



INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E
TERRITÓRIO (ILATIT)

ENGENHARIA DE ENERGIA

**SISTEMA HÍBRIDO DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA:
PLANTA TERMOELÉTRICA DE COGERAÇÃO A BIOMASSA
ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR**

Benhur Azambuja Possatto

Foz do Iguaçu
2017



INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E
TERRITÓRIO (ILATIT)

ENGENHARIA DE ENERGIA

**SISTEMA HÍBRIDO DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA:
PLANTA TERMOELÉTRICA DE COGERAÇÃO A BIOMASSA
ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR**

Benhur Azambuja Possatto

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: **Prof. Walfrido Alonso Pippo, Ph. D.**

Benhur Azambuja Possatto

**SISTEMA HÍBRIDO DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA:
PLANTA TERMOELÉTRICA DE COGERAÇÃO A BIOMASSA
ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Walfrido Alonso Pippo, Ph. D.
Orientador

Universidade Federal da Integração Latino-Americana

Prof. Rodrigo Monteiro Elliott, Dr. Eng.

Universidade Federal da Integração Latino-Americana

Prof. Fabyo Luiz Pereira, Me. Eng.

Universidade Federal da Integração Latino-Americana

Foz do Iguaçu, 11 de dezembro de 2017.

*Dedico este trabalho à minha família,
em especial aos meus pais e à minha irmã,
pelo amor incondicional,
pelo carinho e
pelo apoio constante.*

AGRADECIMENTOS

Ao professor Pippo pelo incentivo, pela paciência e por ter compartilhado sua sabedoria durante várias horas em sala de aula e nas conversas para orientação deste trabalho. Ao professor Samuel Adami pela ajuda com os dados meteorológicos e por ter me ensinado um pouco de Geoprocessamento.¹ Aos demais professores da Universidade e do curso, em especial aos professores da área das Ciências Físicas.

Aos estudantes da UNILA, sobretudo aos das Engenharias e em especial à piizada das Renováveis: Ernestor, Talisson e Maraga pelo apoio durante esses 7 anos e pelo companheirismo nos momentos bons e ruins, fazendo mais interessante e divertido este tempinho. E aos engenheiros Juninho, Angelito, Jamel, Flavinho, Nathi e São Valentín pelas dicas trocadas em curtas ou longas conversas na biblioteca, nos corredores e durante os cafés.

À UNILA por ter proporcionado a oportunidade de crescimentos pessoal e intelectual no tempo em que passei por Foz do Iguaçu. Ao pessoal do campus PTI, em especial aos técnicos dos Laboratórios de Engenharia, Física e Química. Ao CNPq pelo apoio financeiro e ao pessoal de Málaga e Sevilha pelo ano em que passei na Espanha e pelas relações lá criadas que se estenderam no tempo e no espaço.

Ao pessoal da Usina Ester pelo apoio técnico, em especial aos engenheiros Luiz e Flávio, por terem me recebido com entusiasmo e pela ajuda na elaboração dos modelos térmicos presentes neste trabalho. E ao pessoal da Volts Automação pelos insights sobre hidrogenação e pela oportunidade de crescimento profissional.

Por último e possivelmente não menos importante, ao leitor que após ter lido estes agradecimentos, venha sentir vontade de ler o restante desse trabalho :)

¹ (e sem querer: que além da guerra, a geografia também serve para a energia)

POSSATTO, B. A. **Sistema Híbrido de Geração de Potência: Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa Assistida por Energia Solar**. 171 páginas, Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2017.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise do comportamento de uma planta termoelétrica de cogeração a bagaço de cana-de-açúcar sob três propostas da integração de campos de coletores solares de calha parabólica. A intermitência natural da energia solar e a indisponibilidade de combustível para operação das plantas de cogeração do setor devido à sazonalidade da safra da cana são mitigadas pela integração de tecnologias em plantas híbridas. Não havendo necessidade de armazenamento térmico para operação da planta e a possibilidade da economia de combustível são fatores que justificam a análise destes sistemas. Uma planta de cogeração foi tomada como caso base para a integração de campos solares para pré-aquecimento da água de alimentação, geração de vapor saturado e geração de vapor superaquecido em paralelo com um dos geradores de vapor da usina. O sistema é analisado para cada hora de um ano meteorológico típico. Determina-se a eficiência global dos coletores solares e a eficiência solar para eletricidade, bem como o comportamento do sistema com as diferentes cargas de energia solar. Os estudos são desenvolvidos utilizando a linguagem de programação Python. São avaliados os efeitos diretos na eficiência térmica do ciclo com a introdução da energia solar. Os resultados encontrados apontam que a melhor proposta de integração é o pré-aquecimento da água de alimentação. A geração de vapor saturado e superaquecido em paralelo com a caldeira ocorre com temperaturas médias de transferência de calor no campo solar mais elevadas que no caso do pré-aquecimento. Dessa forma, as perdas térmicas do sistema são maiores para as duas propostas de geração direta de vapor. Além disso, a área necessária assim como o investimento inicial no caso da proposta de pré-aquecimento são menores que para as propostas de geração direta de vapor. O ciclo de caso base, apresenta uma eficiência térmica de 17,34% e um fator de utilização de 79,25% para a operação nas condições do período efetivo da safra. A proposta de operação para entressafra leva a eficiência do ciclo a 22,11%. A quantidade de bagaço economizado varia entre 1,07 e 10,12% em relação ao bagaço consumido pela planta durante o período efetivo de safra, entre as propostas de pré-aquecimento e geração de vapor superaquecido. A eficiência solar para eletricidade alcança 10,12 % para este caso (e com um múltiplo solar de 1,5). O custo nivelado da energia foi determinado para cada simulação e o melhor múltiplo solar para proposta foi especificado; os resultados da análise termoeconômica sugerem que a proposta de pré-aquecimento da água de alimentação tem o menor custo nivelado de energia, estimado em 565 US\$/MWh.

Palavras-chave: Bagaço de cana-de-açúcar. Coletores de Calha Parabólica. Geração Direta de Vapor. Cogeração.

POSSATTO, B. A. **Sistema Híbrido de Generación de Potencia: Planta Termoeléctrica a Biomasa Asistida por Energía Termosolar**. 2017. 171 páginas. Proyecto de Fin de Grado (Ingeniería de la Energía) – Universidad Federal de Integración Latinoamericana, Foz do Iguaçu, 2017.

RESUMEN

Este trabajo presenta un análisis del comportamiento de una planta termoeléctrica de cogeneración a bagazo de caña de azúcar bajo tres propuestas de la integración de campos de recolectores solares de cilindros parabólicos. La intermitencia natural de la energía solar y la indisponibilidad de combustible para la operación de las plantas de cogeneración del sector debido a la estacionalidad de la cosecha de la caña es mitigada por la integración de tecnologías en plantas híbridas. No habiendo necesidad de almacenamiento térmico para operación de la planta y la posibilidad de la economía de combustible son factores que justifican el análisis de estos sistemas. Una planta de cogeneración se tomó como caso base para la integración de campos solares para precalentamiento del agua de alimentación, generación de vapor saturado y generación de vapor sobrecalentado en paralelo con uno de los generadores de vapor de la planta. El sistema se analiza para cada hora de un año meteorológico típico. Se determina la eficiencia global de los colectores solares y la eficiencia solar para la electricidad, así como el comportamiento del sistema con las diferentes cargas de energía solar. Los estudios se desarrollan utilizando el lenguaje de programación Python. Se evaluaron los efectos directos en la eficiencia térmica del ciclo con la introducción de la energía solar. Los resultados encontrados apuntan que la mejor propuesta de integración es el precalentamiento del agua de alimentación. La generación de vapor saturado y sobrecalentado en paralelo con la caldera ocurre con temperaturas medias de transferencia de calor en el campo solar más elevadas que en el caso del precalentamiento. De esta forma, las pérdidas térmicas del sistema son mayores para las dos propuestas de generación directa de vapor. Además, el área necesaria así como la inversión inicial en el caso de la propuesta de precalentamiento son menores que para las propuestas de generación directa de vapor. El ciclo de caso base, presenta una eficiencia térmica del 17,34 % y un factor de utilización del 79,25 % para la operación en las condiciones del período efectivo de la cosecha. La propuesta de operación extendida para entresuela lleva la eficiencia del ciclo a 22,11 %. La cantidad de bagazo ahorrado varía entre el 1,07 y el 10,12 % en relación al bagazo consumido por la planta durante el período efectivo de cosecha, entre las propuestas de precalentamiento y generación de vapor sobrecalentado. La eficiencia solar para electricidad alcanza el 10,12 % para este caso (y con un múltiplo solar de 1,5). El costo nivelado de la energía se determinó para cada una de las simulaciones y el mejor múltiplo solar para la propuesta fue especificado; los resultados del análisis termoeconómico sugieren que la propuesta de precalentamiento del agua de alimentación tiene menor costo nivelado de energía, estimado en 565 US\$/MWh.

Palabras clave: Bagazo de caña de azúcar. Colectores cilindro parabólicos. Generación directa de vapor. Cogeneración.

POSSATTO, B. A. **Hybrid Generation System: Solar Aided Biomass Cogeneration Power Plant**. 2017. 171 pages. Bachelor Thesis (Energy Engineering) – Federal University for Latin American Integration, Foz do Iguaçu, 2017.

ABSTRACT

This work presents an analysis of the behavior of a sugarcane bagasse cogeneration power plant under three proposals for the integration of parabolic trough collector fields. The natural intermittency of solar energy and the unavailability of fuel for the operation of cogeneration plants in the sector due to the seasonality of the sugarcane harvest is mitigated by the integration of technologies in hybrid plants. There is no need for thermal storage for operation of the plant and the possibility of fuel economy are factors that justify the analysis of these systems. A cogeneration plant was used as a base case for the integration of solar fields to preheat the feedwater, and for saturated and superheated steam generation in parallel with one of the plant's steam generators. The system is analyzed for each hour of a typical meteorological year. Are determined the global efficiency of the solar collectors and the solar to electricity efficiency, as well as the behavior of the system with the different loads of solar power. The studies are developed using the Python programming language. The direct effects on thermal efficiency of the cycle were evaluated with the introduction of solar energy. The results suggest that the best integration proposal is the preheating of feed water. The generation of saturated and superheated steam in parallel with the boiler occurs with mean heat transfer temperatures in the solar field higher than in the case of preheating. In this way, the thermal losses of the system are greater for the two proposals of direct steam generation. In addition, the required area as well as the initial investment in the case of the preheating proposal are lower than for the proposals for direct steam generation. The base case cycle has a thermal efficiency of 17.34 % and a utilization factor of 79.25 % for operation under the conditions of the effective harvest period. The proposed extended off-season operation brings cycle efficiency to 22.11%. The amount of bagasse saved varies between 1.07 and 10.12% in relation to the bagasse consumed by the plant during the effective harvest period, between the proposals for preheating and generating superheated steam. Solar efficiency for electricity reaches 10.12% for this case (and with a solar multiple of 1.5). The levelized cost of energy was determined for each of the simulations and the best solar multiple for the proposal was specified; the results of the thermoeconomic analysis suggest that the proposed preheating of feed water has a lower levelized cost of energy, estimated at 565 US\$/MWh.

