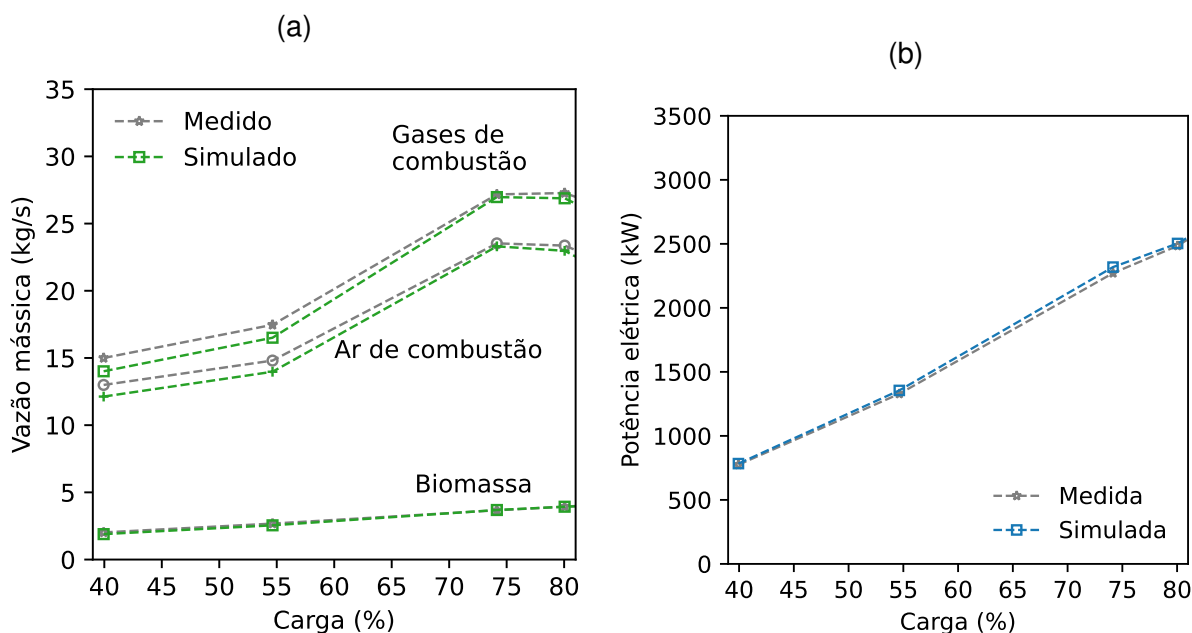
Figura 42 – Temperatura de saída de: a) gases de combustão; b) vapor.



Fonte: Autor.

De maneira geral, foi observada uma boa concordância entre o modelo e os dados medidos. A discrepância encontrada na temperatura dos gases de exaustão após o economizador foi atribuída à dinâmica operacional da unidade geradora de vapor em resposta às variações no consumo de vapor no processo industrial, como evidenciado na Figura 20 (vazão de vapor para uma carga de 80%) e também na Tabela 10, onde a fração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão varia na faixa

Figura 43 – (a) Vazão mássica de combustível (biomassa), ar e gases de combustão; (b) potência elétrica no gerador.



Fonte: Autor.

de 3,89 a 7,13%. Esse comportamento reflete a operação típica do sistema de controle do ar de combustão no processo de queima de cavacos de madeira em grelha. As diferenças encontradas na temperatura dos gases de combustão são refletidas em todo o percurso dos gases. Todos os demais valores apresentaram uma boa correspondência.

Durante a coleta de dados, os operadores da unidade realizaram desvios (*bypass*) na linha de água de alimentação no economizador para manter a temperatura dos gases de exaustão acima de 160 °C. Essa particularidade operacional não foi incorporada ao modelo de simulação, resultando em divergências entre os valores simulados e medidos. O modelo projeta o que ocorreria com a temperatura dos gases de combustão na chaminé caso o *bypass* não fosse implementado. Com 40% da carga, a temperatura dos gases de exaustão cai para 175,2 °C, uma temperatura ainda segura, mas próxima do limite mínimo recomendado pelo fabricante para evitar a condensação do vapor de água e corrosão nos trocadores de calor.

6.2 VERIFICAÇÃO DO MODELO DE CAMPO SOLAR

A validação adequada do modelo de campo solar demandaria dados de teste de um campo solar existente. No entanto, na ausência desses dados, uma validação mais simplificada pode ser conduzida comparando os resultados de uma linha de coletores com os obtidos por meio da simulação em outro software. Nesse caso, é necessário ajustar cuidadosamente as dimensões e parâmetros da fileira de coletores, bem como as condições de contorno, para garantir correspondência.

Tabela 27 – Principais resultados da simulação.

Carga	40%		55%		75%		80%	
Variável	Med.	Sim.	Med.	Sim.	Med.	Sim.	Med.	Sim.
Combustão								
Vazão mássica, kg/s								
Combustível	2,0	1,9	2,7	2,5	3,7	3,7	3,9	3,9
Ar de combustão	13,0	12,1	14,8	14,0	23,5	23,3	23,4	23,0
Gases de combustão	15,0	14,0	17,5	16,5	27,2	27,0	27,3	26,9
Excesso de ar, %	50,1	50,2	29,0	29,0	49,6	49,6	38,4	38,5
Temp. ar de combustão, °C	104,6	95,9	90,4	101,0	124,6	114,3	136,2	116,6
Gases								
Temp. de saída gases, °C								
Fornalha	550,1	518,5	592,4	584,6	613,1	640,8	651,0	664,3
SH2	442,7	449,6	471,3	480,6	525,7	533,1	544,0	544,0
SH1	377,0	383,6	393,3	403,7	449,8	457,2	462,5	462,5
EVA2	304,1	309,4	313,5	321,4	355,3	360,0	362,3	362,6
AH	277,7	276,7	283,3	286,9	312,0	317,3	319,2	320,1
Eco	199,9	175,2	168,0	174,7	175,1	193,6	180,6	191,1
Vapor/Água								
Vazão mássica, kg/s								
Vapor vivo	5,5	5,6	7,6	7,6	10,3	10,3	11,1	11,1
Água de alimentação	5,4	5,8	7,5	7,6	10,4	9,9	11,1	10,7
Purga	0,6	0,8	0,8	0,9	1,1	1,1	1,2	1,2
Água dessuper.	1,1	0,0	1,2	0,9	0,7	2,5	1,3	2,8
Temp. de saída vapor, °C								
SH2	394,0	397,3	400,4	400,1	412,0	415,3	415,5	417,4
SH1	320,5	315,0	320,6	319,6	326,9	343,2	330,4	343,1
Tambor	251,1	258,1	250,9	258,6	251,8	259,6	254,6	259,9
Economizador	189,3	172,2	128,5	171,4	128,2	185,5	120,9	183,3
Pressão de saída, bar								
Tambor	45,6	45,5	45,8	45,9	45,2	46,6	48,0	46,8
SH1	45,2	45,2	45,0	45,3	43,6	45,6	46,3	45,8
SH2	45,0	45,0	44,5	45,0	42,6	45	45,2	45,0
Água de alimentação	55,0	55,0	54,5	54,5	52,3	52,3	55,1	55,0

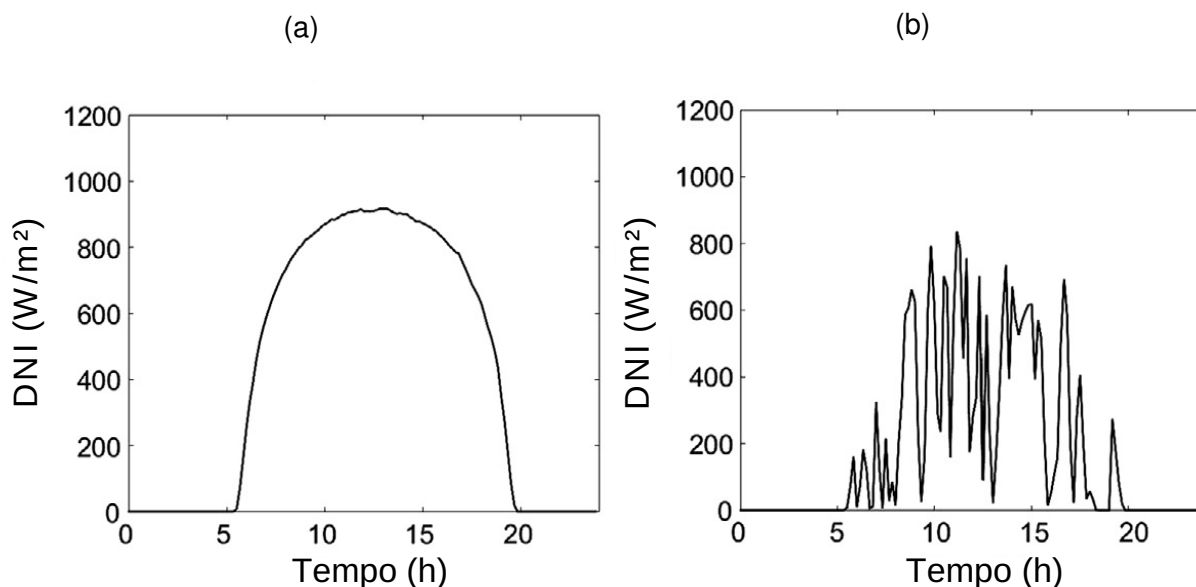
Fonte: Autor.

Os resultados foram verificados por meio da comparação com os resultados da simulação no System Advisor Model (SAM). O SAM é um software desenvolvido pelo Laboratório Nacional de Energia Renovável (NREL) dos Estados Unidos, projetado para prever o desempenho de sistemas de energia renovável e analisar a viabilidade financeira de projetos residenciais, comerciais e conectados à rede elétrica (NREL, 2022).

Para comparar os resultados dos modelos, foram selecionados dois dias com diferentes perfis de irradiância direta normal (DNI). A classificação visual dos dias foi baseada nos exemplos gráficos dos tipos de dias apresentados por Moreno-Tejera *et al.* (2017). A Figura 44a ilustra um dia com céu totalmente claro, elevada incidência solar, pouca variabilidade e distribuição temporal balanceada da energia. A Figura 44b mostra um dia com céu parcialmente nublado, incidência solar média, alta variabilidade

e distribuição temporal da energia mais irregular.

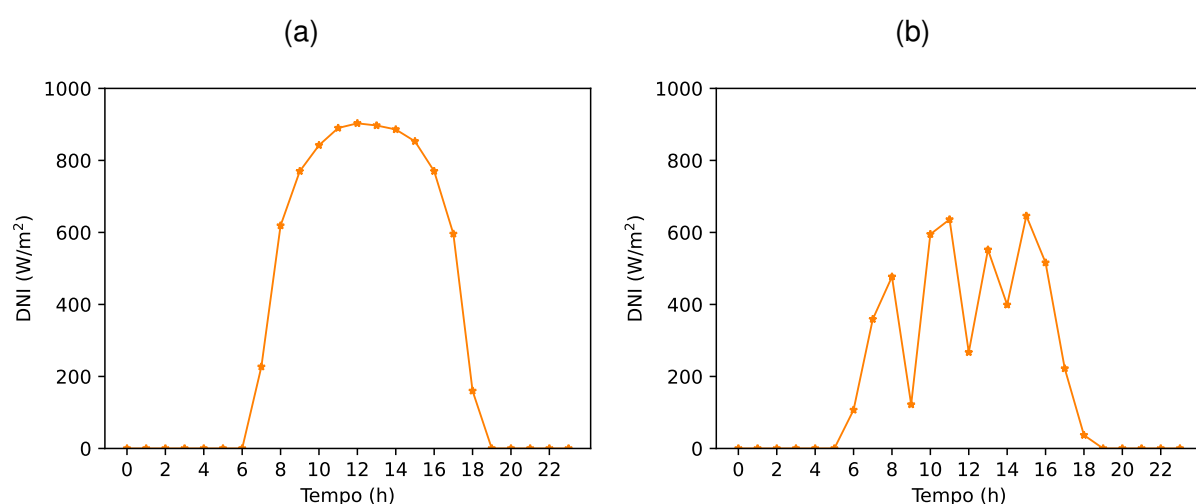
Figura 44 – Exemplos gráficos utilizados como referência para a classificação visual dos tipos de dias: (a) céu claro; (b) céu parcialmente nublado.



Fonte: Moreno-Tejera *et al.* (2017)

Após analisar o perfil diário de DNI do ano meteorológico típico da localidade, foram selecionados o dia 2 de setembro, representando a condição de céu claro, e o dia 21 de outubro, representando a condição de céu parcialmente nublado, conforme apresentado nas Figuras 45a e 45b, respectivamente.

Figura 45 – Perfis de DNI para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



Fonte: Autor.

As Figuras 46a a 48b apresentam a comparação entre os resultados da simulação em Modelica e do software SAM para a vazão mássica e temperatura do vapor superaquecido, bem como para o calor absorvido, nos dois dias selecionados.

Figura 46 – Verificação da vazão mássica de vapor superaquecido gerado no campo solar para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).

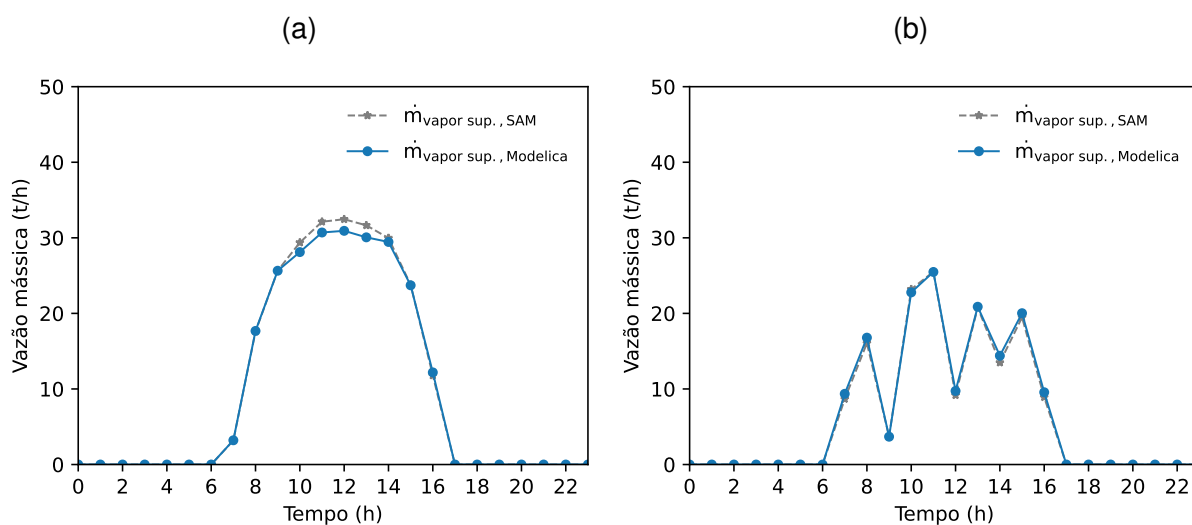
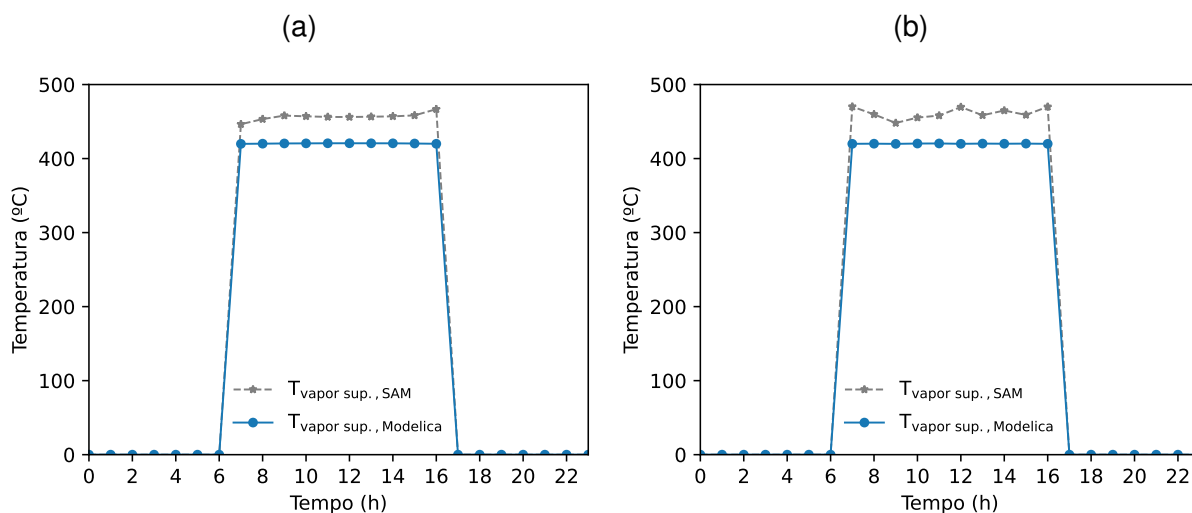
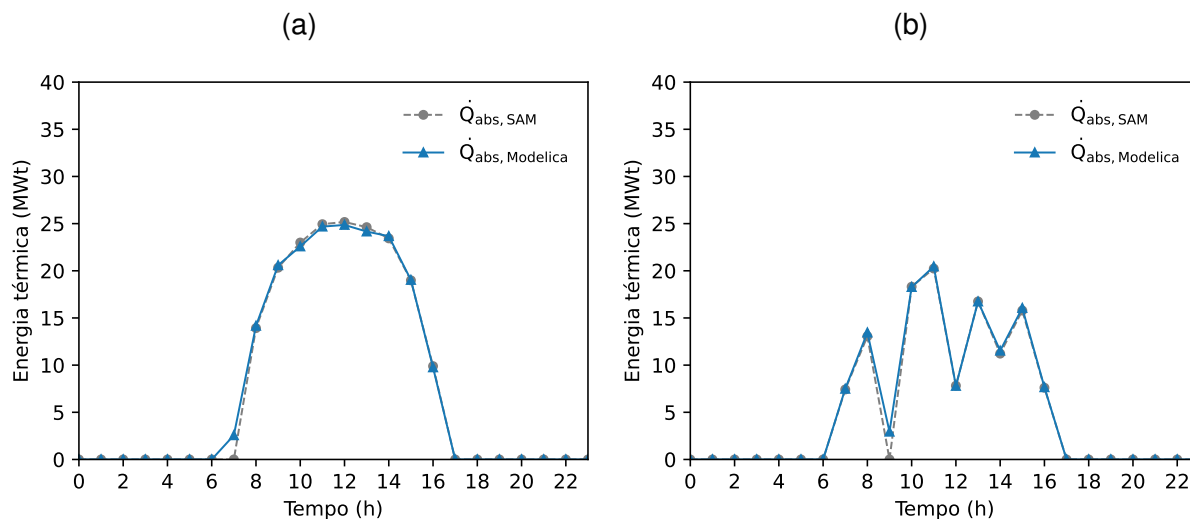


Figura 47 – Verificação da temperatura do vapor superaquecido para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



Os resultados do modelo de simulação em Modelica e do software SAM demonstram uma boa concordância. As variações percentuais máximas na vazão de vapor superaquecido foram de 4,7% para o dia com céu claro e 6,1% para o dia parcialmente nublado. Em termos de calor absorvido, as variações máximas foram de 1,9% para o dia claro e 3,0% para o dia parcialmente nublado. A principal diferença entre os resultados está na temperatura do vapor superaquecido, devido ao fato de que o modelo do campo solar no SAM não inclui controle de temperatura na seção de superaquecimento, ao contrário do modelo de campo solar em Modelica.