Keywords: Sugarcane bagasse. Parabolic trough collectors. Direct steam generation. Cogeneration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2016	31
Figura 2 – Esquema de operação de ciclos <i>topping</i>	36
Figura 3 – Esquema de operação de ciclos <i>bottoming</i>	36
Figura 4 – Faixas típicas das temperaturas de operação em cogeração	37
Figura 5 – Principais configurações de plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro	38
Figura 6 – Evolução dos principais parâmetros de vapor no setor sucroalcooleiro	39
Figura 7 – Diagrama simbólico dos processos de interação da radiação solar com a atmosfera terrestre	40
Figura 8 – Radiação solar global anual	41
Figura 9 – Radiação solar direta anual	41
Figura 10 – Concentradores solares	43
Figura 11 – Calhas parabólicas instaladas no Egito em 1913	44
Figura 12 – Processos básicos de geração direta de vapor em PTC	47
Figura 13 – Planta Solar de Kanchanaburi	48
Figura 14 – Identificação do potencial para integração de CSP no setor sucroalcooleiro: a) localização das usinas; b) Incidência de radiação normal direta no território nacional	52
Figura 15 – Representação da estrutura do ciclo termodinâmico da planta de cogeração	54
Figura 16 – Eficiência em função da carga de uma caldeira a biomassa	61
Figura 17 – Resultados da simulação da planta de caso base para as condições de operação de safra	72
Figura 18 – Resultados da simulação da planta de caso base para as condições de operação de entressafra	73
Figura 19 – a) Um laço de coletores da planta SEGS IX; e b) esquema de laço com os elementos identificados	76
Figura 20 – a) Conexão de dois coletores num laço; e b) Identificação da conexão entre os laços na tubulação principal	76
Figura 21 – Estrutura de suporte de um módulo do coletor <i>Eurotrough</i> : a) fotografia em perspectiva; b) vista lateral; e c) vista frontal	78
Figura 22 – Elementos da estrutura de suporte de um módulo do coletor <i>Eurotrough</i> : a) placas frontais para a montagem; b) estrutura em treliça espacial; c) suporte do tubo receptor; d) braço em cantilever para suporte do refletor; e e) face do refletor	78
Figura 23 – Receptor Schott PTR 70	79
Figura 24 – Sistemas de seguimento solar: a) atuador hidráulico SkyFuel; e b) atuador elétrico de um coletor LS-2	80
Figura 25 – Equação do tempo em minutos em função do dia do ano	81
Figura 26 – Ângulo de incidência em um coletor cilindro parabólico	82

Figura 27 – Posição do Sol ao longo do ano em diferentes horários para a região da planta termoelétrica	84
Figura 28 – Parâmetros ópticos do coletor <i>Eurotrough</i>	85
Figura 29 – Determinação do fator de interceptação em calha parabólica por fotogrametria	86
Figura 30 – Representação das perdas por sombreamento parcial entre as filas de coletores	87
Figura 31 – Representação das perdas de final de coletor	88
Figura 32 – Diagrama de perdas e eficiência de um coletor de calha parabólica	91
Figura 33 – Equema e estratégia de operação da planta de cogeração para extensão à entressafra	93
Figura 34 – Proposta de integração A: pré-aquecimento de água de alimentação	94
Figura 35 – Proposta de integração B: geração de vapor saturado	95
Figura 36 – Proposta de integração C: geração de vapor superaquecido	96
Figura 37 – Distribuição da $DN\mathcal{I}$ do ano meteorológico típico considerado	97
Figura 38 – Resultados da simulação da proposta A para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	102
Figura 39 – Comportamento do campo solar da proposta A para três dias típicos de operação	103
Figura 40 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A . .	103
Figura 41 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta A	104
Figura 42 – Redução no consumo de combustível para a proposta A	104
Figura 43 – Resultados da simulação da proposta B para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	106
Figura 44 – Comportamento do campo solar da proposta B para três dias típicos de operação	107
Figura 45 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores B . .	107
Figura 46 – Variações no consumo de combustível, na carga e na eficiência do Gerador de Vapor 1 para a proposta B	108
Figura 47 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta B	108
Figura 48 – Comportamento do campo de coletores e do ciclo híbrido com $MS = 1,2$.	109
Figura 49 – Redução no consumo de combustível para a proposta B	110
Figura 50 – Resultados da simulação da proposta C para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	111
Figura 51 – Comportamento do campo solar da proposta C para três dias típicos de operação	112
Figura 52 – Variações no consumo de combustível, na carga e na eficiência do Gerador de Vapor 1 para a proposta C	113
Figura 53 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta C	113
Figura 54 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta C	114
Figura 55 – Comportamento do campo de coletores e do ciclo híbrido com $MS = 1,2$.	114
Figura 56 – Redução no consumo de combustível para a proposta C	115
Figura 57 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o $LCOE$ de cada múltiplo solar para a proposta A	116

Figura 58 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o \mathcal{LCOE} de cada múltiplo solar para a proposta B	117
Figura 59 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o \mathcal{LCOE} de cada múltiplo solar para a proposta C	117
Figura 60 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A . .	133
Figura 61 – Resultados da simulação da proposta A para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	134
Figura 62 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores B . .	135
Figura 63 – Resultados da simulação da proposta B para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	136
Figura 64 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A . .	137
Figura 65 – Resultados da simulação da proposta C para as condições de operação de projeto, $MS = 1$	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tecnologias de concentração solar	43
Tabela 2 – Principais características das plantas SEGS	45
Tabela 3 – Projetos com CSP por país	48
Tabela 4 – Plantas híbridas combustível/solar em operação	51
Tabela 5 – Dados operacionais considerados para a planta termoelétrica	55
Tabela 6 – Análises elementar, imediata e calorimétrica do bagaço e da palha da cana-de-açúcar	56
Tabela 7 – Principais parâmetros determinados para a planta de cogeração de caso base durante o período da safra	70
Tabela 8 – Principais parâmetros determinados para a planta de cogeração de caso base durante o período da entressafra	71
Tabela 9 – Principais características de modelos comerciais de PTC's	77
Tabela 10 – Condições de projeto para o campo solar	97
Tabela 11 – Parâmetros adotados para a análise econômica	100
Tabela 12 – Resultados da proposta A para diferentes múltiplos solares	105
Tabela 13 – Resultados da proposta B para diferentes múltiplos solares	110
Tabela 14 – Resultados da proposta C para diferentes múltiplos solares	115

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMT/TMY	Ano Meteorológico Típico, do inglês <i>Typical Meteorological Year</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASME	Sociedade Americana de Engenharia Mecânica, sigla do inglês <i>American Society of Mechanical Engineering</i>
BEN	Balanço Energético Nacional
BPST	Turbina de Contrapressão, sigla do inglês <i>Back-Pressure Steam Turbine</i>
DSG	Geração Direta de Vapor, sigla do inglês <i>Direct Steam Generation</i>
CEST	Turbina de Condensação com Extração, sigla do inglês <i>Condensig Extraction Steam Turbine</i>
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CSP	Concentradores de Energia Solar, sigla do inglês <i>Concentrating Solar Power</i>
CPV-T	Sistema Heliotérmico-Fotovoltaico, do inglês <i>Concentrated Photovoltaic and Thermal</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i> ®
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ET	Coletor <i>Eurotrough</i>
GIS	Sistemas de Informações Geográficas, do inglês <i>Geospatial Information System</i>
HCE	Tubo Receptor, do inglês <i>Heat Collection Element</i>
HTF	Fluido de transferência de calor, do inglês <i>Heat Transfer Fluid</i>
IAPWS	Associação Internacional para as Propriedades da Água e do Vapor, sigla do inglês <i>International Association for the Properties of Water and Steam</i>
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
ISCC	Ciclo Combinado Assistido por Energia Solar, do inglês <i>Integrated Solar Combined Cycles</i>
LCOE	Custo Nivelado da Eletricidade, do inglês <i>Levelized Cost of Electricity</i>

MME	Ministério de Minas e Energia
NAC	Novo Material para Recobrimento Seletivo, do inglês <i>New Absorber Coat</i>
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
ORC	Ciclos Rankine Orgânicos, do inglês <i>Organic Rankine Cycle</i>
PTC	Coletores de Calha parabólica (ou Cilindro Parabólicos), do inglês <i>Parabolic Trough Collector</i>
PTI	Parque Tecnológico de Itaipu
SAFWH	Aquecimento de Água de Alimentação Assistido por Energia Solar, do inglês <i>Solar Aided Feedwater Heating</i>
SCA	Coletor Solar, sigla do inglês <i>Solar Collector Assemblies</i>
SCE	Módulo de Coletor Solar, sigla do inglês <i>Solar Collector Elements</i>
SEGS	<i>Solar Electric Generating System</i>
SWERA	<i>Solar and Wind Energy Resource Assessment</i>
UNILA	Universidade Federal da Integração Latino-Americana
UTC	Tempo Universal Coordenado, sigla do inglês <i>Universal Time Coordinated</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLOS ROMANOS

A	Área [m ²]
\mathcal{BE}	Bagaço Economizado [ton]
$\mathcal{DN}\mathcal{I}$	Radiação Direta Normal, sigla do inglês <i>Direct Normal Irradiance</i> [W/m ²]
e	Excesso de ar [-]
E_L	Fator de Perdas de Final de Coletor [-]
\mathcal{ET}	Equação do tempo [min]
\mathcal{FS}	Fração Solar [-]
\mathcal{GE}	Geração de Eletricidade Adicional [GWh]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
\mathcal{IAM}	Modificador do Ângulo de Incidência, sigla do inglês <i>Incidence Angle Modifier</i> [-]
K	Fator do Modificador do Ângulo de Incidência [-]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
m_{ar}	Massa de ar real [kg/kg _{cb}]
m_{ar}^*	Vazão mássica [kg/kg _{cb}]
\mathcal{MS}	Múltiplo Solar [-]
n	Dia do ano [-]
$\mathcal{O\&M}$	Custos de operação e manutenção [U\$]
p	Pressão [kPa]
\mathcal{PCI}	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
\mathcal{PCS}	Poder Calorífico Superior [kJ/kg]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [kW]
\dot{Q}_{col}	Potência térmica coletada [kW]

$\dot{Q}_{perT,col}$	Potência térmica perdida pelos coletores para o ambiente [kW]
$\dot{Q}_{perT,tub}$	Potência térmica perdida pelas tubulações do sistema [kW]
R_s	Fator de perdas por sombreamento [-]
t	tempo [h]
T	Temperatura [°C]
V_{ar}	Volume de ar real [$n \cdot m_{ar}^3 / kg_{cb}$]
V_{ar}^*	Volume de ar estequiométrico [$n \cdot m_{ar}^3 / kg_{cb}$]
W	Taxa de geração de trabalho [kWh]
W_{ef}	Largura efetiva do coletor [m]
x	Título [-]
x_m	Fração mássica [-]
x_v	Fração volumétrica [-]

SÍMBOLOS GREGOS

α	Ângulo de altitude solar [-]
β	Inclinação do coletor com a horizontal [-]
χ	Ângulo de longitude geográfica [°]
δ	Ângulo de declinação solar [-]
η	Eficiência [-]
$\eta_{b,el}$	Eficiência dos motores das bombas [-]
η_{mec}	Eficiência dos acoplamentos (tanto em bombas, quanto em turbinas) [-]
$\eta_{g,el}$	Eficiência dos geradores de energia elétrica [-]
Γ	Argumento da Equação do Tempo [-]
ω	Ângulo horário [-]
ϕ	Ângulo de latitude geográfica [°]
Ψ	Ângulo de Azimute [-]
θ	Ângulo de incidência solar [-]

SUB E SOBRESCRITOS

<i>amb</i>	Referente ao ambiente
<i>cb</i>	Referente ao combustível
<i>dn</i>	Direta normal
<i>loc</i>	Local
<i>n</i>	Referente ao Norte geográfico
<i>opt</i>	Referente à eficiência óptica do coletor
<i>proj</i>	De projeto/Referente ao ponto de projeto
<i>ref</i>	Referente ao Meridiano de Greenwich
<i>STE</i>	<i>Solar-to-Electricity</i>
<i>sol</i>	Solar/Referente ao Sol
<i>z</i>	Zenital

SUMÁRIO

0	INTRODUÇÃO	31
0.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA	31
0.2	MOTIVAÇÃO	32
0.3	OBJETIVOS	33
0.3.1	Objetivo Geral	33
0.3.2	Objetivos Específicos	33
0.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	33
1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
1.1	GERAÇÃO TERMOELÉTRICA	35
1.1.1	Cogeração	36
1.1.1.1	<i>Cogeração no setor sucroalcooleiro</i>	37
1.2	ENERGIA SOLAR	39
1.2.1	Radiação Solar	39
1.2.2	Tecnologias de Conversão de Energia Solar	42
1.2.2.1	<i>Sistemas fotovoltaicos</i>	42
1.2.2.2	<i>Sistemas termossolares</i>	42
1.2.2.3	<i>Cogeração solar/solar, ou sistemas híbridos PV/T</i>	48
1.3	GERAÇÃO E COGERAÇÃO HÍBRIDAS: COMBUSTÍVEL/SOLAR	49
1.3.1	Potencial Disponível	51
2	CICLO BASE DE COGERAÇÃO	53
2.1	DESCRIÇÃO DO CICLO DE COGERAÇÃO	53
2.2	MODELAGEM TERMODINÂMICA	56
2.2.1	Hipóteses Simplificadoras	56
2.2.2	Geradores de Vapor	56
2.2.2.1	<i>Estequiometria da combustão do bagaço da cana-de-açúcar</i>	56
2.2.2.2	<i>Eficiência dos geradores de vapor</i>	59
2.2.3	Turbinas	62
2.2.3.1	<i>Turbina de Contrapressão</i>	62
2.2.3.2	<i>Turbina de Condensação com Extração</i>	63
2.2.4	Processo	64
2.2.5	Distribuidores de Vapor	65
2.2.6	Desaerador	65
2.2.7	Bombas	66
2.2.8	Condensador	66
2.3	CONSUMOS PARASÍTICOS DE ENERGIA	66
2.3.1	Energia parasítica dos geradores de vapor	67
2.3.2	Energia parasítica da torre de resfriamento	67

2.3.3	Outros consumos parasíticos	67
2.4	POTÊNCIA ELÉTRICA DE EXPORTAÇÃO	67
2.5	OPERAÇÃO NA ENTRESSAFRA	68
2.6	RESULTADOS	70
3	SISTEMA HELIOTÉRMICO	75
3.1	COMPONENTES DO SISTEMA	75
3.1.1	Estrutura de Suporte	77
3.1.2	Refletor Cilindro Parabólico	78
3.1.3	Tubo Absorvedor	79
3.1.4	Sistema de Seguimento Solar	79
3.2	DADOS GEOGRÁFICOS E METEOROLÓGICOS	80
3.3	TEMPOS LOCAL OFICIAL E SOLAR APARENTE	81
3.4	ÂNGULO DE INCIDÊNCIA	82
3.5	POTÊNCIA TÉRMICA COLETADA	84
3.5.1	Perdas Ópticas	85
3.5.1.1	<i>Fator de interceptação</i>	<i>85</i>
3.5.1.2	<i>Refletividade do espelho concentrador</i>	<i>85</i>
3.5.1.3	<i>Transmissividade do tubo de vidro receptor</i>	<i>86</i>
3.5.1.4	<i>Abosortividade do tubo de aço absorvedor</i>	<i>86</i>
3.5.1.5	<i>Eficiência óptica pico</i>	<i>87</i>
3.5.2	Perdas Geométricas	87
3.5.2.1	<i>Perdas por sombreamento</i>	<i>87</i>
3.5.2.2	<i>Modificador do ângulo de incidência</i>	<i>88</i>
3.5.2.3	<i>Perdas de final de coletor</i>	<i>88</i>
3.5.3	Perdas Térmicas	89
3.5.3.1	<i>Potência térmica perdida do coletor para o ambiente</i>	<i>89</i>
3.5.3.2	<i>Potência térmica perdida pelas tubulações do sistema</i>	<i>90</i>
3.6	EFICIÊNCIA GLOBAL DO COLETOR	90
4	PROPOSTA DE SIMULAÇÃO HÍBRIDA: BIOMASSA/SOLAR	93
4.1	PROPOSTA A: PRÉ-AQUECIMENTO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO	94
4.2	PROPOSTA B: GERAÇÃO DE VAPOR SATURADO	95
4.3	PROPOSTA C: GERAÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO	95
4.4	ÁREA DE PROJETO	96
4.5	PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO HÍBRIDO	98
4.6	ANÁLISE TERMOECONÔMICA	99
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	101
5.1	PROPOSTA A: PRÉ-AQUECIMENTO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO	101
5.1.1	Área de Projeto e Múltiplos Solares	101
5.1.2	Performance da Proposta A	103
5.2	PROPOSTA B: GERAÇÃO DE VAPOR SATURADO	105
5.2.1	Área de Projeto e Múltiplos Solares	105

5.2.2	Performance da Proposta B	107
5.3	PROPOSTA C: GERAÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO	110
5.3.1	Área de Projeto e Múltiplos Solares	110
5.3.2	Performance da Proposta C	112
5.4	RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA	115
5.5	AVALIAÇÃO DOS IMPACTOS SOCIOAMBIENTAIS	118
5.5.1	Principais Impactos Socioambientais Relacionados à Exploração da Cana-de-açúcar	118
5.5.2	Principais Impactos Socioambientais da Exploração da Heliotermia	119
5.5.3	Comparação Entre Índices Ambiental-Econômicos	120
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	123
6.1	LIMITAÇÕES DESTE TRABALHO/SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	123
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	125
	APÊNDICES	131
	APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DE ENTRESSAFRA	133
A.1	RESULTADOS DA PROPOSTA A	133
A.2	RESULTADOS DA PROPOSTA B	135
A.3	RESULTADOS DA PROPOSTA C	137
	APÊNDICE B – CÓDIGOS DESENVOLVIDOS EM PYTHON	139
B.1	OPERAÇÃO DO CASO BASE NA SAFRA	139
B.2	OPERAÇÃO DO CASO BASE NA ENTRESSAFRA	148
B.3	SISTEMA SOLAR E HIBRIDIZAÇÃO	156
	ANEXOS	169
	ANEXO A – COLOFÃO E ACESSO AOS FONTES	171

0 INTRODUÇÃO

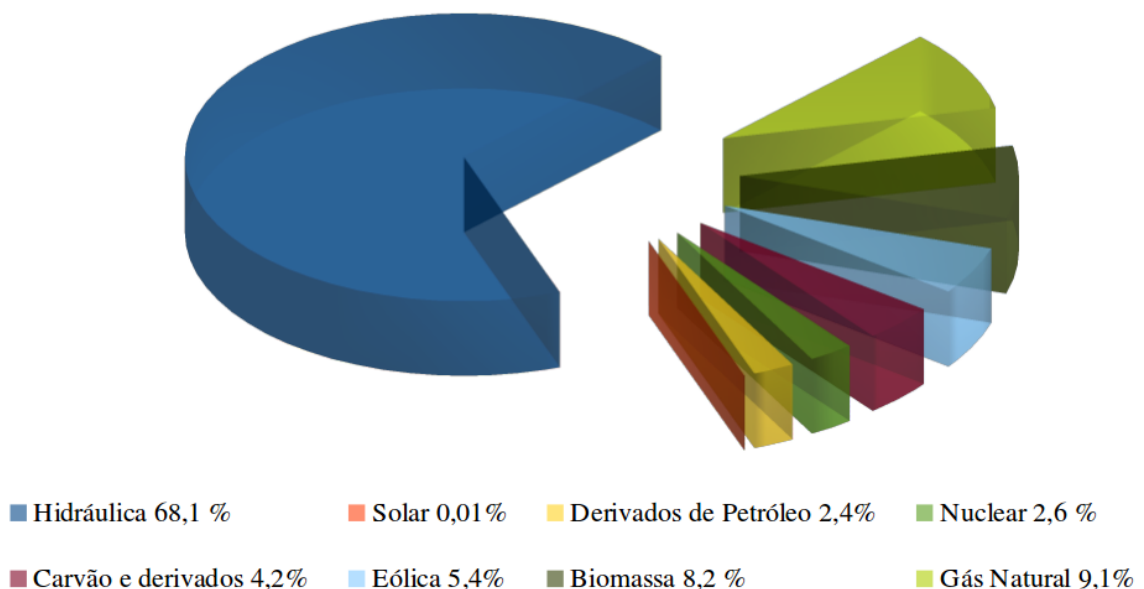
0.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA

É crescente a demanda por fontes renováveis no cenário energético mundial atual com vistas à diversificação das matrizes energéticas em qualquer continente. Em parte, isso se deve aos problemas concernentes às fontes tradicionais que acarretam dependências político-econômicas, mas por outro lado também deve-se às questões ambientais, onde mesmo havendo divergências sobre suas origens, há preocupação quanto às possíveis consequências.