Figura 48 – Verificação do calor absorvido no campo solar para: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



Fonte: Autor.

Embora o campo solar tenha sido dimensionado para atender até 60% da demanda de vapor da unidade de cogeração (30 t/h), a produção de vapor do campo solar atingiu 31 t/h durante períodos com DNI superior a 880 W/m^2 em um dia com céu claro. Portanto, ao operar a planta híbrida, será necessário avaliar a possibilidade de desfocar parcialmente os espelhos para ajustar a geração de vapor a uma condição segura.

Durante um dia parcialmente nublado, o campo solar gerou vapor superaquecido conforme as variações do DNI. Observa-se um atraso entre o início da geração de vapor e a incidência de radiação no início do dia, influenciado pela inércia dos componentes e pela disponibilidade de radiação solar. Durante a partida da usina, há um intervalo em que a radiação solar não é suficiente para iniciar a geração de vapor, conforme verificado na literatura técnica (COELHO *et al.*, 2014; WAGNER; ZHU, 2012; COCO-ENRÍQUEZ; MUÑOZ-ANTÓN; MARTÍNEZ, 2013).

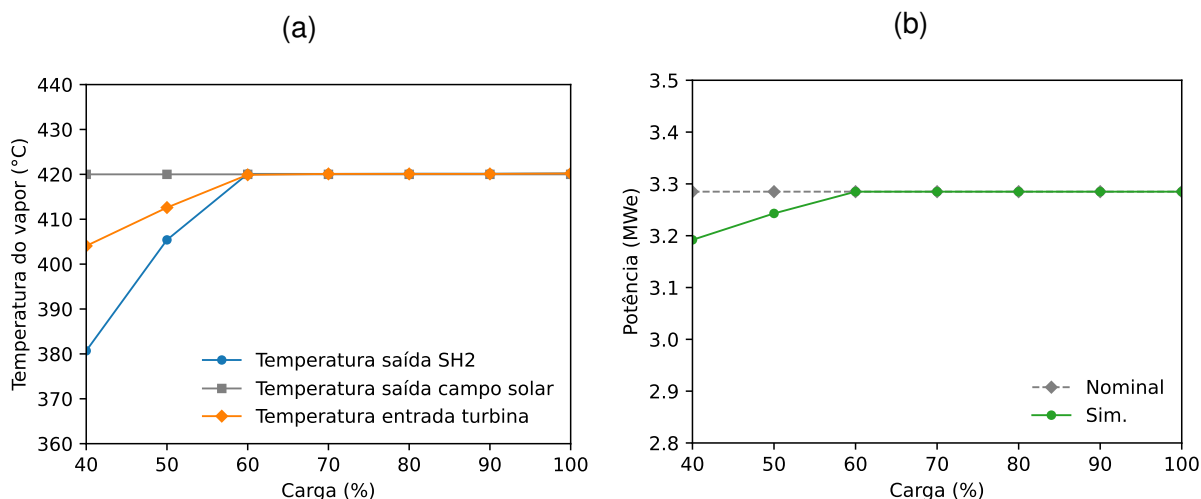
6.3 SIMULAÇÃO DA PLANTA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR

6.3.1 Operação híbrida em cargas específicas

A Figura 49a apresenta a temperatura do vapor superaquecido na saída do gerador de vapor e do campo solar, bem como a temperatura média correspondente na entrada da turbina a vapor para cargas específicas de 40%, 60%, 80% e 100%. Nota-se que, abaixo de 70% de carga, o gerador de vapor a biomassa não atinge a temperatura nominal do vapor superaquecido, reduzindo para cerca de $404 \text{ }^\circ\text{C}$ a temperatura de entrada na turbina a 40% de carga. Essa redução na temperatura e, conseqüentemente, na entalpia, impacta a potência efetiva do vapor fornecida à

turbina, como ilustrado na Figura 49b. A potência nominal da turbina a vapor não é atingida em cargas parciais devido à diminuição da temperatura, mesmo com a vazão mássica total de vapor superaquecido mantida constante.

Figura 49 – (a) Temperatura do vapor; (b) Potência em diferentes níveis de carga.



Fonte: Autor.

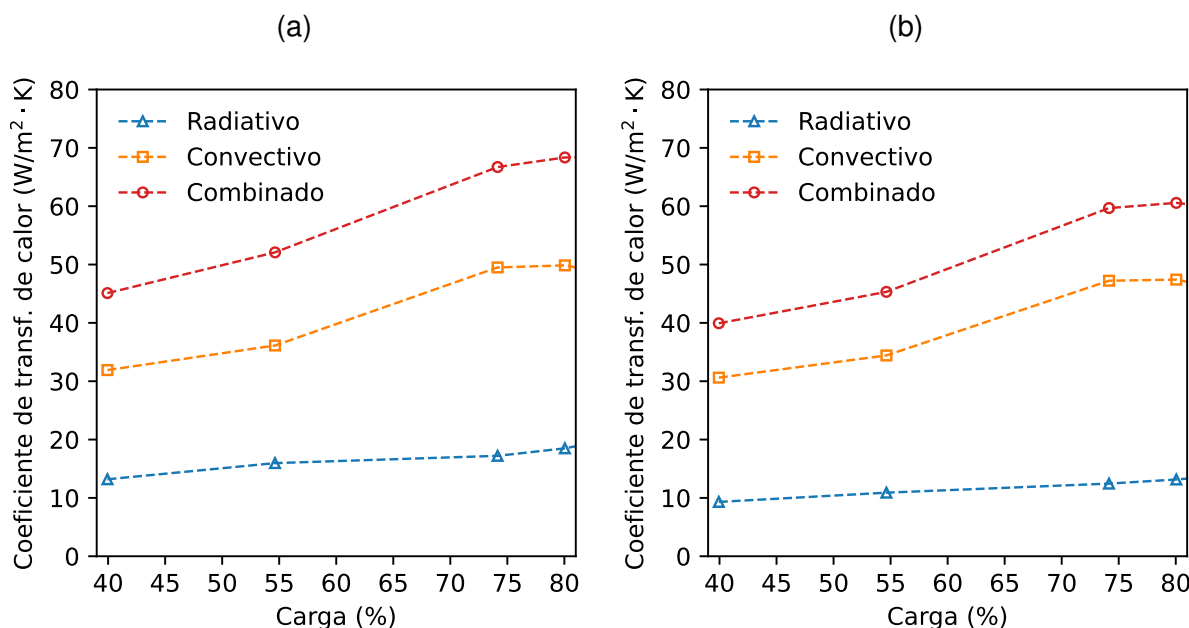
A redução da carga de vapor devido à diminuição da quantidade de biomassa queimada na fornalha resulta na redução da temperatura dos gases de combustão. Como resultado, o processo de transferência de calor nos componentes a jusante é afetado. As Figuras 50a, 50b, 51a e 51b ilustram o comportamento do coeficiente combinado (radiativo + convectivo) de transferência de calor nos trocadores de calor. O cálculo dos coeficientes de transferência de calor está detalhado no Seção A.3.

As figuras acima mostram a redução do coeficiente combinado de transferência de calor com a diminuição da carga de vapor. No superaquecedor secundário (SH2), o coeficiente combinado de transferência de calor diminuiu de $68,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ em 80% da carga para $45,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ em 40%, seguindo uma tendência similar nos demais componentes: superaquecedor primário (SH1), de $59,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para $39,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, e economizador, de $42,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ para $29,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Nota-se a predominância da transferência de calor por convecção em comparação à radiação. Por exemplo, em uma carga de 80%, no SH2, que está após a fornalha, o coeficiente convectivo contribui com 70%, enquanto o radiativo participa com 30%. No SH1, a participação do coeficiente convectivo é de 77% e do radiativo, 23%. Esta tendência se mantém até o último trocador, o economizador, onde o coeficiente convectivo tem 91% de participação e o radiativo, 9%.

6.3.2 Operação híbrida em condições de alta e baixa irradiância direta normal

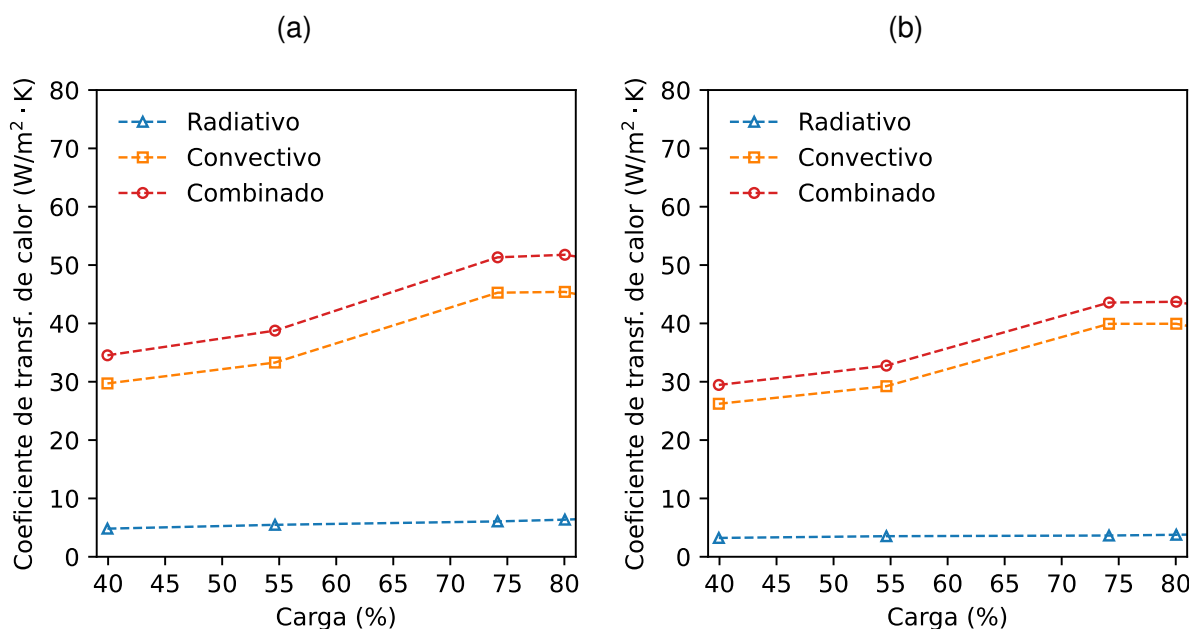
Além das simulações específicas com cargas determinadas, foram realizadas simulações do sistema híbrido considerando dois cenários detalhados na Seção 6.2: um

Figura 50 – Coeficiente de transferência de calor combinado (radiativo + convectivo) em: (a) superaquecedor secundário (SH2); (b) superaquecedor primário (SH1).



Fonte: Autor.

Figura 51 – Coeficiente de transferência de calor combinado (radiativo + convectivo) em: (a) evaporador secundário (Eva2); (b) economizador (Eco).

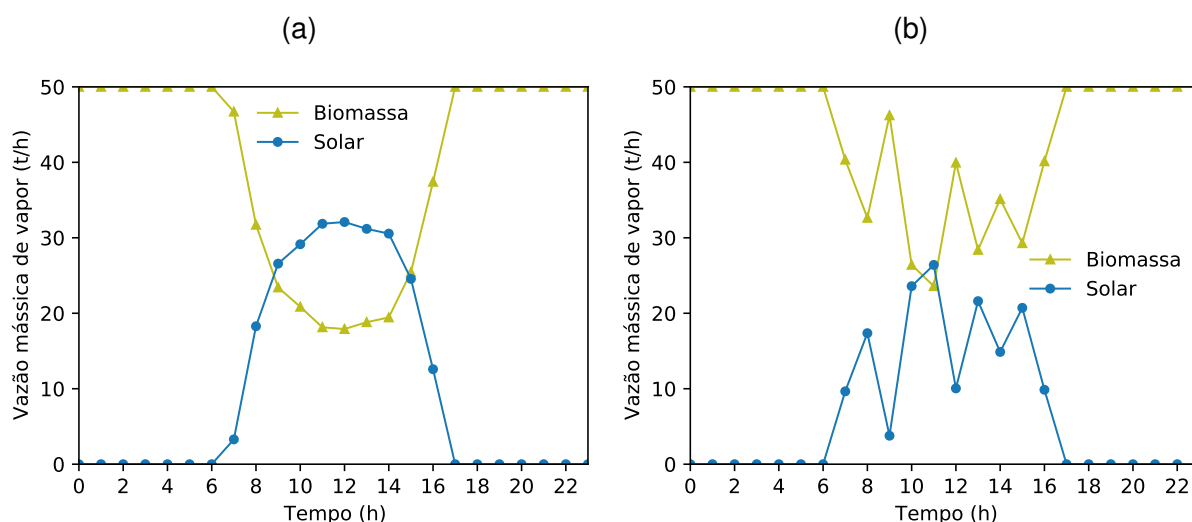


Fonte: Autor.

representando a condição de céu claro e outro representando a condição de céu parcialmente nublado. O objetivo dessas simulações é avaliar o desempenho do modelo da planta híbrida em condições de alta e baixa irradiância direta normal.

As Figuras 52a e 52b exibem os resultados da simulação da planta híbrida solar-biomassa sob radiação solar variável durante um dia com céu claro (2 de setembro) e um dia com céu parcialmente nublado (21 de outubro). O gerador de vapor a biomassa operou continuamente por 24 horas, com variação de carga ao longo do dia (cargas parciais) e carga constante durante a noite (carga total). A demanda de vapor foi fixada em 50 t/h (1200 t/dia). Nos dias simulados, as vazões mássicas máximas de vapor geradas no campo solar foram de 30,9 t/h e 25,5 t/h durante o dia com céu claro e dia parcialmente nublado, respectivamente. As vazões mássicas mínimas de vapor no gerador a biomassa foram 19,1 t/h e 24,5 t/h durante o dia com céu claro e dia parcialmente nublado, respectivamente. No dia com céu claro, a geração de vapor no campo solar foi de 232 t/dia, representando 19,3% da demanda diária de vapor. No dia parcialmente nublado, a geração de vapor foi de 153 t/dia, correspondendo a 12,7% da demanda diária de vapor.

Figura 52 – Resultados da simulação da planta híbrida solar-biomassa: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



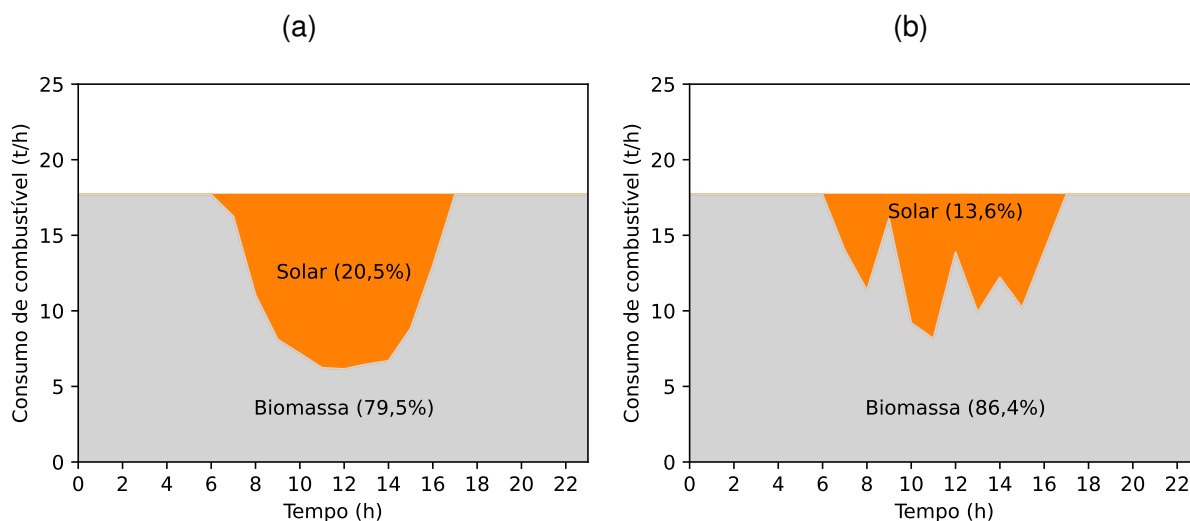
Fonte: Autor.

Os gráficos apresentados nas Figuras 53a e 53b mostram o consumo de cavacos de eucalipto durante a operação híbrida em modo de economia de combustível. O suprimento mínimo de combustível para a fornalha foi de 6,2 t/h em um dia com céu claro e 8,2 t/h em um dia parcialmente nublado. A economia de combustível foi de 20,5% (86,9 t/dia) em um dia com céu claro e 13,6% (57,8 t/dia) em um dia parcialmente nublado.