Por outro lado, é de suma importância para os países procurar uma maior geração de potência elétrica ao menor custo possível. No Brasil, por exemplo, a principal fonte de energia são os recursos hídricos. No entanto, devido aos tempos de seca, as usinas termelétricas têm apresentado um crescimento em importância na produção de eletricidade no país. No setor sucroalcooleiro, as usinas utilizam o bagaço de cana que é tido como subproduto do processo de fabricação do açúcar e do álcool, como combustível para a geração de vapor e assim gerar eletricidade e calor para o próprio consumo e venda.

Segundo dados do Balanço Energético Nacional (BEN), a participação das fontes renováveis na oferta interna de energia em 2016 foi de 39,4%, enquanto as fontes não renováveis ainda predominam com a participação de 60,6%. Em um cenário onde considera-se somente a eletricidade, a participação das fontes renováveis aumenta e a energia hidráulica representa 68,1% do total da matriz elétrica brasileira, como indicado na Figura 1.

Figura 1 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2016



Fonte: Adaptado de MME (2017)

0.2 MOTIVAÇÃO

O uso de biomassa e energia solar contribui para geração de potência com baixos índices de emissão de CO₂. Entre as opções de biomassa para combustível estão resíduos florestais (troncos, cascas e madeira sem valor comercial), os resíduos da indústria de processamento de madeira e papel (serragem, cascas, licor negro), outros resíduos da agricultura, resíduos de árvores urbanas e biomassa processada para combustível em forma de briquete e pellet. Além destes, os biocombustíveis líquidos como bioetanol e biodiesel e gasosos como o biometano também apresentam boa disponibilidade no território nacional.

A indústria da cana-de-açúcar é bem consolidada no Brasil, o desenvolvimento do setor sucroalcooleiro é um importante fornecedor de energia à matriz energética nacional. Entretanto, um dos problemas característicos da operação desse tipo de plantas é a indisponibilidade de combustível para operar durante todo o ano. Geralmente, a operação das mesmas ocorre apenas durante o período de safra. A capacidade instalada das plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro no Brasil alcançou 9.930 MW no primeiro semestre de 2015. Esse valor é composto por 387 usinas e representa 6,9% da capacidade de geração de eletricidade instalada no país (ANEEL, 2015). Na última década foi começado um ciclo de modernização destas plantas com o intuito de aumentar a exportação de potência para a rede. Em 2013, 15.607 GWh de eletricidade gerada pelas usinas do setor foram exportados para consumidores independentes e entre 2005 e 2014 o crescimento médio da exportação foi de 34% (SOUZA, 2014).

A energia solar pode ser convertida diretamente em eletricidade em módulos fotovoltaicos ou absorvida em coletores térmicos. Esses dispositivos têm muitas configurações, dentre elas estão os coletores térmicos de concentração. Dessa forma, energia solar pode ser empregada na geração de eletricidade juntamente com outras fontes de energia em uma planta termoelétrica, possibilitando a economia de combustível ou aumento da geração de potência, os chamados modo de economia de combustível, em inglês *Fuel Saving* e o modo de geração extra de potência, em inglês *Power Boost*. Estes sistemas híbridos se mostram melhores do que os somente solares, já que permitem a utilização da energia solar com sua típica intermitência, resultando em sistemas estáveis e com melhor retorno financeiro.

Os sistemas híbridos de geração termoelétrica biomassa/solar são uma opção real para maior diversificação da matriz energética brasileira, aproveitando o grande potencial de energia solar nacional com a vasta disponibilidade de biomassa. As plantas híbridas podem representar o suporte que a indústria da energia solar necessita para construir sua cadeia produtiva, já que a energia solar pode começar a se inserir em conjunto com a indústria de biomassa. Entre os benefícios operacionais trazidos pela chamada hibridização de centrais termoelétricas estão a economia de combustível e um possível aumento na capacidade de geração, além da redução nos custos de implementação da geração de potência por meio de energia solar num ciclo com infraestrutura já existente. Entre os aspectos ambientais, em primeira instância, a possível redução no consumo de combustíveis fósseis e a redução de emissão de gases de exaustão. E finalmente, entre os benefícios sociais estão a geração de emprego nas etapas de fabricação e instalação, além do incentivo a pesquisa e desenvolvimento de sistemas de coletores solares.

0.3 OBJETIVOS

0.3.1 Objetivo Geral

Determinar o impacto da integração de um sistema de coletores solares do tipo calha parabólica no consumo de combustível e o incremento de exportação de potência elétrica anual em uma planta de cogeração do setor sucroalcooleiro.

0.3.2 Objetivos Específicos

- Identificar as condições de operação de uma usina de cogeração do setor sucroalcooleiro;
- Estruturar um modelo termodinâmico em regime permanente que represente a operação e a performance típicas do ciclo de cogeração;
- Implementar um modelo que represente a operação e a performance do campo de coletores solares para a região onde se localiza a planta;
- Simular a operação da planta de cogeração termoelétrica sob três propostas de integração do sistema de coletores solares; e
- Determinar índices de performance técnica e econômica para avaliar as propostas de integração.

0.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este capítulo introdutório contextualiza e descreve a motivação do trabalho e os principais aspectos técnicos e sociais do uso da geração de energia elétrica a partir de termoelétricas que empregam biomassa como combustível e energia solar como fonte de calor em ciclos termodinâmicos.

No capítulo 1 será desenvolvida a revisão bibliográfica, onde será feita uma contextualização do trabalho sobre geração termoelétrica, considerando os principais combustíveis, técnicas e as particularidades do setor sucroalcooleiro. As tecnologias para o aproveitamento da energia solar serão expostas, bem como suas vantagens, limitações e eficiências típicas; dando especial atenção à geração direta de vapor em coletores de calha parabólica. Além de expor o atual estágio de desenvolvimento das plantas híbridas solar/combustível ao redor do mundo.

No capítulo 2 são descritas as características operacionais e a proposta de modelagem termodinâmica do ciclo de cogeração de caso base tanto para o período de safra, quanto para o período de entressafra. Os principais parâmetros operacionais são analisados e índices de performance são determinados.

O sistema de coletores de calha parabólica é descrito e modelado no Capítulo 3. São analisados os principais componentes do mesmo e os fatores operacionais como a localização da planta para a determinação do ângulo de incidência, perdas ópticas, geométricas e térmicas e índices de performance.

As propostas de integração do sistema de coletores, assim como a definição dos principais índices de mérito do ciclo híbrido são apresentadas no Capítulo 4. A estratégia de operação de uma planta de cogeração de caso base é analisada e adaptada para a possibilitar a extensão à entressafra garantido pela economia de combustível mediante o emprego de energia solar.

No Capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos. Ênfase é dada à análise da performance de cada proposta com base na variação do múltiplo solar. São determinados como resultados principais o tempo extra de operação na entressafra, a eficiência solar para eletricidade anual e a quantidade de bagaço economizada para 3 propostas. Verifica-se ainda um índice de mérito econômico, o custo nivelado da energia para cada simulação implementada e finalmente apresentam-se no quinto capítulo, os principais impactos sócioambientais da instalação de um sistema híbrido biomassa/solar.

São apresentadas no sétimo capítulo as considerações sobre os pontos mais importantes do trabalho, sintetizando o alcance de seus objetivos; além de trazer sugestões para trabalhos futuros. Após as referências bibliográficas, alguns resultados da operação do ciclo híbrido durante o período de entressafra são apresentados no Apêndice A e o Apêndice B, por sua vez, contém os códigos fonte elaborados para a execução das simulações.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 GERAÇÃO TERMOELÉTRICA

A necessidade de constante fornecimento energético é explicitada pelos investimentos e pesquisas em fontes de energias alternativas aos combustíveis fósseis. O uso destes, entretanto, ainda representa uma forma segura e estável de suprimento devido ao domínio das tecnologias empregadas em sua obtenção e conversão energética que, há muito tempo, satisfazem grandes demandas de calor e eletricidade.

As plantas termoelétricas se baseiam no aproveitamento da energia química presente nos combustíveis para a geração de potência elétrica. Operam com vários tipos de combustíveis como derivados do petróleo, carvão, gás natural, biomassa, entre outros. Através de ciclos termodinâmicos executados em determinados arranjos como os ciclos de Rankine (simples, com reaquecimento e/ou regeneração), ciclos Brayton (regenerativos ou não), ciclos combinados, etc. é feita a conversão da energia química presente nos combustíveis em energia térmica por meio do processo de combustão e em seguida em eletricidade pelo acoplamento mecânico de um gerador à uma máquina térmica como turbinas e motores de combustão interna.

As centrais termoelétricas podem ser classificadas de acordo com várias características como: produto principal, tipo de combustível, tipo de máquina térmica, tipo de caldeira, potência, etc... A classificação que diz respeito ao produto principal diferencia as plantas cujo único produto é a eletricidade (centrais termoelétricas de geração) das que geram simultaneamente calor e eletricidade (centrais termoelétricas de cogeração). A eficiência destas últimas é maior, entretanto, faz-se necessária a presença de um consumidor de carga térmica próximo da planta de cogeração. A classificação atendendo ao tipo de combustível é importante, tanto do ponto de vista técnico-econômico, como também do ambiental (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Nesse sentido, a taxa de crescimento com que os combustíveis fósseis liberam CO_2 e outros gases poluentes na atmosfera estimulam esforços internacionais para o desenvolvimento de tecnologias baseadas em fontes alternativas de energia, dentre estas a biomassa é considerada uma das fontes mais promissoras. Os biocombustíveis são renováveis pois são produzidos a partir de fontes de matéria orgânica tais como os produtos e sub-produtos agrícolas; onde pode-se mencionar os derivados da cana-de-açúcar, biomassa florestal, plantas oleaginosas, entre outras (LORA; VENTURINI, 2012). Podem ser usados tanto isoladamente, como adicionados aos combustíveis convencionais em misturas como etanol-gasolina e óleo diesel-biodiesel, biometano-gás natural ou ainda em processos de co-combustão (*co-firing* em inglês) que consistem, por exemplo, na adição de palha de arroz ao processo de combustão do carvão mineral (MIYAKE, 2011). Entre as tecnologias para conversão da biomassa estão as tradicionais como ciclos a vapor e a gás, assim como avançadas como Ciclos Rankine Orgânico (ORC, do inglês *Organic Rankine Cycle*), motores Stirling à biomassa, motores de vapor avançados, microturbinas a gás com aquecimento externo e fogões com geradores termoelétricos (LORA; VENTURINI, 2012).

1.1.1 Cogeração

Define-se como cogeração "o processo de geração combinada de calor útil e energia elétrica ou mecânica, de modo simultâneo, e a partir de um único combustível"(LORA; NASCIMENTO, 2004). O calor pode ser utilizado para a geração de vapor de processo, refrigeração ou a combinação de mais de uma utilização. Aproveitando o calor dos gases de saída de turbinas a gás, ou a alta temperatura do vapor de saída de turbinas a vapor, pode-se incrementar o rendimento global do sistema de geração. A cogeração também é feita através de ciclos que geram potência elétrica e frio (potência térmica utilizada em ciclo de refrigeração) ou ainda, a chamada trieração, que envolve a geração de potência elétrica e/ou mecânica, calor e refrigeração (LIZZARRAGA, 1999).

A concepção de uma planta termoelétrica convencional é diferente de uma na qual ocorre cogeração. No caso da primeira, uma demanda elétrica é atingida com o máximo de eficiência possível e no caso da segunda, uma carga térmica deve ser levada em conta em função da existência de um processo produtivo que também pode apresentar uma demanda elétrica (FLIN, 2010).

Dessa forma, existem dois conceitos que são convencionalmente usados para classificar os processos de cogeração: ciclos *topping* e ciclos *bottoming*, estes têm a geração de energia elétrica à jusante e aqueles, à têm à montante. Os ciclos *topping* estão caracterizados pelo aproveitamento de altas temperaturas de vapor ou gás para a geração de eletricidade e o calor restante é usado no processo, como ilustrado na Figura 2.

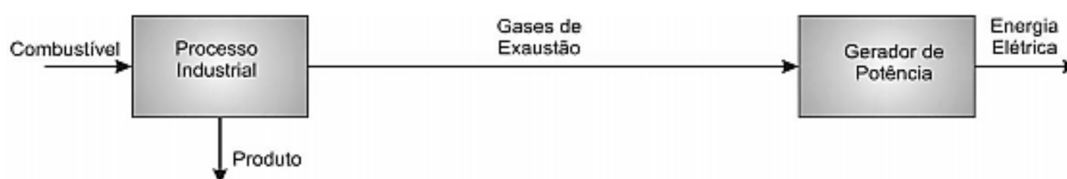
Figura 2 – Esquema de operação de ciclos *topping*



Fonte: Júnior (2009)

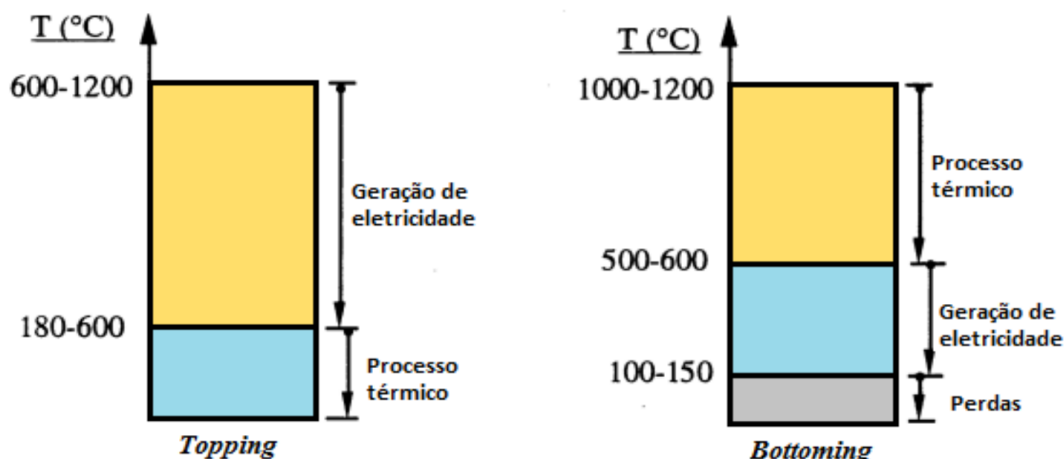
Por outro lado, a característica principal dos ciclos *bottoming* é o aproveitamento das altas temperaturas do fluido de trabalho para o processo, sendo o calor restante utilizado para a geração de eletricidade, como mostra o diagrama da Figura 3. Mostra-se na Figura 4 as faixas de temperatura típicas de operação dos ciclos anteriormente definidos.

Figura 3 – Esquema de operação de ciclos *bottoming*



Fonte: Júnior (2009)

Figura 4 – Faixas típicas das temperaturas de operação em cogeração



Fonte: Cogen (2016)

1.1.1.1 Cogeração no setor sucroalcooleiro

A produção de açúcar e álcool demanda energia térmica através de equipamentos como centrífugas e torres de destilação, demanda energia mecânica para o acionamento de picadores, desfibradores e ternos que consomem, geralmente, o trabalho de eixo de turbinas de contrapressão e demanda finalmente energia elétrica para operar bombas, ventiladores, instalações civis entre outras cargas (FIOMARI, 2004).

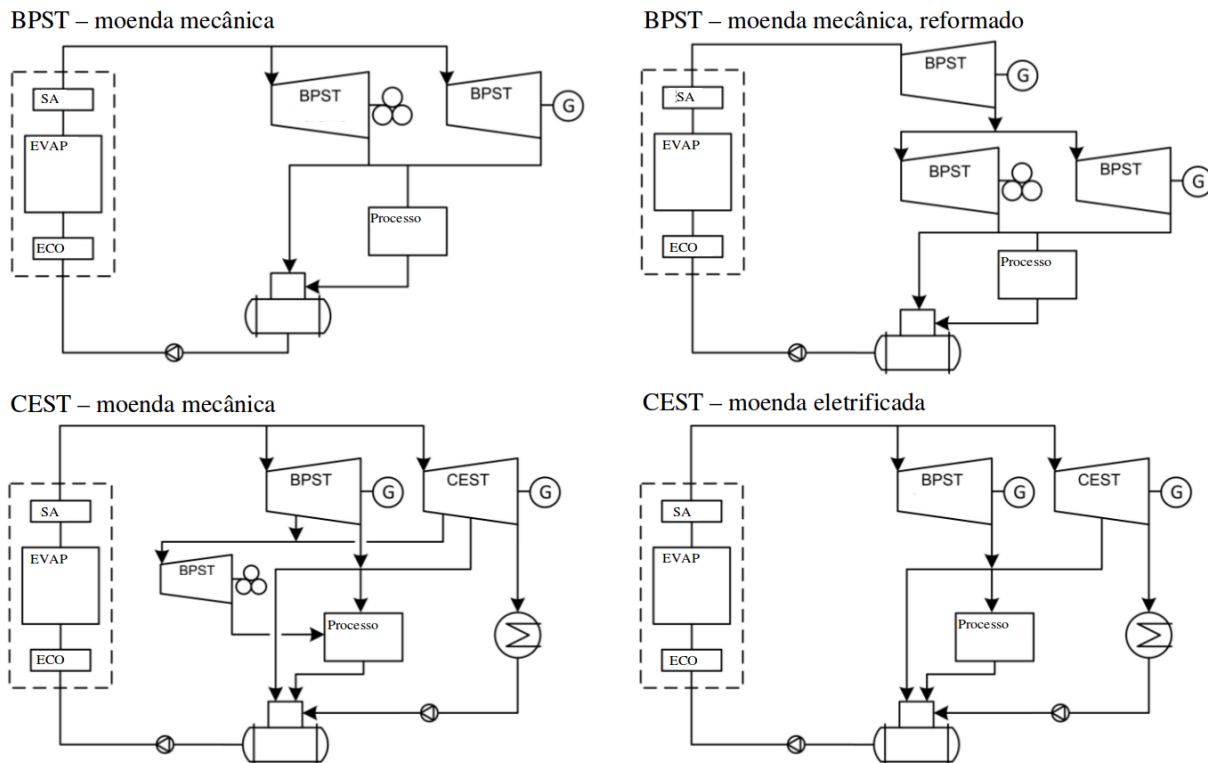
As usinas do setor sucroalcooleiro são equipadas com plantas de cogeração baseadas na combustão do bagaço da cana-de-açúcar, resíduo obtido após a extração do caldo do tronco da planta. Atualmente, as palhas e pontas de cana-de-açúcar tem seu uso avaliado em geradores de vapor de forma complementar ao bagaço através do processo de co-combustão (LAMÔNICA; LINERO, 2013).