6.3.3 Operação anual

Foi configurado um *script* em Modelica para realizar uma simulação paramétrica, variando o DNI e os ângulos de azimute (γ) e de zênite (θ_z), para cada hora do

Figura 53 – Consumo de biomassa: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



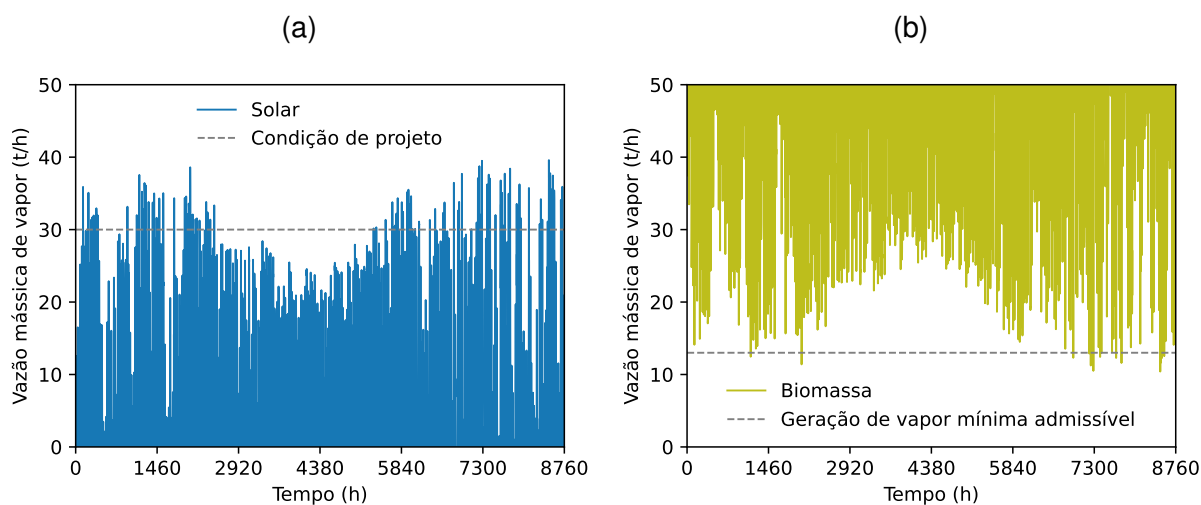
Fonte: Autor.

ano meteorológico típico (TMY). As Figuras 54a e 54b apresentam os resultados da geração de vapor no campo solar e no gerador de vapor a biomassa para a simulação anual. Durante a simulação, o gerador de vapor a biomassa operou continuamente por 8760 horas, com variação de carga ao longo do dia e carga constante durante a noite. A vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 39,6 t/h, enquanto a vazão mínima no gerador de vapor a biomassa foi de 10,4 t/h. Como a geração de vapor mínima admissível especificada pelo fabricante é de 13 t/h, é necessário implementar um sistema de controle para limitar a geração máxima de vapor no campo solar, evitando a operação do gerador de vapor com cargas abaixo do mínimo recomendado. Durante o ano meteorológico típico, a geração de vapor no campo solar foi de 49.646 toneladas, representando 11,3% da demanda anual de vapor e resultando em uma economia anual de combustível de cerca de 12,1%, o que equivalente a 18.792 toneladas por ano.

6.3.4 Análise da variação do tamanho do campo solar

Conforme identificado na Figura 54b, há períodos de alta irradiância direta normal (DNI) em que o campo solar gera uma vazão mássica de vapor acima da condição nominal, levando o gerador de vapor a biomassa a operar com cargas inferiores às admissíveis. Nesse contexto, foi realizada uma análise paramétrica reduzindo o tamanho do campo solar para evitar a operação do gerador a biomassa em condições de carga muito baixas. Na condição de projeto, o campo solar é configurado com 5 fileiras de coletores em paralelo (CS-5), para gerar 30 t/h de vapor superaquecido. A seguir, são analisados dois cenários de planta híbrida reduzida, com o campo solar configurado

Figura 54 – Geração anual de vapor: (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.



Fonte: Autor.

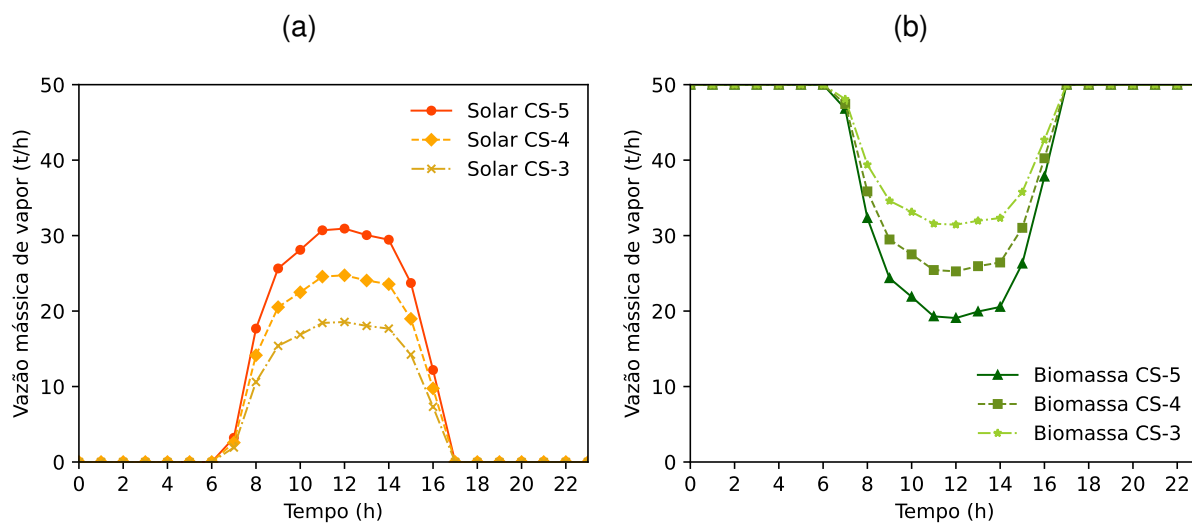
com 4 fileiras em paralelo (CS-4) e 3 fileiras em paralelo (CS-3), mantendo inalterados os demais parâmetros do modelo.

As Figuras 55a e 55b apresentam os resultados da simulação da planta híbrida em um dia com céu claro (2 de setembro), com variações no tamanho do campo solar. Para o CS-4, a vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 24,7 t/h, e a vazão mássica mínima de vapor no gerador a biomassa foi de 25,3 t/h. Nesta configuração, a geração total de vapor no campo solar foi de 185 t/dia, representando 15,4% da demanda diária de vapor e atendendo até 49,5% da demanda no horário de máxima irradiância direta normal. Para o CS-3, a vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 18,6 t/h e a vazão mássica mínima de vapor no gerador a biomassa foi de 31,4 t/h. Esta configuração resultou em uma geração total de vapor no campo solar de 139 t/dia, representando 11,6% da demanda diária de vapor e atendendo até 37,1% da demanda no horário de máxima irradiância direta normal.

De forma análoga, as Figuras 56a e 56b mostram os resultados da simulação para um dia parcialmente nublado (21 de outubro). Para o CS-4, a vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 20,4 t/h, e a vazão mássica mínima de vapor no gerador a biomassa foi de 29,6 t/h. Nesta configuração, a geração total de vapor no campo solar foi de 122 t/dia, representando 10,2% da demanda diária de vapor e atendendo até 40,8% da demanda no horário de máxima irradiância direta normal. Para o CS-3, a vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 15,3 t/h e a vazão mássica mínima de vapor no gerador a biomassa foi de 34,7 t/h. Esta configuração resultou em uma geração total de vapor no campo solar de 92 t/dia, representando 7,6% da demanda diária de vapor e atendendo até 30,6% da demanda no horário de máxima irradiância direta normal.

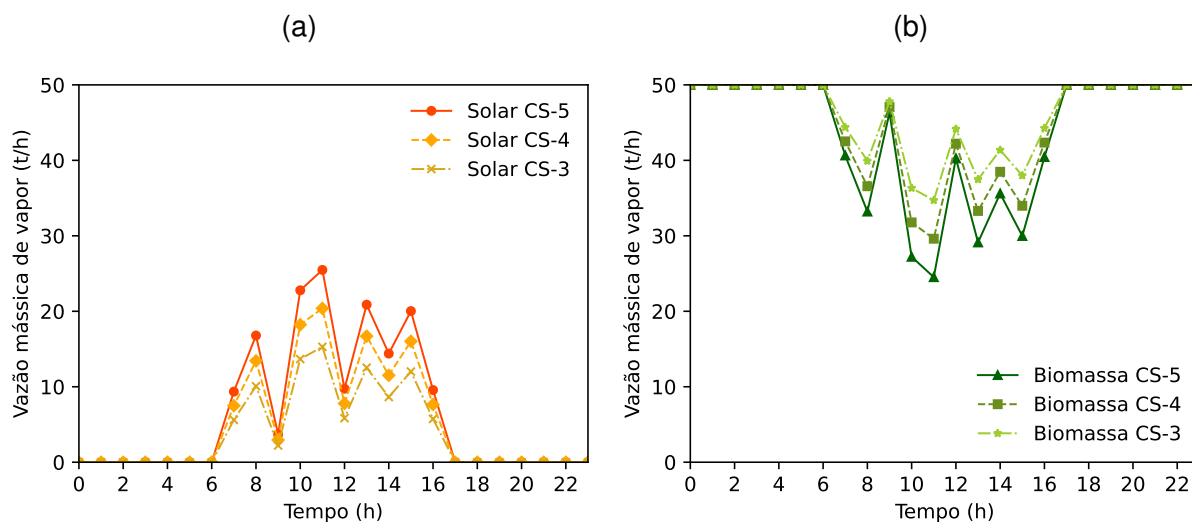
As Figuras 57a e 57b apresentam o consumo de cavacos de eucalipto durante

Figura 55 – Geração de vapor nas configurações CS-5, CS-4 e CS-3 em um dia com céu claro (2 de setembro): (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.



Fonte: Autor.

Figura 56 – Geração de vapor nas configurações CS-5, CS-4 e CS-3 em um dia parcialmente nublado (21 de outubro): (a) campo solar; (b) gerador de vapor a biomassa.

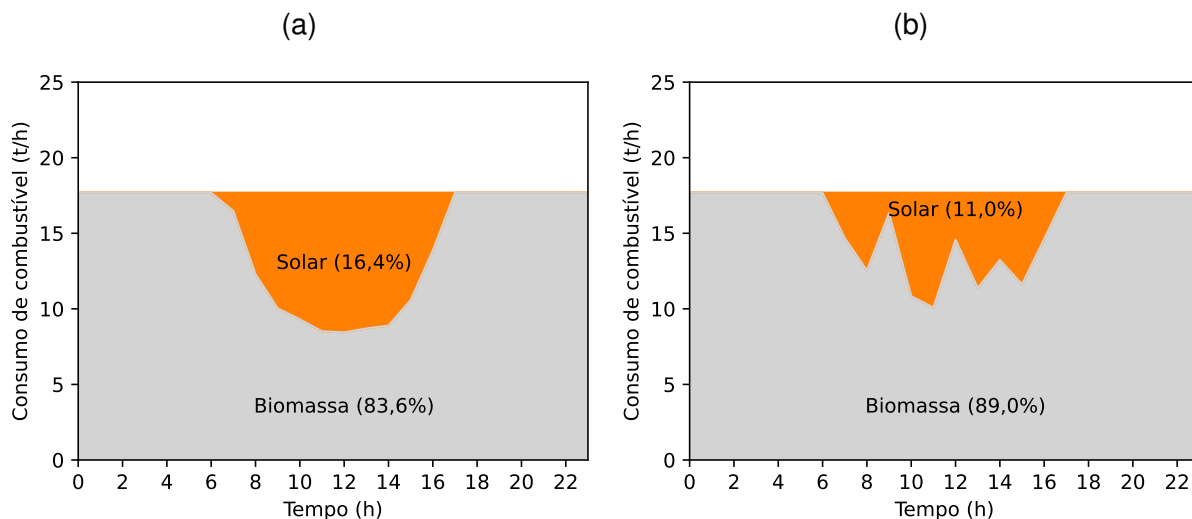


Fonte: Autor.

a operação híbrida em modo de economia de combustível para a configuração CS-4. O suprimento mínimo de combustível foi de 8,4 t/h em um dia com céu claro e 10,1 t/h em um dia parcialmente nublado. A economia de combustível foi de 16,4% (69,6 t/dia) em um dia com céu claro e 11,0% (46,8 t/dia) em um dia parcialmente nublado.

As Figuras 58a e 58b ilustram o consumo de cavacos de eucalipto durante a operação híbrida em modo de economia de combustível para a configuração CS-3. O suprimento mínimo de combustível para a fornalha foi de 10,7 t/h em um dia com céu

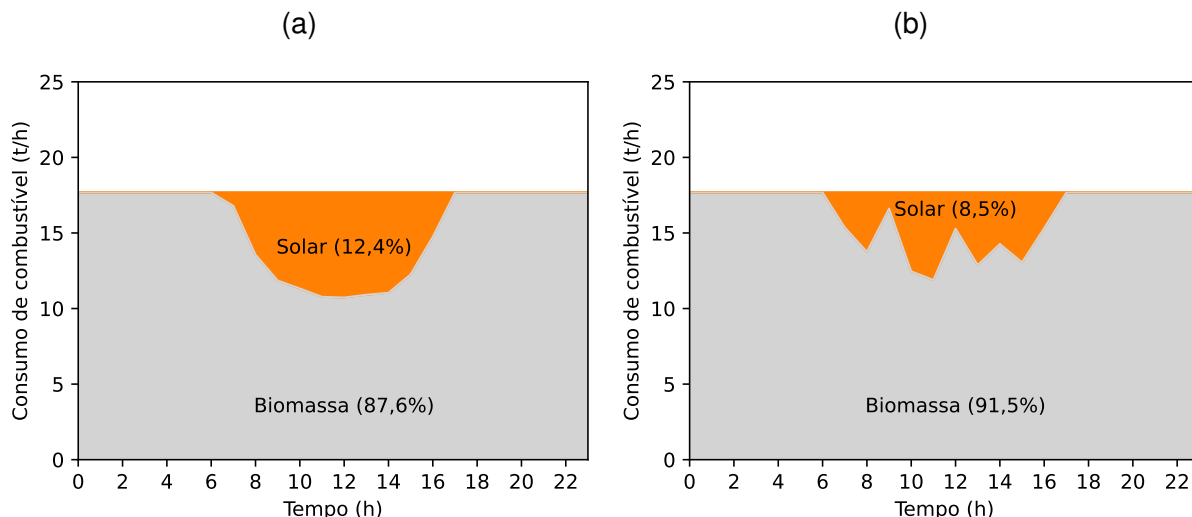
Figura 57 – Consumo de biomassa na configuração CS-4: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).



Fonte: Autor.

claro e 11,9 t/h em um dia parcialmente nublado. A economia de combustível foi de 12,4% (52,8 t/dia) em um dia com céu claro e 8,5% (35,9 t/dia) em um dia parcialmente nublado.

Figura 58 – Consumo de biomassa na configuração CS-3: (a) dia com céu claro (2 de setembro); (b) dia parcialmente nublado (21 de outubro).

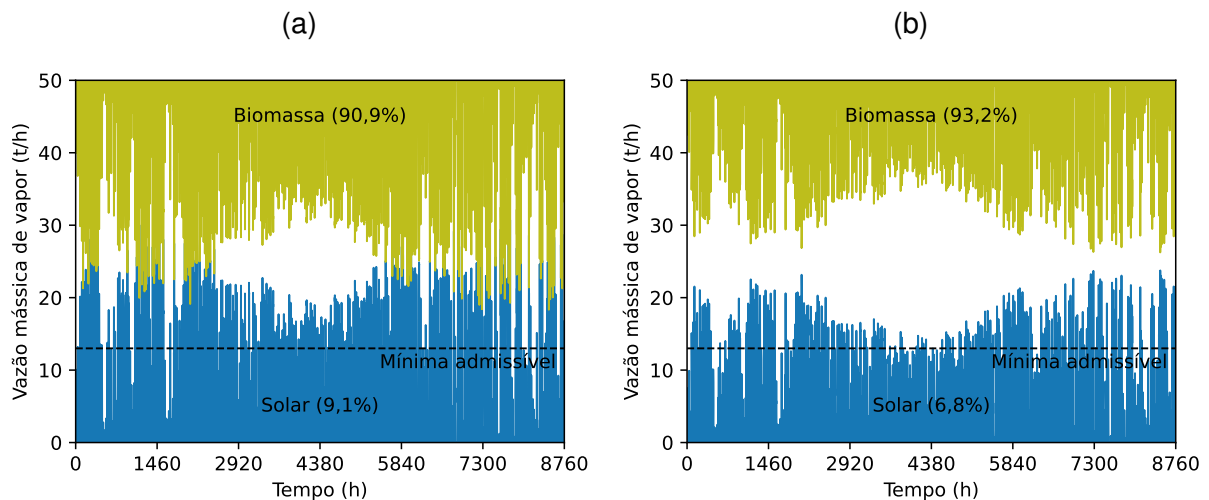


Fonte: Autor.

As Figuras 59a e 59b apresentam os resultados da geração de vapor no campo solar e no gerador de vapor a biomassa para a simulação anual, nas configurações CS-4 e CS-3, respectivamente, mantendo inalterados os demais parâmetros do modelo. Para o CS-4, a vazão mássica máxima de vapor gerada no campo solar foi de 31,7 t/h, enquanto a vazão mínima no gerador de vapor a biomassa foi de 18,3 t/h. A

geração anual de vapor no campo solar foi de 39.716 toneladas, representando 9,1% da demanda anual de vapor e resultando em uma economia anual de combustível de cerca de 9,8%, equivalente a 15.155 toneladas por ano. Para o CS-3, a vazão mássica de vapor gerada no campo solar foi de 23,8 t/h, enquanto a vazão mínima no gerador de vapor a biomassa foi de 26,2 t/h. A geração anual de vapor no campo solar foi de 29.787 toneladas, representando 6,8% da demanda anual de vapor e resultando em uma economia anual de combustível de cerca de 7,4%, equivalente a 11.519 toneladas por ano.

Figura 59 – Geração anual de vapor: (a) CS-4; (b) CS-3.



Fonte: Autor.

Nas configurações CS-4 e CS-3, não é necessário implementar um sistema de controle para limitar a geração máxima de vapor, pois a operação do gerador de vapor não atinge cargas abaixo do mínimo especificado pelo fabricante. No entanto, a redução do tamanho do campo solar resulta em uma diminuição na economia de combustível. Este comportamento é esperado, pois a redução das fileiras de coletores em paralelo reduz a quantidade de energia térmica coletada no campo solar.

7 CONCLUSÕES

Foi proposta uma planta híbrida de energia solar-biomassa utilizando concentradores do tipo Fresnel com geração direta de vapor para analisar o desempenho do gerador de vapor a biomassa em condições de cargas parciais e em regime permanente.