A energia térmica demandada nas usinas sucroalcooleiras para a evaporação do caldo e para a destilação do álcool alcança valores típicos de 500 toneladas de vapor saturado a 2,5 bar por tonelada de cana-de-açúcar processada (em usinas convencionais que produzem açúcar e álcool). Em plantas modernas reduz-se para uma faixa de 300 a 350 toneladas de vapor saturado por tonelada de cana-de-açúcar devido a otimizações na integração dos processos térmicos e minimização de perdas térmicas (ENSINAS, 2008). A demanda de energia mecânica para a moenda é tipicamente de 16 kWh por tonelada de cana-de-açúcar, enquanto que a eletricidade demandada por motores, bombas, iluminação e outros serviços é tipicamente de 12 kWh por tonelada de cana-de-açúcar (SEABRA, 2008)

A Figura 5 apresenta as principais configurações de plantas de cogeração usadas no setor sucroalcooleiro. Inicialmente, estas plantas de cogeração eram baseadas no uso de turbinas de contrapressão (BPST, do inglês *Back-Pressure Steam Turbine*) com a exaustão de vapor de 2,5 bar usada para alimentar a carga térmica do processo produtivo. Os parâmetros do vapor superaquecido a 22 bar e 330 °C, associados com o consumo de 500 toneladas de vapor saturado ($x = 1$; $P = 2,5$ bar) por tonelada de cana-de-açúcar processada, possibilitaram a auto-suficiência de energia mecânica e elétrica enquanto for queimando todo o bagaço advindo

do processo de extração de caldo. Se o processo é suspenso devido à indisponibilidade de cana-de-açúcar, a operação da planta é suspensa também, mesmo que haja bagaço armazenado (NETO; RAMON, 2002).

Figura 5 – Principais configurações de plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro



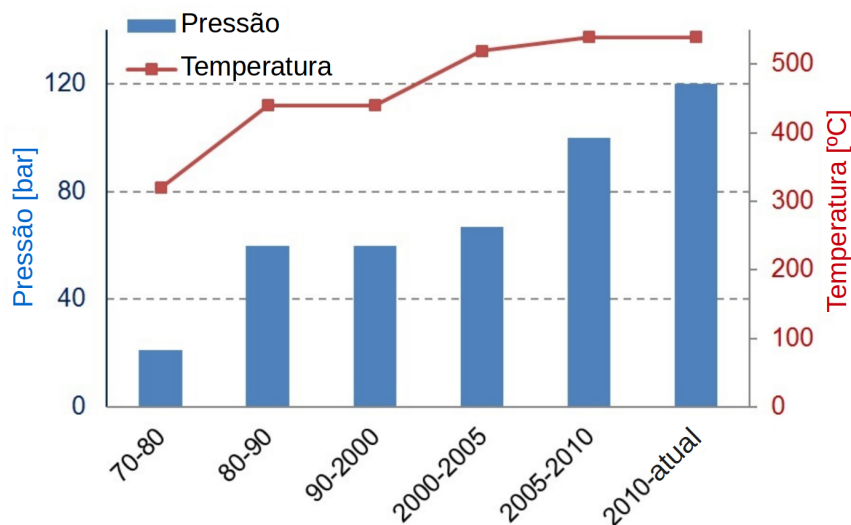
Fonte: Traduzido de Burin (2015)

Desde o princípio dos anos 2000 a exportação de eletricidade para a rede tem sido um importante produto das usinas sucroalcooleiras no Brasil. Nesse sentido, o aumento na eficiência das plantas de cogeração foi feito de diferentes maneiras. Uma opção era a reforma das plantas convencionais baseadas em turbinas de contrapressão através da substituição de caldeiras por unidades geradoras de vapor com maiores parâmetros de vapor (SEABRA, 2008).

A implementação de turbinas de condensação com extração (CEST, do inglês *Condensing-Extraction Steam Turbine*) tornou possível a operação das plantas de cogeração independente da operação do processo produtivo. Além disso, vem sendo conveniente a minimização do consumo do vapor de processo e a substituição de moendas mecânicas por sistemas eletrificados (Idem).

A evolução dos parâmetros do vapor superaquecido dos geradores de vapor produzidos pelos principais fornecedores do setor sucroalcooleiro são apresentados na Figura 6. Dos anos 1970 até os 2000, a configuração mais comum era baseada em parâmetros de 22 bar e 300 °C; Hoje é usual encontrar geradores de vapor com parâmetros de 67 bar e 520 °C, embora valores de 120 bar e 520 °C sejam encontrados em novos sistemas de queima em leito fluidizado (BURIN, 2015).

Figura 6 – Evolução dos principais parâmetros de vapor no setor sucroalcooleiro



Fonte: Traduzido de Burin (2015)

1.2 ENERGIA SOLAR

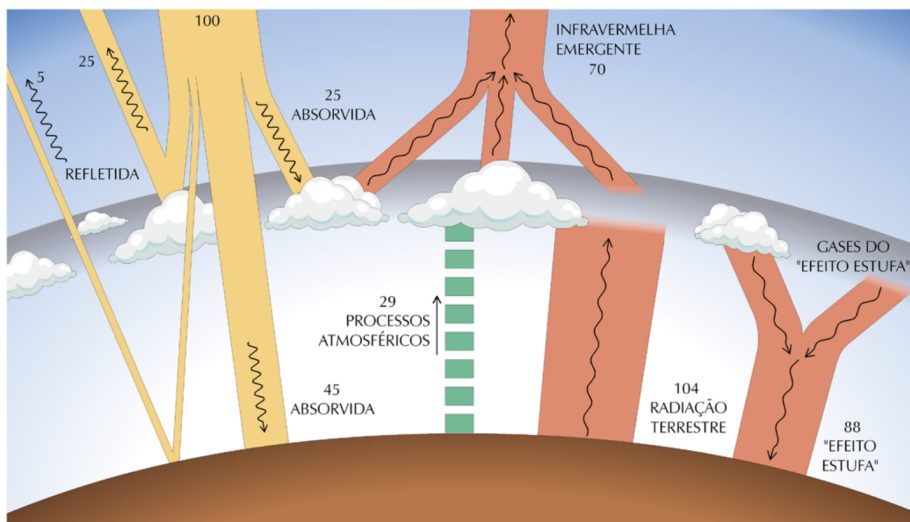
Considerada uma fonte renovável, confiável e bem distribuída ao longo do globo terrestre, a energia solar, entretanto, tem seu uso inviabilizado em algumas situações devido à baixa densidade de potência e à grande intermitência com as quais a radiação solar chega à superfície terrestre. As variações na disponibilidade de potência são determinísticas, como as estacionais e outras menos previsíveis como as meteorológicas (particularmente o vapor de água presente nas nuvens).

A energia solar chega à superfície terrestre nas formas térmica e luminosa e segundo Markandya e Wilkinson (2007), após parte da radiação solar ser refletida pela atmosfera, cerca de $3,9 \cdot 10^{24}$ J incidem na superfície terrestre a cada ano, sendo cerca de 10 mil vezes superior a energia consumida no mundo. Se menos de 1% da energia fornecida pelo sol fosse utilizada diretamente e indiretamente, já seria o suficiente para suprir todas as necessidades do homem. Desta energia, cerca de 35% é refletida de volta ao espaço, sob a forma de luz, pela própria atmosfera (7%), pelas nuvens (24%) e pelas superfícies de terras e oceanos (4%). Além disso, outros 43% da energia incidente retornam ao espaço sob a forma de radiação infravermelha, ou seja, calor refletido por tudo que compõe a crosta terrestre. Dos 22% restantes, a maior parcela corresponde à manutenção do ciclo das águas (evaporação, precipitação, etc.); somente cerca de 0,2% da energia total se relaciona com o processo de formação dos ventos, ondas e correntes marítimas e 0,02% diz respeito ao processo de fotossíntese (BORGES; RIBEIRO, 2009). Na Figura 7 estão representados, de forma bastante simplificada, os principais processos de interação da radiação solar e da radiação térmica no sistema Atmosfera-Terra.

1.2.1 Radiação Solar

A potência solar que chega até a superfície terrestre, medida fora da atmosfera, tem um valor médio de 1367 W/m^2 , valor conhecido como constante solar. Parte dessa é refletida e absorvida na camada da atmosfera por moléculas em suspensão, outra parte é difratada

Figura 7 – Diagrama simbólico dos processos de interação da radiação solar com a atmosfera terrestre



Fonte: Gambi (1998) apud. Pereira et al. (2006)

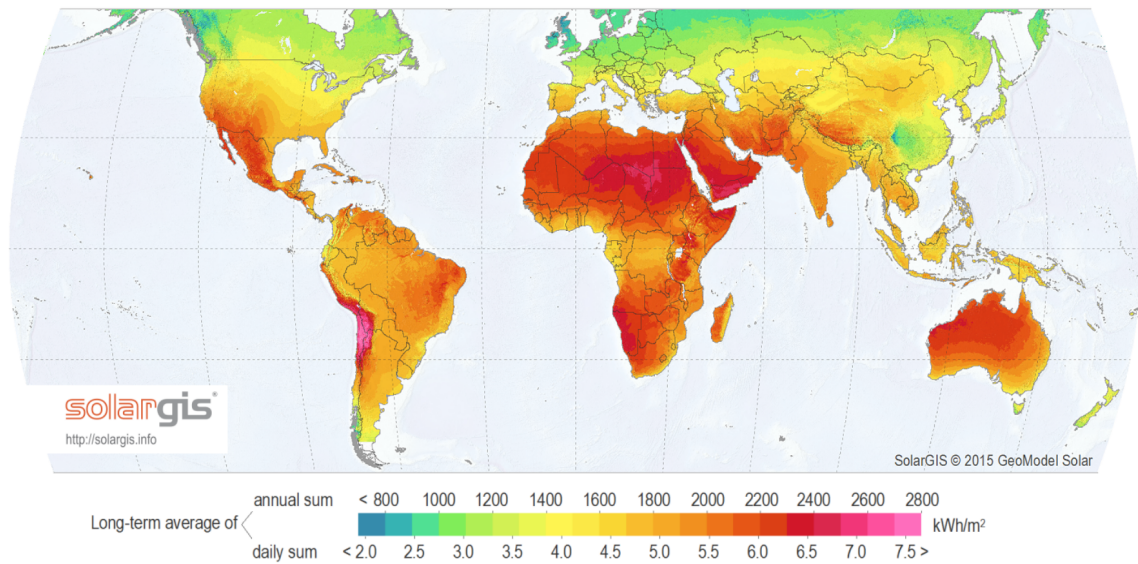
pela atmosfera e pelo próprio vapor d'água contido nas nuvens, chamada de Radiação Solar Difusa. Outra parcela chega de forma direta na superfície terrestre, Radiação Direta Normal ou do inglês, *Direct Normal Irradiance*, *DN_I*. À soma das duas parcelas que chegam à superfície terrestre, de forma direta e difusa, dá-se o nome de Radiação Global. É comum, todavia, contabilizar na Radiação Global uma parcela de radiação solar que é refletida pelo solo. O nome atribuído a tal parcela é Radiação de Albedo, ou simplesmente Albedo (SUKHATME S. P.; NAYAK, 2008).