A avaliação da eficiência do gerador de vapor em condições semelhantes à operação híbrida com campo solar CSP envolveu a coleta de dados operacionais no local. Os resultados mostraram uma eficiência dentro da faixa estipulada pelo fabricante, com uma redução significativa na eficiência em cargas parciais devido ao aumento das perdas térmicas nos gases de exaustão, à emissão de monóxido de carbono e às perdas para o ambiente.

A validação individual dos componentes do gerador de vapor a biomassa indicou consistência entre os resultados simulados e os dados operacionais em diversas cargas, com desvios dentro da faixa de 10%. Isso evidenciou a confiabilidade do modelo em diversas condições operacionais.

A validação global confirmou a concordância entre os resultados encontrados e os dados coletados no local. Além disso, os resultados mostraram que o campo solar proposto pode gerar vapor superaquecido em diferentes níveis de irradiação, tanto em dias com céu claro quanto em dias parcialmente nublados.

O desempenho do campo solar superou a produção de vapor esperada em condições de alta radiação solar, indicando a necessidade de ajustes na geração para condições seguras. Em um dia parcialmente nublado, a geração de vapor acompanhou as variações da irradiação solar direta. A simulação da planta híbrida solar-biomassa demonstrou que, em cargas parciais, o gerador de vapor a biomassa não atinge a temperatura nominal do vapor superaquecido, impactando a potência efetiva fornecida à turbina. A potência nominal da turbina não é alcançada em cargas parciais devido à redução da temperatura do vapor.

A redução na carga de vapor resultou em uma diminuição na temperatura dos gases de combustão devido à menor quantidade de biomassa queimada na fornalha. Esse efeito teve impacto no processo de transferência de calor nos componentes localizados após a fornalha. A análise dos coeficientes combinados de transferência de calor evidenciou a predominância da convecção sobre a radiação na transferência de calor nos trocadores, especialmente em condições de operação com carga de vapor reduzida.

A análise da operação em carga parcial (40% a 100%) do gerador de vapor revelou resultados economicamente relevantes, com uma redução no consumo de biomassa da ordem de 20,5% (86,9 t/dia) em um dia com céu claro, 13,6% (57,8 t/dia) em um dia parcialmente nublado e uma economia anual de combustível de cerca de

12,1% (18.792 toneladas por ano).

A análise paramétrica da redução do tamanho do campo solar mostrou que, nas configurações CS-4 e CS-3, não é necessário implementar um sistema de controle para limitar a geração máxima de vapor, pois a operação do gerador de vapor não atinge cargas abaixo do mínimo especificado pelo fabricante. No entanto, a redução do tamanho do campo solar resulta em uma diminuição na economia de combustível, devido à menor quantidade de energia térmica coletada.

O modelo proposto tem o potencial para ser utilizado para simulação de usinas híbridas solar-biomassa em anos meteorológicos típicos (TMY) em diferentes localidades no Brasil e no mundo.

Como perspectivas para trabalhos futuros, sugerem-se as seguintes abordagens:

- Ampliar a análise do comportamento do gerador de vapor a biomassa em condições transientes e a análise de estratégias de controle. Os modelos desenvolvidos com a biblioteca ThermoSysPro[®] demonstram capacidade para representar o comportamento dinâmico de grande parte dos componentes. O desafio de otimizar a eficiência em cargas parciais destaca a importância de estratégias de controle e integração eficazes, especialmente ao considerar a operação híbrida com fontes renováveis, como o campo solar.
- Incluir na proposta de hibridização a análise da viabilidade do armazenamento térmico. Considerando que a maior demanda de combustível ocorre à noite, é relevante avaliar o armazenamento térmico para utilizar essa energia durante os períodos de maior consumo, quando não há disponibilidade de energia solar.
- Dado que o gerador de vapor a biomassa pode operar em cargas parciais por períodos consideráveis, sugere-se realizar estudos sobre a fadiga térmica das superfícies de troca térmica sujeitas a frequentes variações de temperaturas.

REFERÊNCIAS

ALOBALID, Falah; MERTENS, Nicolas; STARKLOFF, Ralf; LANZ, Thomas; HEINZE, Christian; EPPLÉ, Bernd. Progress in dynamic simulation of thermal power plants. **Progress in Energy and Combustion Science**, Elsevier Ltd, v. 59, p. 79–162, 2017. ISSN 03601285.

ANEEL. **Sistema de Informações de Geração da ANEEL - SIGA**. [S.l.: s.n.], 2024. Disponível em: <https://app.powerbi.com/view?r=eyJrIjo1Njc4OGYyYjQtYWM2ZC00YjllLWJlYmEtYzdkNTQ1MTc1NjM2IiwidCI6IjQwZDZmOWI4LWVjYjYtYjYtNDZhMi05MmQ0LWVhNGU5YzAxNzBlMSIsImMiOjR9>. Acesso em: 27 jul. 2024.

ANNARATONE, Donnatello. **Steam Generators: Description and Design**. [S.l.: s.n.], 2008. P. 427. ISBN 9783540777144.

ASME PTC 4. **Fired Steam Generators, Performance Test Code (Revision of ASME PTC 4-2008)**. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2013. P. 274. ISBN 9780791868997.

AUROUSSEAU, Antoine; VUILLERME, Valéry; BEZIAN, Jean-Jacques. Modeling of Linear Concentrating Solar Power using Direct Steam Generation with Parabolic-Trough. **Proc. 11th International Modelica Conference**, September, p. 595–603, 2015.

BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. Edição: Editora da UFSC. Segunda. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995. P. 216.

BIRNBAUM, Jürgen; FELDHOFF, Jan Fabian; FICHTNER, Markus; HIRSCH, Tobias; JÖCKER, Markus; PITZ-PAAL, Robert; ZIMMERMANN, Gerhard. Steam temperature stability in a direct steam generation solar power plant. **Solar Energy**, v. 85, n. 4, p. 660–668, 2011. ISSN 0038092X.

BUENO PEREIRA, Enio *et al.* **Atlas brasileiro de energia solar**. 2.ed. São José dos Campos: INPE, 2017. P. 80. ISBN 978-85-17-00089-8.

BURIN, Eduardo Konrad; BURANELLO, Leonardo; GIUDICE, Pedro Lo; VOGEL, Tobias; GÖRRNER, Klaus; BAZZO, Edson. Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater

heating scheme. **Applied Energy**, Elsevier Ltd, v. 154, p. 232–241, 2015. ISSN 03062619.

BURIN, Eduardo Konrad; VOGEL, Tobias; MULTHAUPT, Sven; THELEN, Andre; OELJEKLAUS, Gerd; GÖRNER, Klaus; BAZZO, Edson. Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant. **Energy**, 2016. ISSN 03605442.

BURIN, Eduardo Lucas Konrad. **Plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro assistidas por concentradores parabólicos**. 2015. F. 157. Tese (Doutorado) – Doctoral Thesis, Federal University of Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

CARDEMIL, José M.; STARKE, Allan R.; ZURITA, Adriana; MATA-TORRES, Carlos; ESCOBAR, Rodrigo. Integration schemes for hybrid and polygeneration concentrated solar power plants. **Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment**, v. 10, n. 6, p. 1–22, 2021. ISSN 2041840X.

COCO-ENRÍQUEZ, L; MUÑOZ-ANTÓN, J; MARTÍNEZ, J M. Innovations on direct steam generation in linear Fresnel collectors. **Energy Procedia**, v. 00, May, p. 0–000, 2013.

COELHO, Bruno; VARGA, Szabolcs; OLIVEIRA, Armando; MENDES, Adélio. Optimization of an atmospheric air volumetric central receiver system: Impact of solar multiple, storage capacity and control strategy. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 63, p. 392–401, 2014. ISSN 09601481.

COLMENAR-SANTOS, Antonio; BONILLA-GÓMEZ, José; BORGE-DIEZ, David; CASTRO-GIL, Manuel. Hybridization of concentrated solar power plants with biogas production systems as an alternative to premiums: The case of Spain. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 47, p. 186–197, 2015. ISSN 18790690.

CONFOR. **Analisador OPTIMA 7: Manual de Instruções e Operação**. [S.l.: s.n.], 2013.

CORTEZ, Luís Augusto Barbosa; LORA, Electo Silva; GÓMEZ, Edgardo Olivares. **Biomassa Para Energia**. Primeira E. Campinas: Editora da Unicamp, 2008.

DÍAZ PÉREZ, Álvaro A.; ESCOBAR PALACIO, José C.; VENTURINI, Osvaldo J.; MARTÍNEZ REYES, Arnaldo M.; RÚA OROZCO, Dimas J.; SILVA LORA, Electo E.;

ALMAZÁN DEL OLMO, Oscar A. Thermodynamic and economic evaluation of reheat and regeneration alternatives in cogeneration systems of the Brazilian sugarcane and alcohol sector. **Energy**, v. 152, p. 247–262, 2018. ISSN 03605442.

ECK, M.; ZARZA, E. Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs. **Solar Energy**, v. 80, n. 11, p. 1424–1433, 2006. ISSN 0038092X.

ECK, M.; ZARZA, E.; EICKHOFF, M.; RHEINLANDER, J.; VALENZUELA, L. Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs. v. 74, p. 341–351, 2003.

EDF. **ThermoSysPro v4.0**. [S.l.]: Électricité de France, 2022. Disponível em: <https://thermosyspro.com/>.

EL HEFNI, Baligh; BOUSKELA, Daniel. **Modeling and Simulation of Thermal Power Plants with ThermoSysPro**. Cham: Springer International Publishing, 2019. P. 494.

EPE. Balanço Energético Nacional 2024 - Ano base 2023, 2024.

EPE. Papel da Biomassa na Expansão da Geração de Energia Elétrica, 2018.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; ZARZA, E.; VALENZUELA, L.; PÉREZ, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 7, p. 1695–1721, 2010. ISSN 13640321.

HAKKARAINEN, Elina. **Comparison of different concentrated solar power collector designs and development of a linear fresnel solar collector model**. 2015. F. 207. Master's Thesis – Lappeenranta University of Technology.

HIRSCH, Tobias; ECK, Markus. Design of a phase separation system for a direct steam generation parabolic trough collector field. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, v. 130, n. 1, p. 0110031–0110036, 2008. ISSN 01996231.

HIRSCH, Tobias; FELDHOFF, Jan Fabian; HENNECKE, Klaus; PITZ-PAAL, Robert. Advancements in the field of direct steam generation in linear solar concentrators-a review. **Heat Transfer Engineering**, v. 35, n. 3, p. 258–271, 2014. ISSN 01457632.

IEA. Technology Roadmap Solar Thermal Electricity. **International Energy Agency (IEA)**, p. 52, 2014. ISSN 03014215.

IEA. World Energy Outlook 2020. v. 2050, October, p. 1–461, 2020.

IRENA. The cost of financing for renewable power. **International Renewable Energy Agency**, 2023.

JIN, H.; HONG, H. Hybridization of concentrating solar power (CSP) with fossil fuel power plants. *In*: LOVEGROVE, Keith; STEIN, Wes (Ed.). **Concentrating Solar Power Technology**. [S.l.]: Woodhead Publishing, 2012, 2012. P. 395–420.

KUMAR, Vinod; DUAN, Liqiang. Off-design dynamic performance analysis of a solar aided coal-fired power plant. **Energies**, v. 14, n. 10, 2021. ISSN 19961073.

LIPPKE, F. Direct steam generation in parabolic trough solar power plants: Numerical investigation of the transients and the control of a once-through system. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, v. 118, n. 1, p. 9–14, 1996. ISSN 15288986.

LOVEGROVE, Keith; STEIN, Wes. **Concentrating Solar Power Technology: Principles, developments and applications**. 1st Editio. [S.l.]: Woodhead Publishing Limited, 2012. P. 704. ISBN 9781845697693. arXiv: arXiv:1011.1669v3.

MANENTE, Giovanni; TOFFOLO, Andrea; LAZZARETTO, Andrea; PACI, Marco. An Organic Rankine Cycle off-design model for the search of the optimal control strategy. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 58, p. 97–106, 2013. ISSN 03605442.

MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; PEREIRA, E. B. Scenarios for solar thermal energy applications in Brazil. **Energy Policy**, Elsevier, v. 48, p. 640–649, 2012. ISSN 03014215.

MORENO-TEJERA, S.; SILVA-PÍREZ, M. A.; RAMÍREZ-SANTIGOSA, L.; LILLO-BRAVO, I. Classification of days according to DNI profiles using clustering techniques. **Solar Energy**, Elsevier Ltd, v. 146, p. 319–333, 2017. ISSN 0038092X.

NOGUEIRA, Luiz; LORA, Electo. **Dendroenergia: fundamentos e aplicações (2a. ed.)** [S.l.: s.n.], 2003.

NOVATEC SOLAR. Concentrated Solar Power: Modular Fresnel Collector Technology. **4th Saudi Solar Energy Forum**, May, 2012.

NOVATEC SOLAR. SAM Linear Fresnel solar boiler model SAM, 2013.

NOVATEC SOLAR. **Turnkey Solar Boiler, based on Fresnel Collector Technology, mass produced in industrial precision with performance guarantee**. [S.l.], 2014.

NREL. **System Advisor Model (SAM) v2022.11.21 Revision 3**. [S.l.: s.n.], 2022.

OSMC. **OpenModelica v1.21.0**. [S.l.]: Open Source Modelica Consortium, 2023.
Disponível em: <https://openmodelica.org/>.

OYEKALE, Joseph; HEBERLE, Florian; PETROLLESE, Mario; BRÜGGEMANN, Dieter; CAU, Giorgio. Biomass retrofit for existing solar organic Rankine cycle power plants: Conceptual hybridization strategy and techno-economic assessment. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 196, June, p. 831–845, 2019. ISSN 01968904.

PETERSEIM, Juergen H.; HERR, Alexander; MILLER, Sarah; WHITE, Stuart; O'CONNELL, Deborah A. Concentrating solar power/alternative fuel hybrid plants: Annual electricity potential and ideal areas in Australia. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 68, p. 698–711, 2014. ISSN 03605442.

PETERSEIM, Juergen H.; WHITE, Stuart; TADROS, Amir; HELLWIG, Udo. Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridisation? **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 57, p. 520–532, 2013. ISSN 09601481.

PETERSEIM, Juergen H.; WHITE, Stuart; TADROS, Amir; HELLWIG, Udo. Concentrating solar power hybrid plants - Enabling cost effective synergies. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 67, p. 178–185, 2014. ISSN 09601481.

PETROV, Miroslav P; POPA, Marianne Salomon; FRANSON, Torsten H. Solar Augmentation of Conventional Steam Plants : From System Studies To Reality. May, p. 1–8, 2012.

POPOV, Dimityr. An option for solar thermal repowering of fossil fuel fired power plants. **Solar Energy**, Elsevier Ltd, v. 85, n. 2, p. 344–349, 2011. ISSN 0038092X.

POWELL, Kody M.; RASHID, Khalid; ELLINGWOOD, Kevin; TUTTLE, Jake; IVERSON, Brian D. Hybrid concentrated solar thermal power systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier Ltd, v. 80, January, p. 215–237, 2017. ISSN 18790690.

PRAMANIK, Santanu; RAVIKRISHNA, R. V. A review of concentrated solar power hybrid technologies. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Ltd, v. 127, p. 602–637, 2017. ISSN 13594311.

PSF. **Python Language Reference v3.10**. [S.l.]: Python Software Foundation, 2023. Disponível em: <https://www.python.org/>.

RAYAPROLU, Kumar. **BOILERS for POWER and PROCESS**. [S.l.: s.n.], 2009. ISBN 9781420075373.

RODAT, S.; SOUZA, J.V.D.; THEBAULT, S.; VUILLERME, V.; DUPASSIEUX, N. Dynamic Simulations of Fresnel Solar Power Plants. **Energy Procedia**, Elsevier B.V., v. 49, p. 1501–1510, 2014. ISSN 18766102.

SCHLECHT, M.; MEYER, R. Site selection and feasibility analysis for concentrating solar power (CSP) systems. *In*: **CONCENTRATING Solar Power Technology**. [S.l.]: Elsevier, 2012. P. 91–119.

SCHOTT. SCHOTT PTR@70 Receivers, Dataheet, p. 2, 2013.

SOARES, João; OLIVEIRA, Armando C. Numerical simulation of a hybrid concentrated solar power/biomass mini power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 1378–1386, 2017. ISSN 13594311.

SOLARPACES. **Solar Power and Chemical Energy Systems: Concentrating Solar Power Projects**, 2023.

STODOLA, A. **Dampf- und Gasturbinen**. [S.l.: s.n.], 1924. ISBN 9783642505447.

SUOJANEN, Suvij; HAKKARAINEN, Elina; TÄHTINEN, Matti; SIHVONEN, Teemu. Modeling and analysis of process configurations for hybrid concentrated solar power and conventional steam power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 134, February, p. 327–339, 2017. ISSN 01968904.

- SURESH, N.S.; THIRUMALAI, N.C.; DASAPPA, S. Modeling and analysis of solar thermal and biomass hybrid power plants. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 160, June, p. 114121, set. 2019. ISSN 13594311.
- SWERA-NREL. **Solar and wind energy resource assessment - SWERA**. [S.l.: s.n.], 2011. Disponível em: <https://openei.org/doe-opendata/dataset/swera>. Acesso em: 1 mar. 2020.
- TURCHI, Craig S.; MA, Zhiwen; ERBES, Michael. Gas Turbine/Solar Parabolic Trough Hybrid Designs. **Volume 3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Electric Power; Microturbines and Small Turbomachinery; Solar Brayton and Rankine Cycle**, p. 989–996, 2011. ISSN 0926-9630.
- VAKKILAINEN, Esa Kari. Steam Generation from Biomass. *In*: [S.l.]: Elsevier, 2017. ISBN 9780128044070.
- VOGEL, Tobias; OELJEKLAUS, Gerd; GÖRNER, Klaus; DERSCH, Jürgen; POLKLAS, Thomas. Hybridization of parabolic trough power plants with natural gas. **Energy Procedia**, Elsevier B.V., v. 49, p. 1238–1247, 2013. ISSN 18766102.
- VORTMEYER, Dieter; KABELAC, Stephan. VDI Heat Atlas: K3 Gas Radiation: Radiation from Gas Mixtures. **VDI Heat Atlas**, n. 2, 2010.
- WAGNER, Michael J. Results and Comparison from the SAM Linear Fresnel Technology Performance Model. **Pix**, v. 16560, April, p. 10, 2012.
- WAGNER, Michael J.; ZHU, Guangdong. A Direct-Steam Linear Fresnel Performance Model for NREL's System Advisor Model. **ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability Parts A B**, p. 459–468, 2012.
- WANG, Zhifeng. **Design of Solar Thermal Power Plants**. 1st. London: Elsevier, Inc., 2019. P. 476.
- YAN, Hui; LI, Xin; LIU, Ming; CHONG, Daotong; YAN, Junjie. Performance analysis of a solar-aided coal-fired power plant in off-design working conditions and dynamic process. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 220, June, p. 113059, 2020. ISSN 01968904.

ZARZA, Eduardo; ROJAS, Ma Esther; GONZÁLEZ, Lourdes; CABALLERO, José Ma; RUEDA, Fernando. INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant. **Solar Energy**, v. 80, n. 10, p. 1270–1276, 2006. ISSN 0038092X.

ZARZA, Eduardo; VALENZUELA, Loreto; LEÓN, Javier; HENNECKE, Klaus; ECK, Markus; WEYERS, H. Dieter; EICKHOFF, Martin. Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. **Energy**, v. 29, n. 5-6, p. 635–644, 2004. ISSN 03605442.

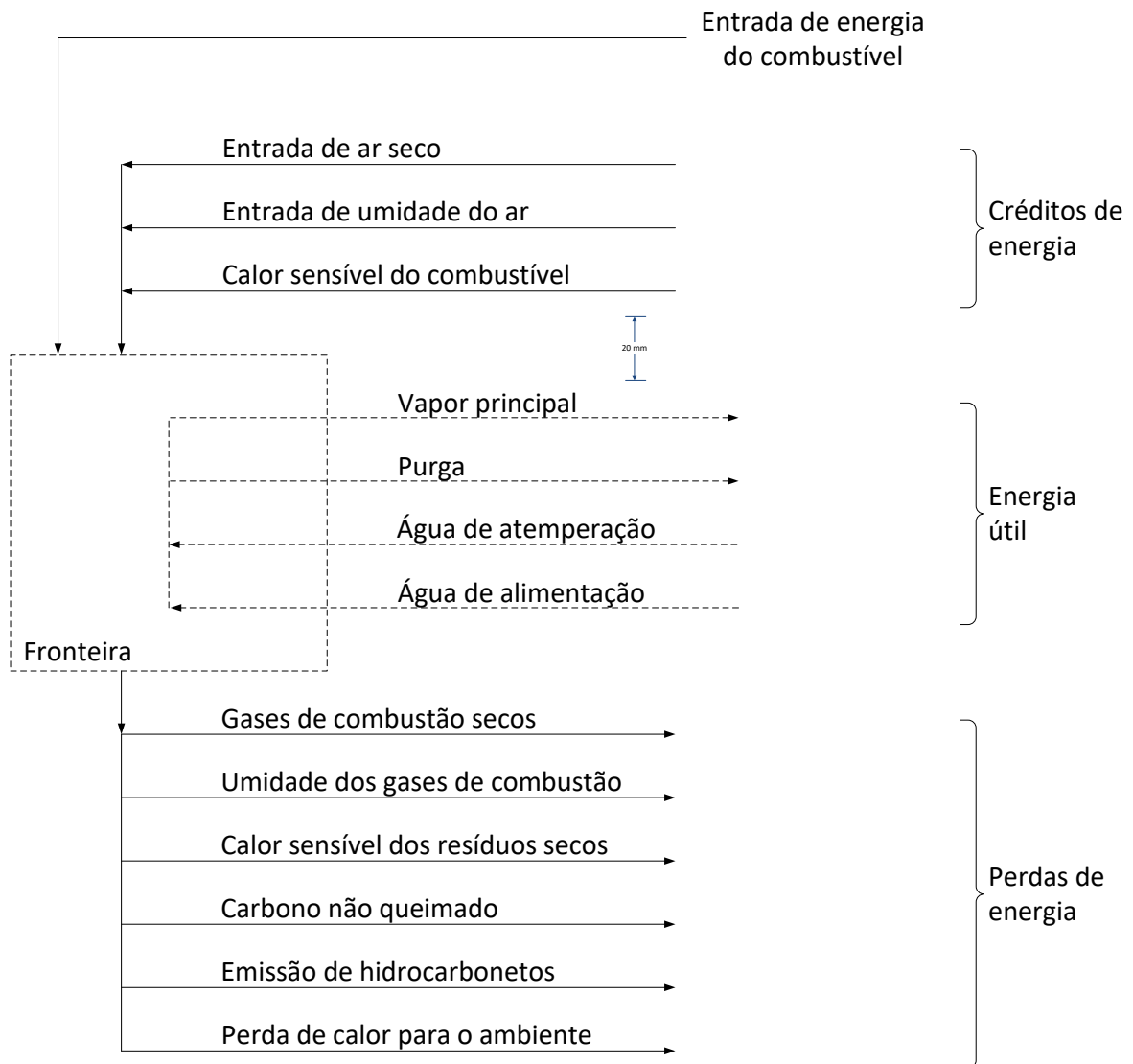
ZARZA, Eduardo; VALENZUELA, Loreto; LEÓN, Javier; WEYERS, H. Dieter; EICKHOFF, Martin; ECK, Markus; HENNECKE, Klaus. The DISS Project: Direct steam generation in parabolic trough systems. operation and maintenance experience and update on project status. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, v. 124, n. 2, p. 126–133, 2002. ISSN 01996231.

APÊNDICE A – MODELAGEM DO GERADOR DE VAPOR

A.1 BALANÇO DE ENERGIA

A representação esquemática do balanço de energia de um gerador de vapor é ilustrada na Figura 60 e formulada pela Equação A.15, conforme especificado pela Norma ASME PTC 4 (2013).

Figura 60 – Representação esquemática do balanço de energia de um gerador de vapor.



Fonte: Adaptado de ASME PTC 4 (2013).

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_{cred} = \dot{E}_{perd} + \dot{E}_{sai}$$

A.15

onde \dot{E}_{ent} [W] denota a taxa de entrada de energia, \dot{E}_{cred} [W] representa a taxa de créditos de energia, \dot{E}_{perd} [W] corresponde à taxa de perdas de energia, e \dot{E}_{sai} [W] indica a taxa de saída de energia.

ou, alternativamente, quando dividido pela vazão mássica de combustível,

$$e_{ent} + e_{cred} = e_{perd} + e_{sai} \quad A.16$$

Como simplificação, os fluxos de energia associados aos equipamentos auxiliares, sistema de limpeza de fuligem, infiltração de ar e formação de NO_x foram negligenciados neste estudo.

As condições de referência adotadas para os cálculos são as seguintes:

- Temperatura e pressão ambiente: $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01\text{ bar}$;
- Composição volumétrica do ar: $y_{ar,O_2} = 0,2095$ e $y_{ar,N_2} = 0,7905$;
- Composição gravimétrica do ar: $c_{ar,O_2} = 0,2314$ e $c_{ar,N_2} = 0,7686$;

A entrada de energia é determinada com base no poder calorífico inferior (*PCI*) do combustível, conforme estabelecido pela norma ASME PTC 4 (2013).

$$\dot{E}_{ent} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI \quad A.17$$

alternativamente, pode ser expresso como a razão entre esse valor e vazão mássica de combustível,

$$\dot{e}_{ent} = PCI \quad A.18$$

A.1.1 Combustão

A massa de ar estequiométrica seca representa a quantidade ideal de ar necessária para reagir completamente com o combustível, convertendo o carbono em CO_2 , o hidrogênio em H_2O e o enxofre em SO_2 . Este cálculo incorpora a correção do teor de carbono no queimado presente nas cinzas, conforme indicado na Equação A.19.

$$m_{ar,s}^{est} = 138,2 \left(\frac{C_{cb} - C_{nq}}{12} + \frac{H_{cb}}{4} + \frac{S_{cb}}{32} - \frac{O_{cb}}{32} \right) \quad A.19$$

onde C_{cb} , H_{cb} , S_{cb} e O_{cb} [kg/kg], representam, respectivamente, a fração mássica de carbono, hidrogênio, enxofre e oxigênio no combustível. O termo C_{nq} [kg/kg] indica a proporção de carbono não queimado presente nas cinzas por quilograma de combustível.

O teor de carbono não queimado, C_{nq} , é influenciado por diversos fatores associados ao projeto e à operação do gerador de vapor. Devido às possibilidades de diferentes pontos de coleta de cinzas no gerador de vapor, a composição final é determinada mediante à aplicação da Equação A.20.

$$C_r = c_1 C_{r,c1} + c_2 C_{r,c2} + c_3 C_{r,c3} + \dots + c_i C_{r,ci} \quad \text{A.20}$$

onde $c_1 + c_2 + c_3 + \dots + c_i = 1$ indica a distribuição proporcional da vazão mássica de resíduos identificada em vários pontos de coleta. Além disso, $C_{r,c1}$, $C_{r,c2}$, $C_{r,c3}$, $C_{r,ci}$ [kg/kg] representam o teor de carbono não queimado no resíduo para os distintos pontos de coleta.

A correção do teor de carbono não queimado por quilograma de resíduo para o teor de carbono não queimado por quilograma de combustível é realizada mediante a aplicação das Equações A.21 e A.22.

$$R = \frac{C_{Zcb}}{1 - C_r} \quad \text{A.21}$$

$$C_{nq} = C_r \cdot R \quad \text{A.22}$$

onde o termo R representa a massa de resíduos, incluindo cinzas e carbono, por quilograma de combustível [kg/kg].

O excesso de ar é calculado utilizando a Equação A.23.

$$e_{ar} = 100 \frac{m_{ar,s}}{m_{ar}^{est}} \approx 100 \left(\frac{0,21}{0,21 - y_{g,O_2}} - 1 \right) \quad \text{A.23}$$

onde y_{g,O_2} [kmol/kmol] é a fração molar de oxigênio nos gases de combustão secos.

Com base no valor de excesso de ar, é possível calcular a massa total de ar seco utilizando a Equação A.24 e a massa de ar úmido com a Equação A.25.

$$m_{ar,s} = m_{ar}^{est} \cdot \left(1 + \frac{e_{ar}}{100} \right) \quad \text{A.24}$$

$$m_{ar} = m_{ar,s} \cdot (1 + w_{ar}) \quad \text{A.25}$$

onde $m_{ar,s}$ [kg/kg] representa a massa de ar seco por quilograma de combustível, m_{ar} [kg/kg] é a massa de ar úmido por quilograma de combustível e w_{ar} [kg/kg] indica a razão de umidade do ar (quilograma de água por quilograma de ar seco).

A vazão mássica de ar úmido, expressa como \dot{m}_{ar} [kg/s], é determinada através da Equação A.26,

$$\dot{m}_{ar} = m_{ar} \cdot \dot{m}_{cb} \quad \text{A.26}$$

A vazão mássica de gases de combustão úmidos é influenciada pela composição do combustível, a umidade do combustível, a umidade do ar e pelo excesso de ar. Pode ser calculada em quilograma de gases por quilograma de combustível, conforme mostrado na Equação A.27, e também em quilograma por segundo, como indicado na Equação A.28.

$$m_g = 44 \cdot \frac{C_{cb} - C_{nq}}{12} + 64 \cdot \frac{S_{cb}}{32} + 18 \cdot \frac{H_{cb}}{2} + m_{ar,s} \cdot w_{ar} + N_{cb} + m_{ar,N_2} \cdot m_{ar,s}^{est} \cdot (1 + e_{ar}) + m_{ar,O_2} \cdot m_{ar,s}^{est} \cdot e_{ar} + w_{cb} \quad A.27$$

$$\dot{m}_g = m_g \cdot \dot{m}_{cb} \quad A.28$$

A.1.2 Créditos de energia

A.1.2.1 Ar de entrada

O calor sensível do ar, representado por $e_{cred,ar}$ [J/kg], é determinado somando o calor específico do ar seco $e_{cred,ar,s}$ [J/kg] e o calor específico da umidade do ar e_{cred,ar,H_2O} [J/kg].

$$e_{cred,ar,s} = m_{ar,s} \cdot (h_{ar,s} \cdot T_{ar} - h_{ar,s} \cdot T_{ref}) \quad A.29$$

$$e_{cred,ar,H_2O} = m_{ar,H_2O} \cdot (h_{ar,H_2O} \cdot T_{ar} - h_{ar,H_2O} \cdot T_{ref}) \quad A.30$$

$$e_{cred,ar} = e_{cred,ar,s} + e_{cred,ar,H_2O} \quad A.31$$

a temperatura do ar considerada nesse cálculo é a temperatura na entrada do volume de controle.

A.1.2.2 Calor sensível no combustível

O calor sensível do combustível é calculado pela Equação A.32.

$$e_{cred,cb} = c_{p,cb} \cdot (T_{cb} - T_{ref}) \quad A.32$$

onde $c_{p,cb}$ [J/kg·K] é o calor específico do combustível.

A.1.3 Perdas de energia

A.1.3.1 Gases de combustão

A perda de calor relacionada ao fluxo de gases de combustão é calculada separadamente para os gases secos e para o conteúdo de umidade. A entalpia dos gases de combustão secos é influenciada pelos principais componentes (CO₂, SO₂, O₂ e N₂). A perda de calor associada aos gases de combustão é expressa pela Equação A.33.

$$e_{perd,g,s} = m_{g,s} \cdot (h_{g,s} \cdot T_g - h_{g,s} \cdot T_{ref}) \quad A.33$$

A perda devido à umidade dos gases de combustão é determinada ao levar em conta o calor sensível, o calor de evaporação associado à umidade do combustível e a água formada devido ao conteúdo de hidrogênio.

$$e_{perd,g,H_2O} = \left(H_2O_{cb} + 18 \cdot \frac{H_{cb}}{2} \right) \cdot h_{lv,H_2O} + m_{g,H_2O} \cdot \left(h_{g,H_2O} \cdot T_g - h_{g,H_2O} \cdot T_{ref} \right) \quad A.34$$

A perda de calor com os gases de combustão é formulada como:

$$e_{perd,g} = e_{p,g,s} + e_{p,g,H_2O} \quad A.35$$

A.1.3.2 Calor sensível dos resíduos

A perda térmica devido ao calor sensível dos resíduos secos foi considerada para cada fluxo que deixa o volume de controle.

$$e_{perd,r} = c1 \cdot R \cdot (h_r \cdot T_{c1} - h_r \cdot T_{ref}) + c2 \cdot R \cdot (h_r \cdot T_{c2} - h_r \cdot T_{ref}) + c3 \cdot R \cdot (h_r \cdot T_{c3} - h_r \cdot T_{ref}) + \dots \quad A.36$$

onde h_r [J/kg] representa a entalpia dos resíduos, calculada por meio das correlações apresentadas na Seção A.4.

A.1.3.3 Carbono não queimado

O cálculo da perda de calor devido ao carbono não queimado nas cinzas é determinado pela Equação A.37, com base no termo C_{nq} [kg/kg], previamente calculado.

$$e_{perd,C_{nq}} = C_{nq} \cdot h_C \quad A.37$$

onde o valor do poder calorífico do carbono é representado por $h_C = 33727$ kJ/kg.

A.1.3.4 Emissões de hidrocarbonetos

A Equação A.40 possibilita o cálculo da massa de CO por quilograma de combustível, utilizando a concentração volumétrica de CO nos gases de combustão secos, denotada como CO_g [mg/Nm³].

$$m_{CO} = 10^{-6} \cdot V_{g,s} \cdot CO_g \quad A.38$$

onde $V_{g,s}$ [Nm³] indica o fluxo volumétrico dos gases de combustão secos por quilograma de combustível queimado.

A perda de calor causada pelo monóxido de carbono pode ser calculada utilizando a Equação A.39.

$$e_{perd,CO} = m_{CO} \cdot h_{CO} \tag{A.39}$$

onde o poder calorífico do monóxido de carbono é representado por $h_{CO} = 10111$ kJ/kg.

A.1.3.5 Perdas de calor para o ambiente

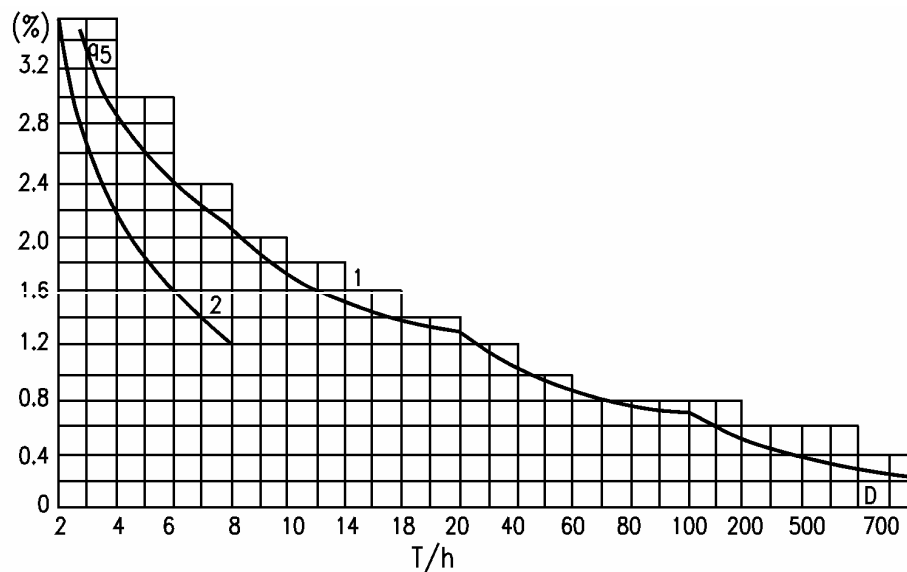
A determinação da perda de calor por radiação e convecção para o ambiente, $e_{p,a}$, apresenta certa complexidade. A norma ASME PTC 4 (2013) propõe uma correlação baseada em medições da área da superfície plana projetada do invólucro, temperatura média da superfície, velocidade média do ar e temperatura ambiente. A norma indica uma incerteza sistemática de pelo menos $\pm 30\%$ para a correlação, se os parâmetros forem medidos com precisão.

Em Cortez, Electo Silva Lora e Gómez (2008), é apresentada uma abordagem alternativa para calcular a perda de calor para o ambiente por meio de nomogramas:

$$e_{perd,a} = q_{nom} \cdot \frac{\dot{m}_{v,nom}}{\dot{m}_v} \tag{A.40}$$

onde q_{nom} [%] é a perda de calor para o ambiente para uma produção nominal de vapor, conforme indicado ilustrado na Figura 61. $\dot{m}_{v,nom}$ [kg/s] denota a produção nominal de vapor, enquanto \dot{m}_v [kg/s] representa a produção real de vapor.