A quantidade de radiação solar média disponível em um determinado local depende do seu posicionamento geográfico. Um dos instrumentos de medição mais conhecidos é o piranômetro, cujo princípio de funcionamento consiste em produzir uma tensão mediante um conjunto de termopares em função da radiação incidente, sendo medido na sequência por um potenciômetro. Deve-se considerar que os sensores destes aparelhos respondem de forma independente ao comprimento de onda e ao ângulo de incidência da radiação solar, diminuindo assim a margem de erro na medição (PINHO J. T.; GALDINO, 2014). Outra forma de determinar a radiação disponível em um local é pelo uso de mapas e banco de dados que possuem registros de dados de estações meteorológicas e satélites. Como exemplos de bases de dados, pode-se mencionar por exemplo as disponibilizadas pelo programa EnergyPlus (ENERGYPLUS, 2017) e pelo projeto SWERA (Solar and Wind Energy Resource Assessment) que tomando os dados solares fornecidos pelo INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) gerou um atlas de energia solar para o Brasil (SWERA, 2016). Ambas as plataformas disponibilizam de forma gratuita dados conhecidos como Anos Meteorológicos Típicos, mais conhecidos pela sigla em inglês TMY para *Typical Meteorological Year*. Além destas, outras como SolarGIS e Meteonorm também possuem bases de dados semelhantes, porém não oferecem gratuitamente o serviço.

Com base em mapas de satélite disponibilizados pela plataforma SolarGIS, pode-se notar como as regiões que apresentam a maior incidência de energia solar anual são as regiões

tropicais ou as desérticas. Nessas áreas o potencial energético é maior e os investimentos apresentam um retorno mais rápido. A Figura 8 mostra o mapa da distribuição da irradiação solar global.

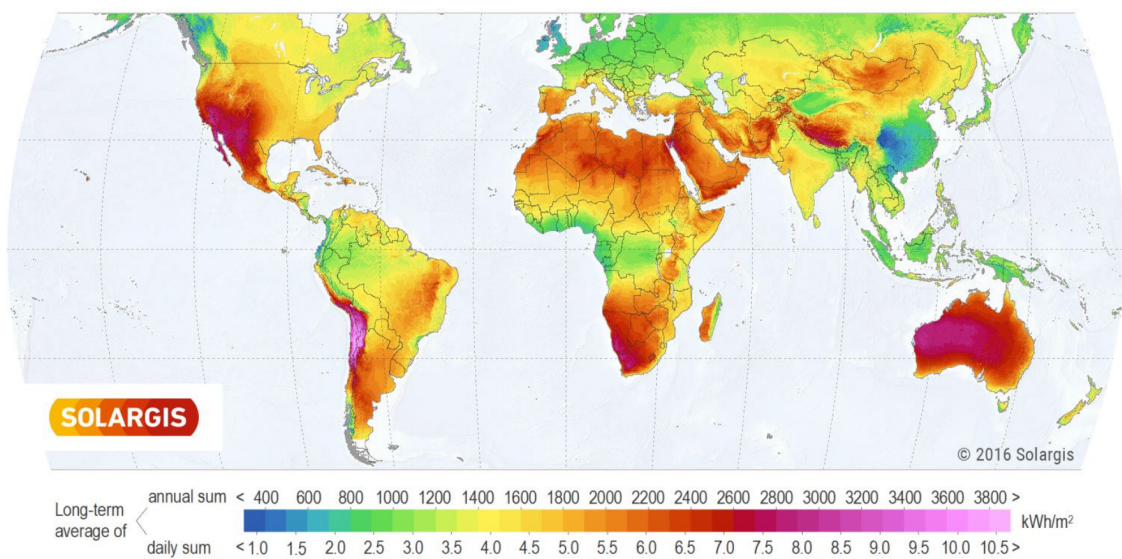
Figura 8 – Radiação solar global anual



Fonte: SolarGIS (2015)

No caso dos coletores solares que operam com energia concentrada é importante definir as áreas em que a irradiação solar direta atua com mais intensidade. A Figura 9 ilustra, em vermelho, a faixa brasileira entre o Nordeste e o Centro-Oeste na qual a radiação normal direta média é maior.

Figura 9 – Radiação solar direta anual



Fonte: SolarGIS (2015)

1.2.2 Tecnologias de Conversão de Energia Solar

1.2.2.1 Sistemas fotovoltaicos

O método de conversão energética a partir de sistemas fotovoltaicos consiste em transformar a radiação solar diretamente em corrente elétrica mediante o efeito fotovoltaico, conversão direta da energia da luz (espectro visível) em energia elétrica. A célula fotovoltaica é o elemento que realiza esta conversão (PINHO J. T.; GALDINO, 2014). Estes dispositivos coletam os fótons presentes na radiação solar fazendo os elétrons presentes no interior da célula se deslocarem, produzindo assim a corrente elétrica desejada. O emprego dos sistemas de módulos fotovoltaicos apresenta uma série de vantagens entre quais se destacam: é opcional a presença de partes móveis (para o mecanismo de seguimento solar, em inglês *tracking*) o que gera uma pequena necessidade de manutenção; são elementos de fácil implementação, além de serem adaptados para diferentes demandas de potência. Finalmente, este tipo de sistema apresenta um bom desempenho operando com captação de radiação direta e difusa (KALOGIROU, 2014a).

1.2.2.2 Sistemas termossolares

Diferente do princípio de funcionamento dos módulos fotovoltaicos, os sistemas termossolares estão encarregados de converter a energia da radiação solar e energia térmica, através de um fluido de trabalho. Estes coletores podem ser concentradores ou não.

A utilização da energia solar para aquecimento de água em baixas temperaturas (entre 60 e 80 °C) é uma abordagem bastante difundida. Esta é uma das formas mais eficientes de aproveitamento da energia solar, com rendimentos ao redor de 70-80%. Com um coletor de 83% de eficiência, a eficiência anual de 51% foi encontrada, mas esta tecnologia limita-se a aplicações domésticas ou de indústrias leves (SHUKLA et al., 2013).

A chamada heliotermy ou energia solar concentrada é utilizada há milhares de anos. As tecnologias de concentração, já na época utilizando vidros e espelhos com o intuito de aquecer diversos materiais têm exemplos clássicos como os romanos e gregos que a utilizavam para acender tochas para propósitos religiosos. No início do século XX foi desenvolvido o Pirelióforo, um aparelho que concentrava os raios solares numa superfície, levando-a à temperatura de 3800 °C (PEREIRA, 2004). Os modernos coletores denominados Concentradores de Energia Solar, conhecidos pela sigla em inglês CSP para *Concentrating Solar Power*, são utilizados para fornecer calor a altas temperaturas para geração de potência em ciclos térmicos convencionais, com ou sem a assistência de combustíveis. No mercado atual existem 4 tecnologias de CSP que são apresentadas na Tabela 1 e podem ser classificadas, duas a duas, como lineares ou pontuais e ainda de acordo com a mobilidade do receptor. A Figura 10 apresenta esquematicamente os componentes básicos dos concentradores solares classificados na Tabela 1.

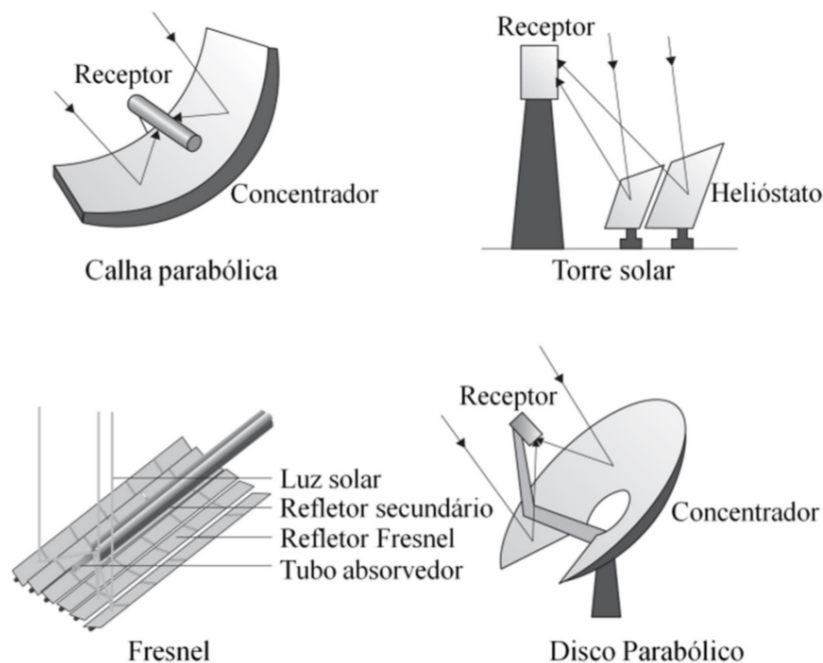
Nos concentradores de tipo Disco Parabólico (abaixo e à direita na Figura 10) consegue-se rastrear o Sol através de um sistema de *tracking* com dois graus de liberdade. A radiação normal direta é concentrada no ponto focal do disco, pelo qual circula o fluido de trabalho. A energia térmica pode ser transportada através de tubulações ou existe também a possibilidade

Tabela 1 – Tecnologias de concentração solar

Receptor	Foco	
	Linear	Pontual
Fixo	Linear Fresnel	Torre Solar
Móvel	Calha Parabólica	Disco Parabólico

do acoplamento direto entre o receptor e um moto-gerador (como motores Stirling) a fim de convertê-la em energia elétrica. Os discos parabólicos podem alcançar temperaturas de até 1500 C (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Figura 10 – Concentradores solares



Fonte: Pitz-Paal (2008), traduzido por Galante (2015)

As Torres Solares (*Solar Towers* em inglês), também conhecidas como Torre Central ou ainda como Campo Heliostático (acima e à direita na Figura 10) são sistemas utilizados quando altos níveis de captação de radiação térmica são demandados. Estão caracterizados por um conjunto de espelhos móveis espalhados que apontam a um ponto em comum localizado no alto de uma torre. O fluido de trabalho é aquecido nesse ponto e circula a fim de transportar a energia absorvida. Este tipo de tecnologia pode aumentar a temperatura do fluido até 1500 C (KALOGIROU, 2014a).