Figura 61 – Nomograma para a determinação das perdas de calor para o meio ambiente em geradores de vapor: 1) com superfícies convectivas; e 2) sem superfícies convectivas.



Fonte: (CORTEZ; LORA, E. S.; GÓMEZ, 2008)

A.1.4 Calor útil

O calor útil é a quantidade transferida para o circuito água-vapor. De acordo com a norma ASME PTC 4 (2013), o termo relacionado à purga e outros fluxos, como vapor auxiliar, também são considerados como parte do calor útil. A expressão para o cálculo do calor útil, representado por \dot{E}_{sai} [W], é calculado em base específica (por quilograma de combustível) pela Equação A.41.

$$\dot{E}_{sai} = \dot{m}_{sh} \cdot (h_{sh} - h_{fw}) + (\dot{m}_{fw} - \dot{m}_{sh}) (h_{pg} - h_{fw}) \quad A.41$$

$$e_{sai} = \frac{\dot{E}_{sai}}{\dot{m}_{cb}} \quad A.42$$

onde os subscritos sh, fw e pg representam, respectivamente, vapor superaquecido, água de alimentação e purga.

A.1.5 Cálculo de eficiência

A eficiência do gerador de vapor pode ser calculada usando o método direto ou balanço de energia, conforme descrito na norma ASME PTC 4 (2013). O método direto fundamenta-se na medição dos fluxos de calor de saída e de entrada, como representado pela Equação A.43.

$$\eta_{d,PCI} = 100 \cdot \frac{\dot{E}_{sai}}{\dot{m}_{cb} \cdot PCI} \quad A.43$$

A medição precisa da vazão mássica de combustíveis sólidos é uma tarefa complexa, resultando em uma considerável incerteza na eficiência calculada pelo método direto. Nesse contexto, o método do balanço de energia é frequentemente utilizado, aproveitando os créditos e perdas de energia calculados em base específica (por quilograma de combustível [kg/kg]). Ao rearranjar a Equação A.16, o fluxo de energia de saída na forma de calor é expresso como:

$$e_{sai} = e_{ent} + e_{cred} - e_{perd} \quad A.44$$

Assim, o cálculo da eficiência pelo método do balanço de energia é expresso pela Equação A.45.

$$\eta_{b,PCI} = 100 \cdot \left[1 + \frac{(e_{cred} - e_{perd})}{PCI} \right] \quad A.45$$

A.2 DESCRIÇÃO DA BIBLIOTECA THERMOSYSPRO®

Os modelos de componentes utilizados na modelagem têm como base a biblioteca de código aberto ThermoSysPro® v4.0, desenvolvida na linguagem Modelica pelo departamento *Lab Chatou Prisme* da *Electricité de France* (EDF). Essa biblioteca foi concebida para a modelagem e simulação de diversas instalações de geração de energia, abrangendo energia nuclear, fontes de combustíveis fósseis, energia solar, biomassa, cogeração, entre outras (EDF, 2022). As simulações foram conduzidas no ambiente também de código aberto, o OpenModelica® v1.22.0, destinado ao uso industrial e acadêmico (OSMC, 2023).

A biblioteca ThermoSysPro fornece componentes para a modelagem de sistemas termo-hidráulicos, incluindo instrumentação e controle. Engloba uma ampla variedade de modelos de componentes, como câmaras de combustão, trocadores de calor, turbinas, bombas, elementos de tubulação, entre outros. A biblioteca é especialmente voltada para o tratamento de escoamentos de água/vapor em uma ou duas fases, assim como fluxos de gases de combustão.

Nas seções subsequentes, serão apresentados os principais componentes da biblioteca ThermoSysPro® utilizados na modelagem dos sistemas térmicos em estudo. É importante notar que, embora muitos dos componentes da biblioteca ThermoSysPro® possuam a nomenclatura *dynamic* para indicar a capacidade de modelar sistemas em regime transiente, todos eles também são capazes de modelar sistemas em regime permanente. Essa versatilidade da biblioteca permite a reutilização dos modelos desenvolvidos neste estudo para análises futuras em condições transientes.

Os componentes da biblioteca ThermoSysPro® são modelados com base nas equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia e correlações para atrito e transferência de calor. O escoamento é considerado homogêneo unidimensional, também conhecido como modelo de três equações ou modelo de escoamento de mistura. Este modelo é apropriado para componentes de escoamento monofásico, incluindo água ou vapor, como superaquecedores, reaquecedores, economizadores e algumas seções da turbina. No caso de componentes de escoamento bifásico, como evaporadores e condensadores, a água e o vapor são considerados, para efeitos de simplificação, como tendo a mesma velocidade, pressão e temperatura. As três equações fundamentais apresentam a seguinte formulação:

Balanço de massa:

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \sum_{ent} \rho v A - \sum_{sai} \rho v A \quad A.46$$

onde ρ [kg/m³] é a massa específica, v [m/s] é a velocidade escalar, V [m³] representa o volume, e A [m²] representa a área da seção transversal do escoamento.

Equação de quantidade de movimento:

$$\frac{d}{dt} \int v \rho dV + \sum v \rho \vec{V} \cdot \vec{A} = F''_{pres} + F''_{gra} + F''_{atr} \quad A.47$$

onde \vec{V} [m/s] é o vetor velocidade, e F''_{pres} , F''_{gra} e F''_{atr} representam as forças atuando no fluido devido à pressão, força da gravidade e força de atrito na parede, respectivamente.

Balanco de energia:

$$\frac{d(\rho V e)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad A.48$$

onde e [J/kg] é a energia específica, e h [J/kg] representa a entalpia específica. Os subscritos *ent* e *sai* indicam os valores de entrada e saída do volume de controle, respectivamente.

No lado direito da Equação A.47, F''_{pres} , F''_{gra} e F''_{atr} são calculados a partir das seguintes expressões:

$$F''_{pres} = \frac{\dot{m} \cdot |\dot{m}|}{A^2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_s} - \frac{1}{\rho_e} \right) \quad A.49$$

$$F''_{gra} = \rho \cdot g \cdot (z_{sai} - z_{ent}) \quad A.50$$

$$F''_{atr} = \zeta \cdot \frac{\Phi_{lo}^2 \cdot \Lambda \cdot x \cdot \dot{m} \cdot |\dot{m}|}{2 \cdot D \cdot A^2 \cdot \rho} \quad A.51$$

onde D [m] é o diâmetro do tubo, z_{ent} e z_{sai} [m] representam a altura de entrada e saída, respectivamente. Φ_{lo}^2 [-] é o coeficiente corretivo de Lockhart e Martinelli (EL HEFNI; BOUSKELA, 2019), que captura os aspectos do escoamento de duas fases, Λ [-] é o coeficiente de perda de pressão por atrito e ζ [-] é o termo corretivo para a perda de pressão por atrito.

Em regime permanente, o termo diferencial nas equações de conservação é nulo, indicando que nenhuma das propriedades se altera com o tempo. Portanto, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, em regime permanente, são simplificadas para:

Balanco de massa:

$$\sum_{ent} \rho v A - \sum_{sai} \rho v A = 0 \quad A.52$$

Balanco de energia:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = 0 \quad A.53$$

Equação de quantidade de movimento:

$$\sum v\rho\vec{V} \cdot \vec{A} = F''_{pres} + F''_{gra} + F''_{atr} \quad A.54$$

A.3 ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A.3.1 Transferência de calor na câmara de combustão

Na câmara de combustão, a transferência de calor ocorre por meio de diversos mecanismos, dependendo do tipo de fornalha. Neste estudo, são considerados os efeitos de radiação e convecção, sendo a radiação predominante (BAZZO, 1995; VAKKILAINEN, 2017).

A presença de gases como CO₂ e H₂O é considerada no processo de transferência de calor na câmara de combustão. Tanto o CO₂ quanto o H₂O têm a capacidade de emitir ou absorver quantidades substanciais de energia radiante, tanto na câmara de combustão, quanto na região adjacente aos superaquecedores, aquecedor de ar e economizador. A radiação desses gases tende a se tornar mais significativa à medida que a temperatura dos gases de combustão aumenta.

Uma estimativa apropriada da troca de calor na câmara de combustão pode ser obtida ao aplicar a equação apresentada em Vortmeyer e Kabelac (2010):

$$\dot{Q}_f = A\sigma \frac{\varepsilon_p}{1 - (1 - \varepsilon_p)(1 - \alpha_g)} \left(\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_p^4 \right) + h_c A (T_g - T_p) \quad A.55$$

onde \dot{Q}_f [W] representa o calor absorvido pelas paredes de água, A [m²] é a área de troca de calor, σ [W/m²·K⁴] é a constante de Stefan-Boltzmann, ε_p [-] é a emissividade da parede, ε_g [-] é a emissividade dos gases avaliada na temperatura absoluta T_g , α_g [-] é a absorptividade do gás na temperatura absoluta T_p , T_g [K] é a temperatura média dos gases, T_p [K] é a temperatura de parede e h_c [W/m²·K] é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

A área de transferência de calor é representada pela superfície das paredes d'água ou dos feixes tubulares expostas às chamas. A efetividade dessa área, dependendo da disposição e espaçamentos dos tubos, necessita de correção da seguinte forma (BAZZO, 1995):

$$A = f_p \cdot A_{proj} \quad A.56$$

onde f_p representa o fator de correção e A_{proj} [m²] indica a superfície projetada. Em geradores de vapor equipados com paredes d'água, o valor de f_p é função do espaçamento, s , entre os tubos:

$$f_p = 1,0 (s = d_e)$$

$$f_p = 0,9 (s = 2 \cdot d_e)$$

Os valores de emissividade apresentam variações em função da pressão de mistura, pressão parcial do gás, temperaturas envolvidas e a espessura efetiva da camada gasosa. As pressões parciais são obtidas multiplicando-se a percentagem volumétrica dos gases pela pressão total da mistura.

$$p_{CO_2} = \frac{\%CO_2}{100} \cdot p_t \quad A.57$$

$$p_{H_2O} = \frac{\%H_2O}{100} \cdot p_t \quad A.58$$

onde p_{CO_2} [bar] representa a pressão parcial de CO_2 , p_{H_2O} [bar] é a pressão parcial de H_2O e p_t [bar] indica a pressão total da mistura.

A espessura efetiva da camada gasosa, ou comprimento efetivo de feixe, representado por S_{eq} [m], depende principalmente da geometria do invólucro. Um valor aproximado para S_{eq} pode ser obtido pela seguinte equação:

$$S_{eq} = 0,9 \cdot \frac{4 \cdot V}{A} \quad A.59$$

onde V [m³] representa o volume total do gás, e A [m²] é a área superficial total em contato com o gás.

Os valores de emissividade ε_g e absortividade α_g dos gases podem ser determinados seguindo o procedimento proposto por Hottel and Egbert e detalhado em Vortmeyer e Kabelac (2010):

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + f_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - (\Delta\varepsilon)_g \quad A.60$$

onde ε_{CO_2} é a emissividade do CO_2 avaliada na temperatura absoluta T_g e no produto $p_{CO_2} S_{eq}$ (Figura 62). ε_{H_2O} é a emissividade do H_2O , avaliada na temperatura absoluta T_g e no produto $p_{H_2O} S_{eq}$ (Figura 63). f_{H_2O} é o fator de correção da emissividade do H_2O para a pressão desejada (Figura 64). $(\Delta\varepsilon)_g$ é a correção devido à presença simultânea dos gases CO_2 e H_2O na temperatura absoluta T_g (Figura 65).

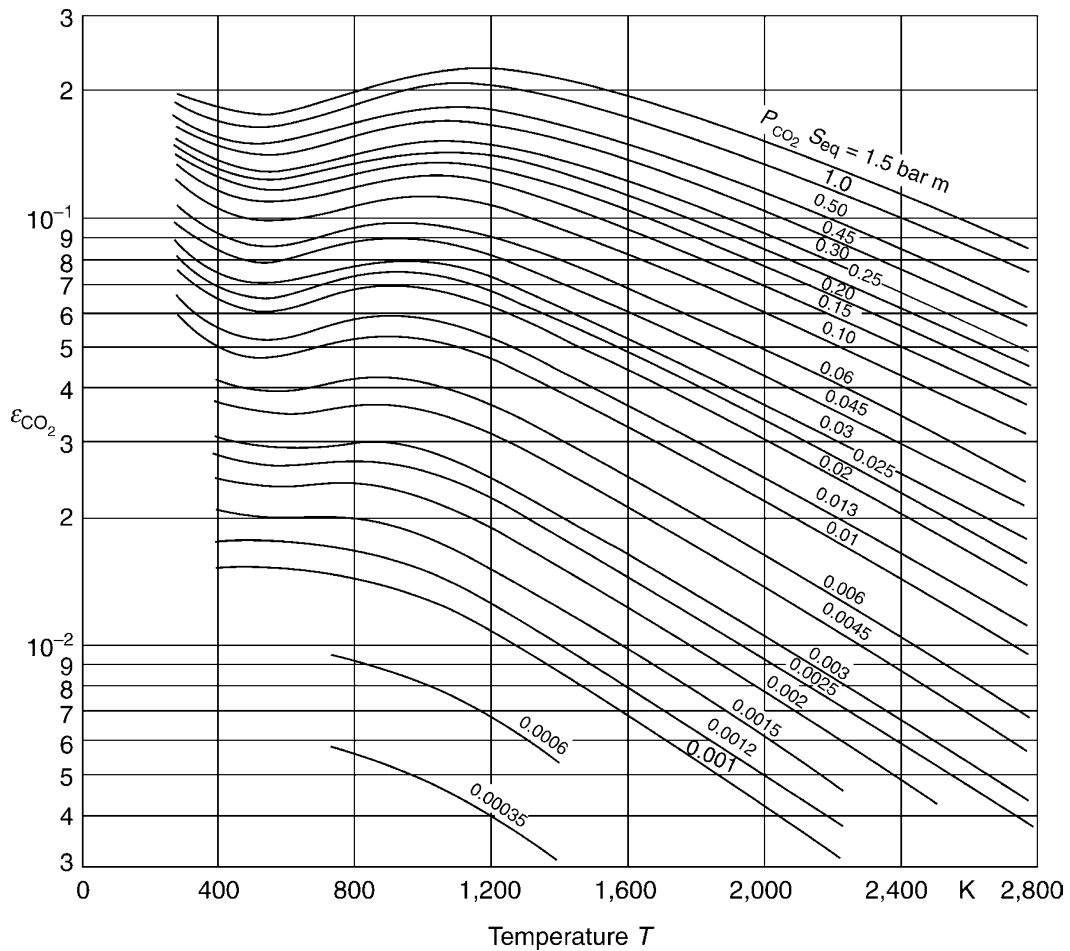
Da mesma maneira, para a determinação da absortividade do gás:

$$\alpha_g = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left[\frac{T_g}{T_p} \right]^{0,65} + f_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} \cdot \left[\frac{T_g}{T_p} \right]^{0,45} - (\Delta\varepsilon)_p \quad A.61$$

onde ε_{CO_2} representa a emissividade do CO_2 avaliada na temperatura absoluta T_p e no produto $p_{CO_2} S_{eq} \cdot \frac{T_p}{T_g}$ (Figura 62). ε_{H_2O} é a emissividade do H_2O avaliada na temperatura absoluta T_p e no produto $p_{H_2O} S_{eq} \cdot \frac{T_p}{T_g}$ (Figura 63). $(\Delta\varepsilon)_p$ é a correção devido à presença simultânea de gases CO_2 e H_2O na temperatura absoluta T_p (Figura 65).

As Figuras 62 e 63 são fornecidas para permitir uma determinação aproximada das emissividades do CO₂ e H₂O. O fator f_{H_2O} , apresentado na Figura 64, ajusta a emissividade obtida da Figura 63 de acordo com os valores reais de pressão total de mistura e pressão parcial de H₂O.

Figura 62 – Emissividade ε_{CO_2} do dióxido de carbono para pressão total de 1 bar em função da temperatura e do produto $p_{CO_2} S_{eq}$.



Fonte: Vortmeyer e Kabelac (2010)

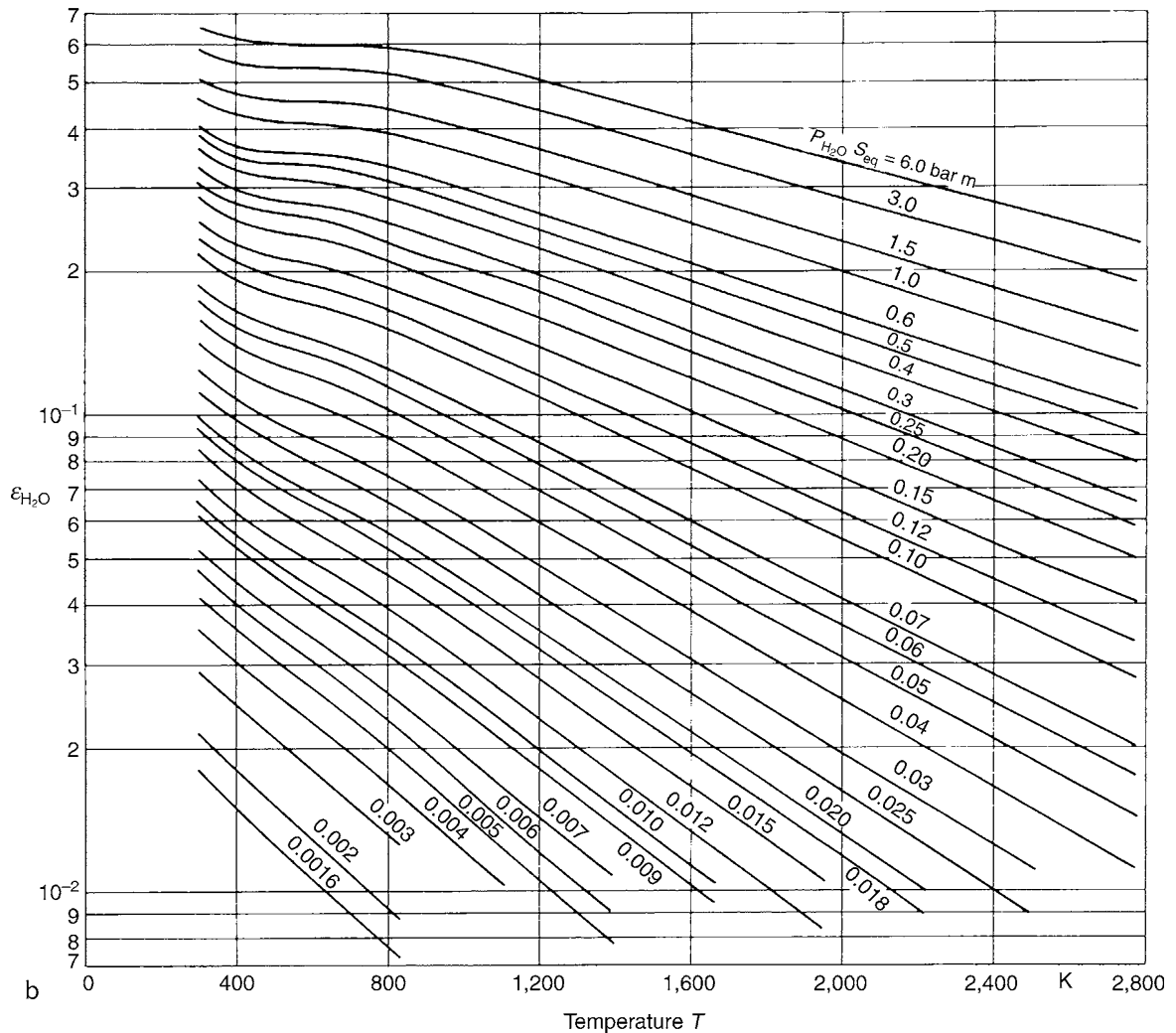
A.3.2 Transferência de calor em feixes tubulares

Para avaliar o desempenho dos trocadores de calor, é essencial calcular o fluxo de calor fornecido pelos gases de combustão:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{A.62}$$

onde \dot{Q} [W] representa o fluxo total de calor, U [W/m²·K] é o coeficiente global de transferência de calor, A [m²] é a superfície de aquecimento, e ΔT_m [K] é a diferença

Figura 63 – Emissividade ϵ_{H_2O} do vapor de água para pressão total de 1 bar em função da temperatura e do produto $p_{H_2O} S_{eq}$.



Fonte: Vortmeyer e Kabelac (2010)

de temperatura média logarítmica.

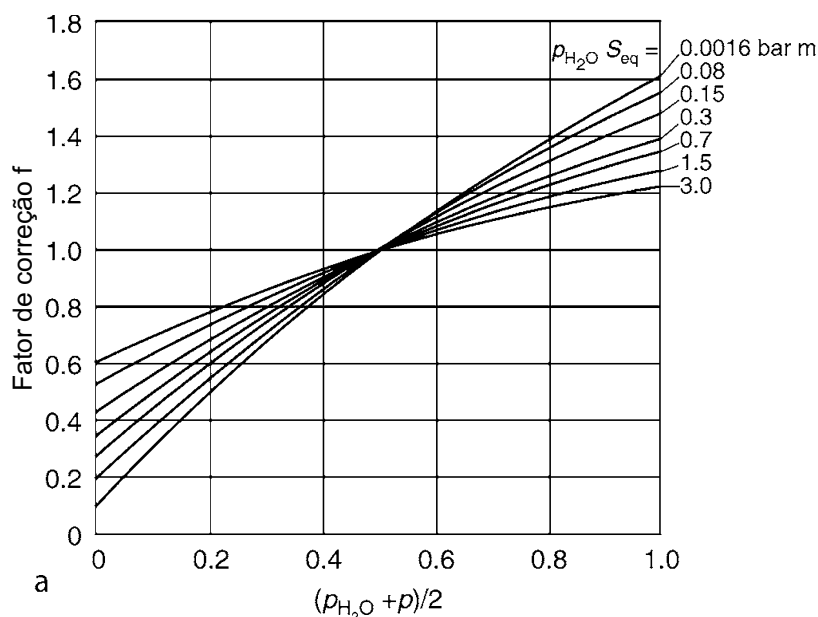
O valor do coeficiente global de transferência de calor depende das resistências térmicas associadas aos mecanismos de transferência de calor por convecção, condução e radiação gasosa, conforme a equação:

$$U \cdot A = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \tag{A.63}$$

sendo

$$R_1 = \frac{1}{\pi \cdot d_j \cdot L \cdot h_j} \tag{A.64}$$

Figura 64 – Fator de correção f para o vapor de água (pressão total ≤ 1 bar)



Fonte: Vortmeyer e Kabelac (2010)

$$R_2 = \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_t} \quad \text{A.65}$$

$$R_3 = \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot L \cdot h_e} \quad \text{A.66}$$

onde d_i e d_e [m] representam o diâmetro interno e externo dos tubos, respectivamente, L [m] é o comprimento total dos tubos, h_i [W/m²·K] é o coeficiente interno de transferência de calor por convecção, h_e [W/m²·K] é o coeficiente externo de transferência de calor combinado e k_t [W/m·K] é o coeficiente de condutibilidade térmica do tubo.

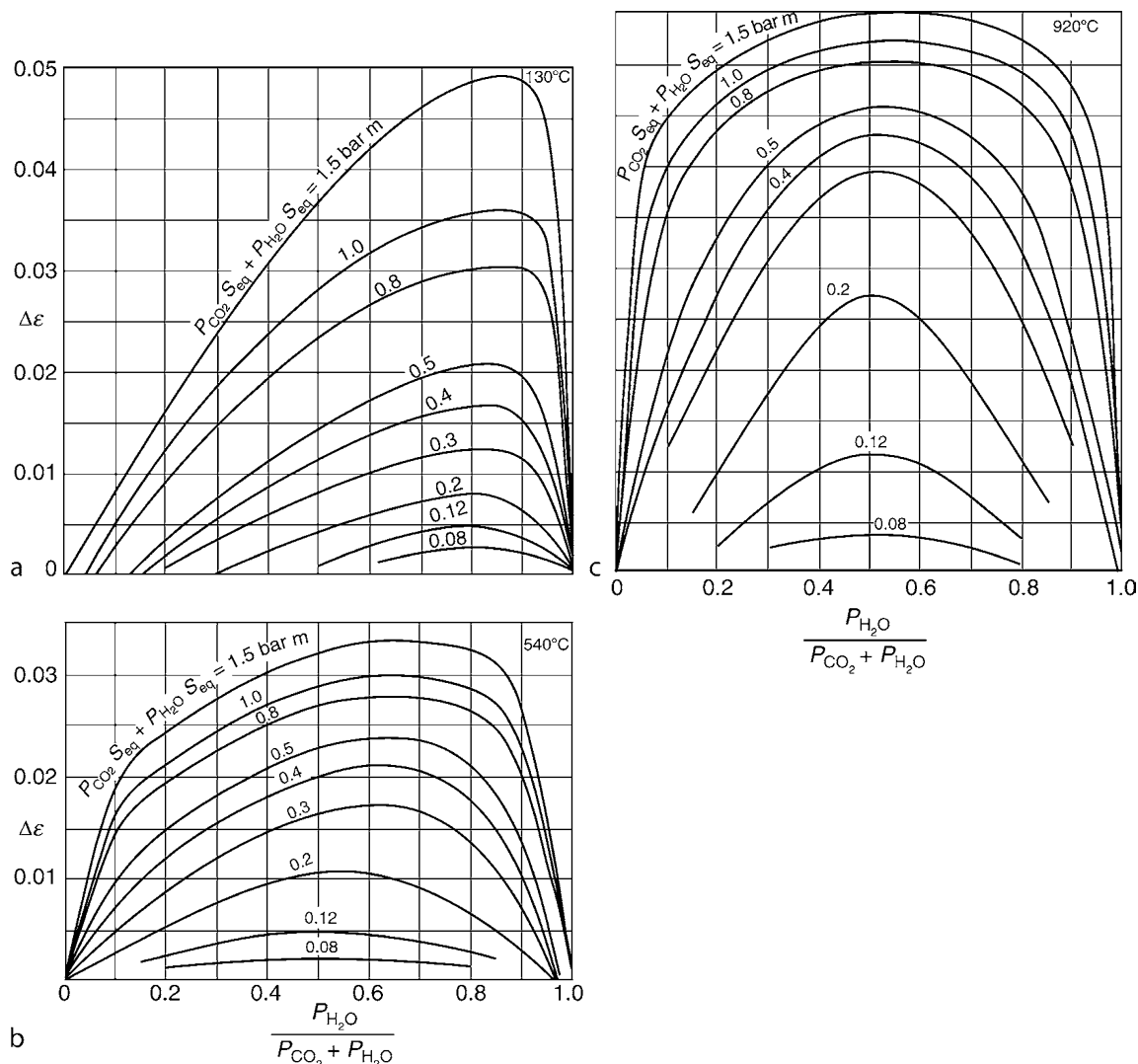
A temperatura média depende da configuração do trocador de calor e direção dos fluxos, que geralmente podem ser contracorrentes ou cruzados. É conveniente utilizar a temperatura média logarítmica, calculada pela seguinte equação:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad \text{A.67}$$

para fluxos paralelos, $\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fe}$ e $\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fs}$ e para fluxos cruzados, $\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fs}$ e $\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fe}$

onde T_{qe} e T_{qs} [K] representam a temperatura do fluido quente na entrada e saída, respectivamente, enquanto T_{fe} e T_{fs} [K] representam a temperatura do fluido frio na entrada e saída, respectivamente.

Figura 65 – Correção $\Delta\varepsilon$ para misturas de dióxido de carbono e vapor de água a: (a) 130 °C; (b) 540 °C; (c) 920 °C e acima



Fonte: Vortmeyer e Kabelac (2010)

A resistência térmica interna está associada ao mecanismo de convecção da água. O coeficiente interno de transferência de calor por convecção pode ser calculado da seguinte maneira:

$$h_i = \frac{k_f}{d_i} Nu \tag{A.68}$$

onde h_i [W/m²·K] é o coeficiente interno de transferência de calor, k_f [W/m·K] é o coeficiente de condutibilidade térmica do fluido e Nu [-] é o número de Nusselt.

A resistência térmica introduzida pela parede dos tubos tem uma influência limitada no cálculo do fluxo de calor, contudo, é significativa para a determinação do

perfil de temperatura da própria parede (BAZZO, 1995).

A resistência térmica externa está relacionada a um conjunto mais amplo de fatores, incorporando o efeito combinado de convecção e radiação dos gases participantes (BAZZO, 1995). Nesse contexto, é conveniente simplificar o cálculo da resistência térmica utilizando o coeficiente externo de transferência de calor combinado, da seguinte forma:

$$h_e = h_{ec} + h_{er} \quad \text{A.69}$$

onde h_e [W/m²·K] representa o coeficiente externo de transferência de calor, h_{ec} [W/m²·K] é o coeficiente externo de transferência de calor por convecção, e h_{er} [W/m²·K] é o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação.

sendo

$$h_{ec} = \frac{k_f}{d_e} Nu \quad \text{A.70}$$

$$h_{er} = \frac{\dot{Q}_g}{\pi \cdot d_e \cdot L \cdot \Delta T_m} \quad \text{A.71}$$

onde \dot{Q}_g [W] é o calor irradiado pelos gases participantes.

A.3.3 Convecção interna em feixes tubulares

No caso de vapor em processo de aquecimento, uma relação adequada para determinar o número de Nusselt para o escoamento turbulento plenamente desenvolvido no interior de tubos é fornecida pela seguinte equação (BAZZO, 1995):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{A.72}$$

onde

$$Re = \frac{G \cdot d_i}{\mu} \quad \text{A.73}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k_f} \quad \text{A.74}$$

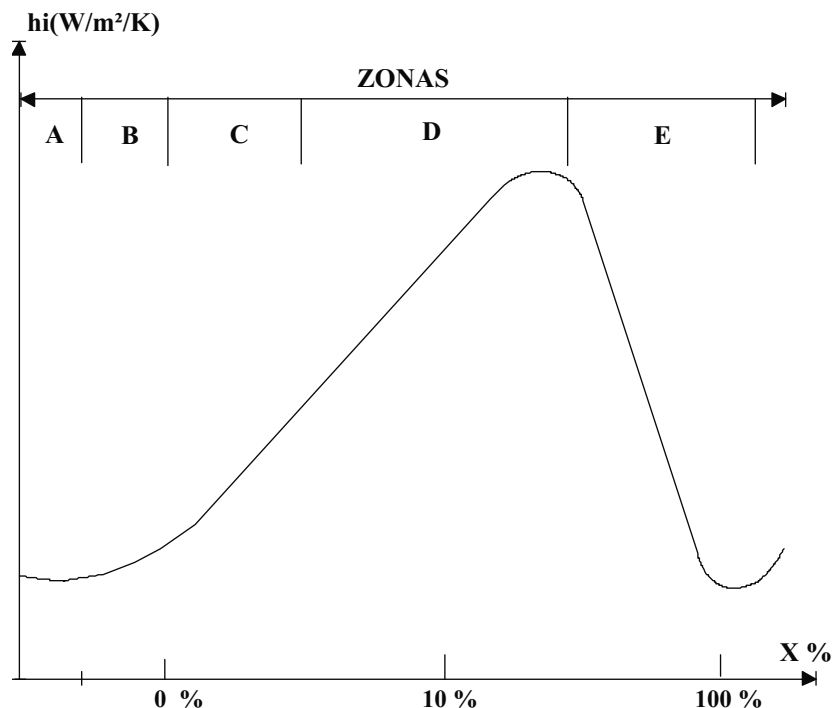
$$G = \rho \cdot v \quad \text{A.75}$$

sendo Nu [-] o número de Nusselt, Re [-] o número de Reynolds, Pr [-] o número de Prandtl, G [kg/m²·s] representa a velocidade mássica do fluido, ρ [kg/m³] é a massa específica do fluido, v [m/s] é a velocidade do fluido, μ [kg/m·s] é a viscosidade dinâmica do fluido e c_p [J/kg·K] é o calor específico do fluido. Todas as propriedades do fluido são avaliadas na temperatura de mistura.

Para água em ebulição, diversos autores propuseram o seguinte método para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção em tubos horizontais e verticais, considerando vários regimes ou mecanismos de ebulição, conforme apresentado na Figura 66 (EL HEFNI; BOUSKELA, 2019):

- (a) Convecção natural: Escoamento do líquido, sem ocorrência ebulição.
- (b) Ebulição nucleada: Formação de bolhas de vapor aparecem na superfície da parede, liberando-se para o líquido. A temperatura do núcleo do fluido ainda permanece abaixo da temperatura de saturação.
- (c) Transição para ebulição nucleada totalmente desenvolvida: Fusão de bolhas pequenas resultando em bolhas grandes.
- (d) Ebulição nucleada totalmente desenvolvida.
- (e) Secagem da parede: Gradual isolamento da parede devido à formação do vapor.

Figura 66 – Variação do coeficiente interno de transferência de calor por convecção com a fração mássica de vapor.



Fonte: Adaptado de El Hefni e Bouskela (2019).

A.3.3.1 Correlação Dittus-Boelter

No regime A, que se refere ao escoamento líquido, é possível aplicar a correlação Dittus-Boelter para calcular o coeficiente interno de transferência de calor (EL

HEFNI; BOUSKELA, 2019), a qual é válida para $10^4 < Re_l < 1,5 \times 10^5$; $0,7 < Pr_l < 120$ e $L/d_j > 60$:

$$h_l = 0,023 \cdot \left(\frac{k_f}{d_j} \right) \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \quad A.76$$

A.3.3.2 Correlação Gungor-Chen

Para os regimes B a D, é possível aplicar as correlações de Gungor-Chen, descritas em El Hefni e Bouskela (2019), para o processo de evaporação.

A forma básica da correlação é:

$$h_{ev} = E \cdot h_l + S \cdot h_{bo} \quad A.77$$

O coeficiente de transferência de calor devido à ebulição é dado por:

$$h_{bo} = 55 \cdot P_{red}^{0,12} (-\log_{10} P_{red})^{-0,55} M^{-0,5} \cdot \varphi_p^{0,67} \quad A.78$$

onde φ_p representa o fluxo de calor através da parede e é definido como: $\varphi_p = \dot{Q}/A_p$.

E e S são termos corretivos adimensionais definidos da seguinte forma:

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad A.79$$

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \times 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_l^{1,17}} \quad A.80$$

As demais quantidades são dadas por:

$$Bo = \frac{\varphi_p}{h_{fg} \cdot G} \quad A.81$$

$$G = \dot{m}/A \quad A.82$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad A.83$$

$$P_{red} = \frac{P_{sat}}{P_c} \quad A.84$$

$$Re_l = \frac{G \cdot d_j \cdot (1-x)}{\mu_l} \quad A.85$$

$$Re_v = \frac{G \cdot d_j \cdot x}{\mu_v} \quad A.86$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot c_{p,l}}{k_{f,l}} \quad A.87$$

$$Pr_V = \frac{\mu_V \cdot c_{p,V}}{k_{f,V}} \quad \text{A.88}$$

onde G [kg/m²·s] é a velocidade mássica, Bo [-] é o número de Boiling, X_{tt} [-] é o número Lockhart–Martinelli, P_{red} [bar] é a pressão reduzida, P_{sat} [bar] é a pressão de saturação e P_c [bar] é a pressão crítica.

A.3.3.3 Correlação CEA-GRETh

Para o regime E ($x > 0,85$) é possível aplicar a correlação CEA-GRETh (EL HEFNI; BOUSKELA, 2019), cuja forma básica é:

$$h_{ev(85+)} = h_{ev(85)} \cdot \frac{(1-x)}{0,15} + h_{ev} \cdot \frac{(x-0,85)}{0,15} \quad \text{A.89}$$

onde $h_{ev(85+)}$ é o coeficiente de transferência de calor devido à ebulição, calculado pela correlação de Gungor-Chen em $x = 0,85$.

h_{ev} é dado por:

$$h_{ev} = 0,023 \cdot \frac{k_{f,V}}{d_i} \cdot Re_V^{0,8} \cdot Pr_V^{0,4} \quad \text{A.90}$$

A.3.4 Convecção externa em feixes tubulares

Para o escoamento de gases através de feixes tubulares, é recomendado o uso da seguinte correlação para o cálculo de Nusselt, válida para $Pr \geq 0,7$ (EL HEFNI; BOUSKELA, 2019):

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad \text{A.91}$$

Os valores de C e m variam de acordo com o número de Reynolds da seguinte forma:

$0,4 < Re < 4$	\Rightarrow	$C = 0,989$	e	$m = 0,330$
$4 < Re < 40$	\Rightarrow	$C = 0,911$	e	$m = 0,385$
$40 < Re < 4000$	\Rightarrow	$C = 0,683$	e	$m = 0,466$
$4000 < Re < 40000$	\Rightarrow	$C = 0,193$	e	$m = 0,618$
$40000 < Re < 400000$	\Rightarrow	$C = 0,027$	e	$m = 0,805$

A.3.5 Radiação gasosa em feixes tubulares

Após determinar o número de Nusselt e, conseqüentemente, o coeficiente externo de transferência de calor por convecção, é necessário calcular o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação, considerando a influência dos gases CO₂ e H₂O. A radiação gasosa, que envolve a troca de energia com as paredes na

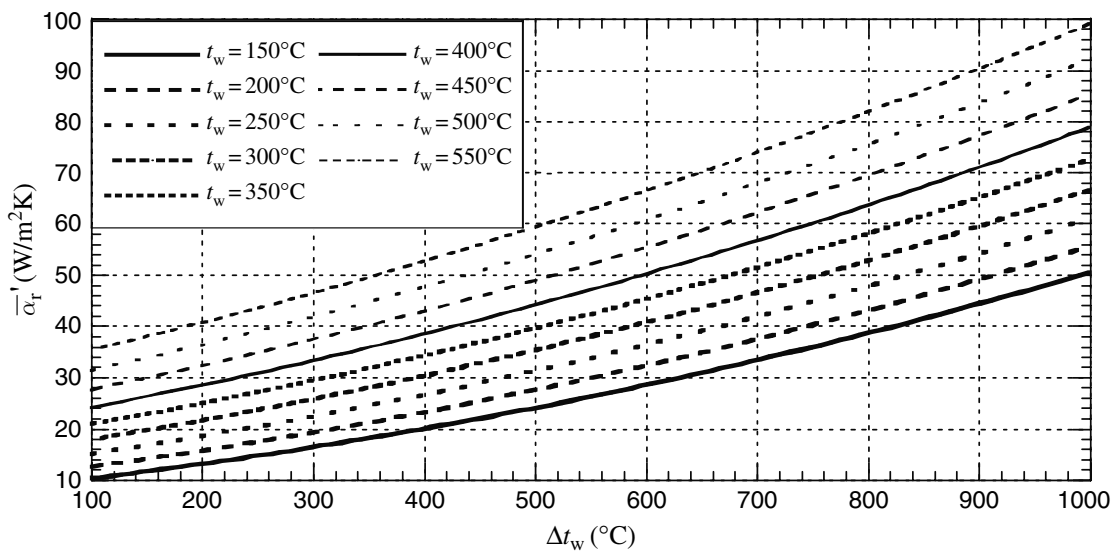
forma de ondas infravermelhas, torna-se mais significativa à medida que a temperatura e a presença de gases como CO₂ e H₂O aumentam (BAZZO, 1995).

O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser determinado facilmente usando os diagramas e tabelas fornecidos em Annaratone (2008). O valor de h_{er} pode ser calculado com a seguinte equação:

$$h_{er} = K_r \cdot h'_r \tag{A.92}$$

onde h'_r , que representa o coeficiente de transferência de calor ideal da cavidade, é apenas uma função de t_p e ΔT_p , enquanto o fator K_r é uma função de px_r e β . Os valores de h'_r podem ser obtidos a partir de Figura 67 e os valores de K_r podem ser encontrados na Tabela 28.

Figura 67 – Coeficiente ideal de transferência de calor para a radiação em cavidade



Fonte: Annaratone (2008)

O produto px_r pode ser calculado utilizando as equações apresentadas em Annaratone (2008):

$$p = p_{H_2O} + p_{CO_2} \tag{A.93}$$

$$x_r = s - \frac{d_o}{2} \tag{A.94}$$

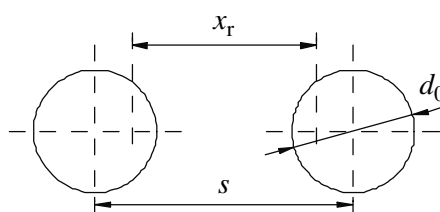
onde p é a soma das pressões parciais de dióxido de carbono e vapor de água, e x_r o comprimento efetivo de feixe, como ilustrado na Figura 68, no caso específico de feixes tubulares.

Tabela 28 – K_r

px_r (atm × m)	$\beta = p_{H_2O} / p_{CO_2}$							
	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,3	1,6	2,0
0,005	0,108	0,107	0,106	0,104	0,102	0,099	0,098	0,096
0,010	0,145	0,145	0,144	0,143	0,141	0,139	0,137	0,135
0,015	0,175	0,175	0,174	0,174	0,172	0,171	0,169	0,167
0,020	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,198	0,197	0,196
0,025	0,221	0,222	0,223	0,224	0,225	0,224	0,223	0,222
0,030	0,241	0,243	0,244	0,246	0,248	0,248	0,248	0,247
0,035	0,259	0,262	0,264	0,267	0,270	0,271	0,272	0,271
0,040	0,276	0,280	0,283	0,287	0,291	0,293	0,294	0,295
0,045	0,292	0,297	0,301	0,306	0,311	0,315	0,316	0,318
0,050	0,308	0,313	0,318	0,325	0,331	0,335	0,338	0,340
0,060	0,327	0,344	0,350	0,360	0,369	0,375	0,379	0,383
0,070	0,365	0,374	0,381	0,394	0,406	0,414	0,420	0,425
0,080	0,390	0,402	0,411	0,426	0,441	0,452	0,459	0,466
0,090	0,415	0,428	0,439	0,457	0,476	0,488	0,497	0,506
0,100	0,439	0,454	0,467	0,488	0,509	0,524	0,535	0,545
0,120	0,484	0,504	0,520	0,547	0,575	0,594	0,608	0,621
0,140	0,527	0,551	0,571	0,603	0,638	0,662	0,679	0,696
0,160	0,568	0,596	0,620	0,659	0,700	0,728	0,748	0,768
0,180	0,608	0,640	0,668	0,712	0,759	0,792	0,815	0,837
0,200	0,646	0,683	0,714	0,765	0,818	0,854	0,880	0,904
0,240	0,720	0,766	0,804	0,866	0,930	0,972	1,003	1,031
0,280	0,791	0,845	0,891	0,962	1,035	1,083	1,115	1,143
0,320	0,859	0,921	0,973	1,054	1,134	1,184	1,216	1,242
0,360	0,925	0,995	1,053	1,141	1,226	1,275	1,305	1,325
0,400	0,989	1,067	1,130	1,224	1,309	1,356	1,385	1,410

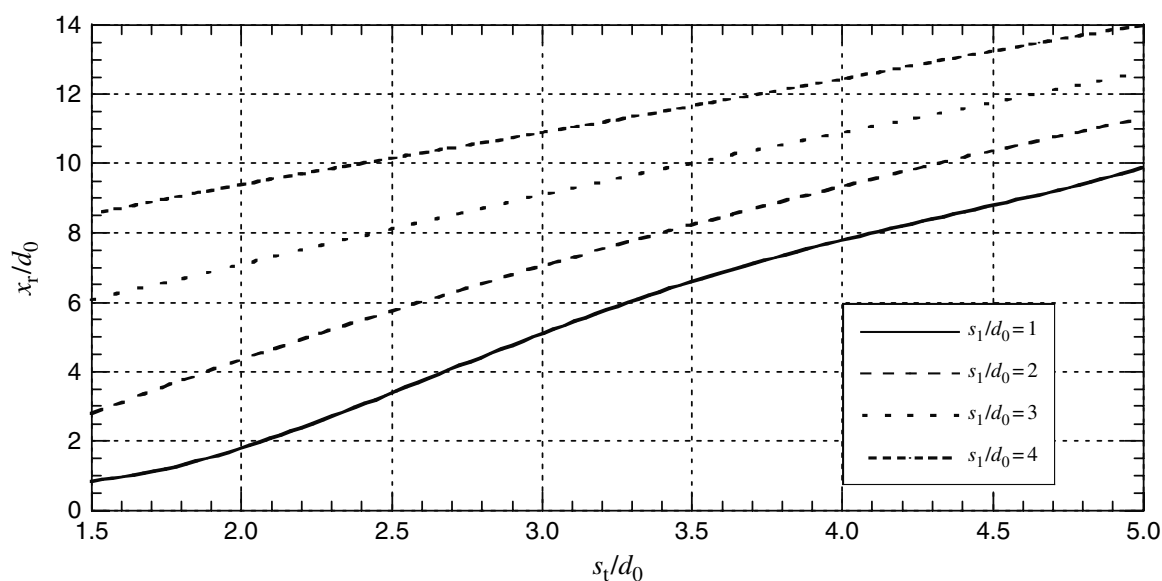
Fonte: Annaratone (2008)

Figura 68 – Comprimento efetivo de feixe



Fonte: Annaratone (2008)

Os diagramas fornecidos nas Figuras 69 e 70 possibilitam um cálculo mais preciso da relação x_r / d_0 em comparação com a Equação A.94. Esses diagramas foram desenvolvidos com base em experimentos realizados com arranjos de tubos alinhados e não alinhados, levando em consideração diferentes valores de s_l / d_0 e s_t / d_0 (ANNARATONE, 2008).

Figura 69 – Relação x_r / d_o para arranjo de tubos alinhados

Fonte: Annaratone (2008)

A.3.6 Transferência de calor no pré-aquecedor de ar

A transferência de calor entre os gases de combustão e o ar de combustão é expressa pela Equação A.95:

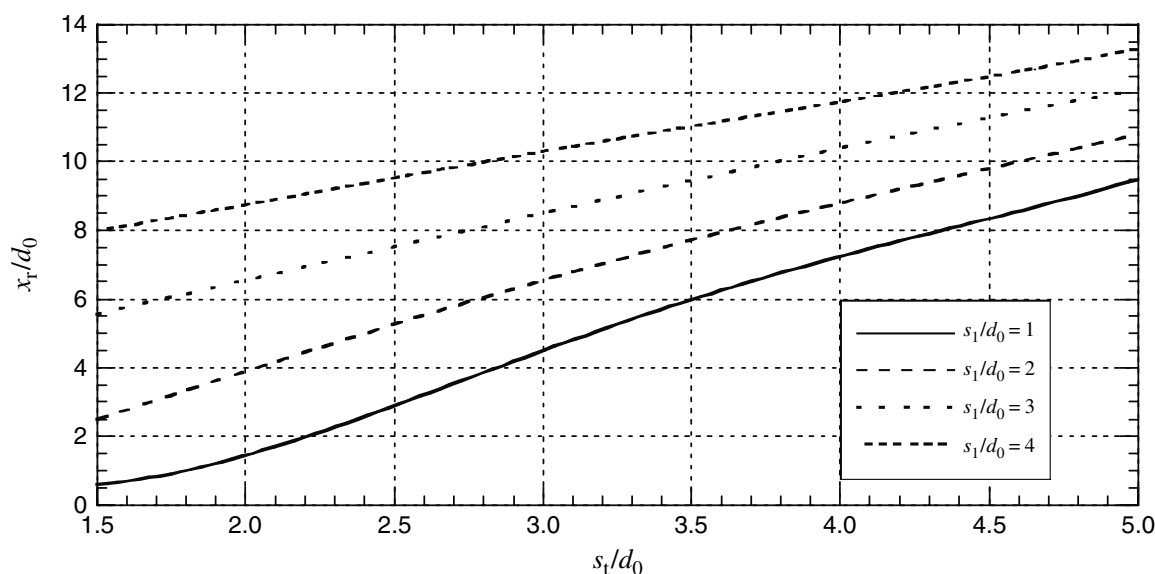
$$\dot{Q} = U_{off} \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{m}_{g,ent} \cdot c_{p,g} \cdot (T_{g,ent} - T_{g,sai}) = \dot{m}_{ar,ent} \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{ar,sai} - T_{ar,ent}) \quad \text{A.95}$$

onde U_{off} [W/m²·K] é o coeficiente global de transferência de calor na condição off-design, A [m²] é a área de troca de calor, ΔT_m [K] é a diferença de temperatura média logarítmica, $c_{p,g}$ e $c_{p,ar}$ [J/kg·K] são os calores específicos médios dos gases de combustão e do ar de combustão, respectivamente. Além disso, $T_{g,ent}$ e $T_{g,sai}$ [K] são as temperaturas dos gases de combustão na entrada e saída, enquanto $T_{ar,ent}$ e $T_{ar,sai}$ [K] são as temperaturas do ar de combustão na entrada e saída, respectivamente.

A.4 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DAS SUSTÂNCIAS

A.4.1 Propriedades do vapor/água

As propriedades da água e vapor são determinadas usando a formulação padrão IAPWS-IF97, implementada na biblioteca ThermoSysPro[®] e em Python[®]. Essa

Figura 70 – Relação x_r / d_0 para arranjo de tubos não alinhados (em quincôncio)

Fonte: Annaratone (2008)

formulação abrange uma ampla faixa de validade e fornece as propriedades termodinâmicas e de transporte em nas seguintes regiões:

$$273,15 \text{ K} < T < 1073,15 \text{ K} \quad p < 100 \text{ MPa} \quad 1073,15 \text{ K} < T < 2273,15 \text{ K} \quad p < 10 \text{ MPa}$$

As entalpias do ar, dos gases de combustão e dos resíduos foram calculadas utilizando correlações especificadas na norma ASME PTC 4 (2013), levando em consideração a temperatura de referência de 25 °C.

$$h_k(T) = 2,324 \cdot (C_0 + C_1 \cdot T + C_2 \cdot T^2 + C_3 \cdot T^3 + C_4 \cdot T^4 + C_5 \cdot T^5) \quad \text{A.96}$$

onde h_k [J/kg] e T [K] representam a entalpia e temperatura dos constituintes, respectivamente.

Os coeficientes empregados no cálculo da entalpia do ar seco são apresentados na Tabela 29, fundamentados na composição do ar conforme estabelecido na norma ASME PTC 4 (2013) e na Seção A.1.

Os coeficientes empregados para determinação da entalpia do vapor de água são apresentados na Tabela 30:

Os coeficientes utilizados no cálculo da entalpia dos resíduos são especificados na Tabela 31, e derivam-se da curva ajustada para o SiO_2 , conforme estabelecido na Norma ASME PTC 4 (2013).

Os coeficientes para o cálculo de entalpia em misturas gasosas podem ser determinados a partir da fração mássica dos constituintes, representada por fm_k , na

Tabela 29 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do Ar seco

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,13E+03	-0,12E+03
C_1	+0,46E+00	+0,37E+00
C_2	-0,11E-03	+0,87E-04
C_3	+0,18E-06	-0,22E-07
C_4	-0,92E-10	+0,30E-11
C_5	+0,17E-13	-0,16E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 30 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do vapor de água

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,24E+03	-0,16E+03
C_1	+0,83E+00	+0,52E+00
C_2	-0,18E-03	+0,31E-03
C_3	+0,39E-06	-0,60E-07
C_4	-0,24E-09	+0,63E-11
C_5	+0,61E-13	-0,27E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 31 – Coeficientes para o cálculo da entalpia dos resíduos secos

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,32E+02	+0,18E+02
C_1	-0,24E+00	+0,36E-01
C_2	+0,17E-02	+0,43E-03
C_3	-0,26E-05	-0,20E-06
C_4	+0,21E-08	+0,48E-10
C_5	-0,64E-12	-0,46E-14

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

mistura gasosa, de acordo com a fórmula:

$$C_{f_{mix}} = \sum f_{m_k} \cdot C_{f_{i,k}} \quad A.97$$

onde $C_{f_{i,k}}$ refere-se ao coeficiente i para o constituinte k , como detalhado nas Tabelas 32 a 37.

Seguindo a norma ASME PTC 4 (2013), é recomendado considerar a mistura de gases de combustão em base seca. Assim, a entalpia dos gases de combustão úmidos pode ser calculada usando o teor de umidade em conjunto com os gases de combustão secos, conforme expresso na Equação A.35. Os coeficientes de entalpia para gases de combustão secos são aplicáveis a uma ampla faixa de excesso de ar, o que geralmente implica a necessidade de calcular os coeficientes apenas uma vez

para um combustível específico.

Os coeficientes utilizados no cálculo da entalpia do O_2 , N_2 (elementar), N_2a (atmosférico), CO_2 , SO_2 , e CO estão especificados nas Tabelas 32 a 37, respectivamente.

Tabela 32 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do O_2

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,12E+03	-0,13E+03
C_1	+0,42E+00	+0,40E+00
C_2	-0,17E-03	+0,42E-04
C_3	+0,37E-06	-0,74E-08
C_4	-0,27E-09	+0,94E-12
C_5	+0,74E-13	-0,53E-16

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 33 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do N_2 (elementar)

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,14E+03	-0,11E+03
C_1	+0,47E+00	+0,36E+00
C_2	-0,91E-04	+0,10E-03
C_3	+0,12E-06	-0,27E-07
C_4	-0,38E-10	+0,37E-11
C_5	-0,36E-15	-0,20E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 34 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do N_2a (atmosférico)

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C_0	-0,13E+03	-0,11E+03
C_1	+0,47E+00	+0,36E+00
C_2	-0,89E-04	+0,10E-03
C_3	+0,12E-06	-0,26E-07
C_4	-0,38E-10	+0,36E-11
C_5	-0,35E-15	-0,20E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 35 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do CO₂

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C ₀	-0,85E+02	-0,13E+03
C ₁	+0,20E+00	+0,36E+00
C ₂	+0,35E-03	+0,13E-03
C ₃	-0,18E-06	-0,34E-07
C ₄	+0,41E-10	+0,46E-11
C ₅	+0,10E-16	-0,25E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 36 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do SO₂

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C ₀	-0,67E+02	-0,10E+03
C ₁	+0,18E+00	+0,29E+00
C ₂	+0,15E-03	+0,55E-04
C ₃	+0,13E-07	-0,15E-07
C ₄	-0,74E-10	+0,21E-11
C ₅	+0,29E-13	-0,12E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)

Tabela 37 – Coeficientes para o cálculo da entalpia do CO

Parâmetro	Para valores de temperatura de 255 a 1000 K	Para valores de temperatura acima de 1000 K
C ₀	-0,14E+03	-0,12E+03
C ₁	+0,47E+00	+0,38E+00
C ₂	-0,10E-03	+0,95E-04
C ₃	+0,16E-06	-0,25E-07
C ₄	-0,65E-10	+0,33E-11
C ₅	+0,61E-14	-0,18E-15

Fonte: ASME PTC 4 (2013)