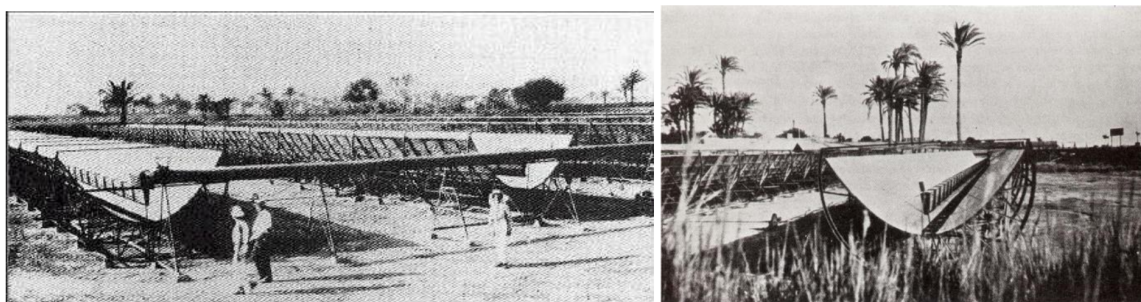
Os concentradores do tipo Fresnel consistem no agrupamento de espelhos lineares situados de tal forma que seja possível concentrar a radiação absorvida num receptor fixo montado acima dos espelhos como mostra a Figura 10 (abaixo e à esquerda). Esta tecnologia pode ser comparada com os coletores de calha parabólica, pois apresenta um funcionamento similar. Porém, torna-se mais econômico implementá-la, pois não é necessário utilizar elementos com formas complexas. Além disso, esta tecnologia pode ser empregada perto do solo, o que

resulta em uma diminuição de requisitos estruturais. O princípio de rastreamento deste sistema é de um eixo, também é auxiliado mediante um espelho de forma parabólica localizado na parte superior do tubo, a fim de obter uma melhor focalização da energia (Idem).

Calhas parabólicas ou cilindros parabólicos (conhecidos pela sigla em inglês PTC para *Parabolic Trough Collector*) são a tecnologia de concentração mais madura representando cerca de 88% em termos de capacidade instalada no mundo. Normalmente esse tipo de sistema usa óleo térmico como fluido de trabalho (HTF, sigla do inglês *Heat Transfer Fluid*) o que limita a temperatura de operação em aproximadamente 400 °C. O uso de sais fundidos e a geração direta de vapor (DSG, do inglês *Direct Steam Generation*) nesse tipo de coletor ainda está sob desenvolvimento. O fator de capacidade das plantas que empregam calhas parabólicas sem armazenamento térmico variam entre 25 e 28%, dependendo principalmente da quantidade anual de radiação normal direta. O armazenamento de óleo térmico durante as horas de sol, por sua vez, provê fatores de capacidade da ordem de 40% (o que representa cerca de 7 horas de operação da turbina em cargas nominais) (BURIN, 2015).

John Ericsson construiu o primeiro coletor cilindro parabólico em 1880. Ele o usou para acionar um motor a ar. Em 1907 Wilhelm Meier e Adolf Remshardt patentearam um PTC na Alemanha. Em 1913 no Egito foi construída uma planta de 45 kW para bombeamento de água usando coletores cilindro parabólicos com comprimentos de 62 m e 4 m de largura; a área de abertura era de 1200 m² e o sistema bombeava até 27 mil litros de água por minuto. A Figura 11 apresenta duas fotografias da planta que foi desativada em 1915 devido ao cenário da Primeira Guerra Mundial e à uma redução nos preços de combustíveis, o que tornou mais viável a aplicação de tecnologias de combustão (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012).

Figura 11 – Calhas parabólicas instaladas no Egito em 1913



Fonte: Adaptado de Günther et al. (2012)

O interesse na tecnologia de calhas parabólicas não foi reportado novamente até a década de 1970 quando o Departamento de Energia dos Estados Unidos começou a desenvolver vários projetos devido à crise do petróleo dentre os quais se destacam:

- Entre 1977 e 1982 a companhia Acurex instalou sistemas demonstrativos com PTC em uma área de abertura de quase 10 hectares nos EUA para geração de calor para processo (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012);
- A primeira planta solar de coletores lineares (150 kW) construída em 1979 em Coolidge, Arizona (WINTER; SIZMANN; VANT-HULL, 1991);

- Nove estados membros da Agencia Internacional de Energia participaram do projeto demonstrativo de 500 kW na Plataforma Solar de Almería que entrou em operação em 1981 (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012); e
- O primeiro projeto privado de geração de potência com sistema PTC numa área de 5580 m² entrou em operação em 1983 no Arizona, EUA. O sistema operava numa planta de processamento de cobre e gerava calor de processo (GEYER; "et al.", 2002) apud (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012).

Entre 1983 e 1986 as duas primeiras plantas comerciais solares foram construídas no Deserto Mojave na Califórnia. As plantas denominadas SEGS I e II, sigla do inglês para *Solar Electric Generating System* foram desenvolvidas inicialmente com potências limitadas a 30 MW_e, o que foi acrescido até 80 MW_e nos anos seguintes. No total, nove plantas com um total de 354 MW foram instaladas (KALOGIROU, 2014c); as principais características das mesmas são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Principais características das plantas SEGS

SEGS	Ano	Potência [MW _e]	Temperatura [°C]	Área [m ²]	Geração anual [GW _e h]
I	1985	13,8	307	82960	30
II	1986	30	319	190338	80
III/IV	1987	30	349	230300	93
V	1988	30	349	250500	93
VI	1989	30	390	188000	91
VII	1989	30	390	194280	93
VIII	1990	80	390	464340	253
IX	1991	80	390	483960	256

Fonte: Traduzido e adaptado de Günther et al. (2012)

Os valores apresentados na quarta coluna da tabela acima correspondem ao da temperatura do fluido de trabalho na saída do campo solar. Usualmente, trabalhando com óleos térmicos a temperatura máxima não excede os 400 °C. Nesse sentido, o uso de água através de DSG permite maiores temperaturas pela ausência do perigo de inflamabilidade que os óleos térmicos apresentam, entretanto há problemas como os gradientes de temperatura e a fadiga produzida nos tubos absorvedores devido ao fluxo bifásico água-vapor que circula em seu interior. Além disso, é necessária pesquisa experimental para determinar as diferentes formas como o vapor pode ser gerado em sistemas com PTC, o controle e o armazenamento (PITA, 2008). Na sequência são apresentadas algumas vantagens e desafios no uso da geração direta de vapor (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012).

Vantagens:

- O uso de maiores temperaturas permite um incremento na eficiência do ciclo;
- O número de componentes pode ser reduzido pois não há necessidade de troca de calor entre os fluidos de trabalho do campo solar e do ciclo de Rankine;
- O próprio óleo térmico representa um componente caro das plantas termossolares;

- Como não há transferência de calor entre os fluidos de trabalho, reduzem-se as perdas térmicas;
- O uso de vapor como fluido de trabalho pode reduzir a temperatura média de transferência de calor no tubo absorvedor e reduzir assim as perdas térmicas. Essa redução é significativa pois em grande parte do campo o processo de ebulição é realizado, o que é feito a temperaturas reduzidas, enquanto que o superaquecimento é efetuado em partes menores do campo solar; e
- A água, em comparação com os demais fluidos de trabalho apresenta vantagens como: ser ambientalmente mais amigável que óleos térmicos; ser menos corrosiva que sais fundidos; e seu ponto de congelamento é muito menor que o de sais fundidos e um pouco menor que o de óleos térmicos o que significa que a proteção anti-congelamento é reduzida.

Desafios:

- Um importante desafio da geração direta de vapor é a alta pressão do fluido de trabalho no tubo absorvedor. Além disso, como os receptores devem ser móveis e por necessitarem conexões flexíveis a geração direta se mostra mais complicada em coletores de calha parabólica.
- Não há grandes sistemas de armazenamento para DSG disponíveis comercialmente.
- O controle do campo solar é mais difícil que em sistemas de geração indireta de vapor. Isso se aplica sobretudo aos sistemas superaquecedores de vapor.

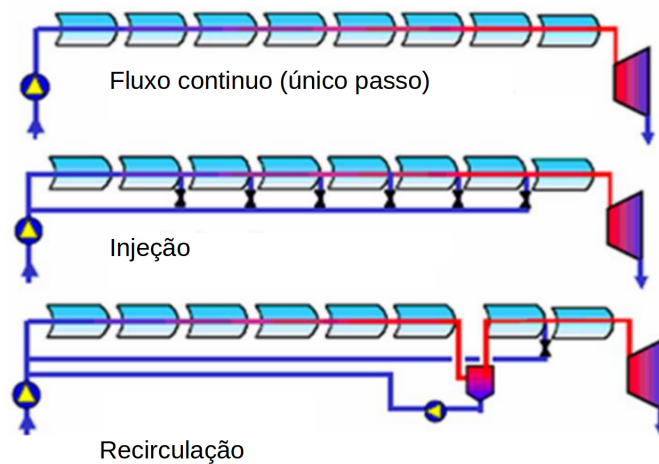
Embora a geração direta de vapor em plantas de coletores cilindro parabólicos incremente o custo do sistema de tubulações, já que a pressão ótima do fluido de trabalho se situa acima de 100 bar, o investimento global é reduzido já que se eliminam os trocadores de calor intermediários para a geração de vapor, assim como todos os elementos associados ao circuito do fluido de trabalho (no caso de óleo térmico: sistemas anti-incêndio, tanques de expansão, sistemas de aquecimento para o tanque de armazenamento, etc.) (PITA, 2008).

O rendimento global é aumentado por vários fatores como: ausência de geradores de vapor intermediários; menores perdas térmicas; e maiores parâmetros de vapor no bloco de potência. Esta tecnologia apresenta, em relação às convencionais, um aumento de cerca de 7% no rendimento anual e uma redução de 9% nos custos do sistema solar, o que representa um redução de 10% no Custo Nivelado da Energia (LCOE do inglês *Levelized Cost of Energy*). Estes dados foram obtidos para uma planta de 10 MW e operando em condições bem definidas (SVOBODA; DAGAN; KENAN, 1997).

Na Figura 12 apresentam-se os três esquemas básicos para a geração direta de vapor em coletores de calha parabólica. Todos os componentes da instalação têm uma operação flexível, de forma que também é possível uma combinação das configurações básicas.

No processo em fluxo contínuo (de único passo) a água de alimentação é pré-aquecida, evaporada e convertida em vapor superaquecido conforme circula desde a entrada até a saída

Figura 12 – Processos básicos de geração direta de vapor em PTC



Fonte: Traduzido de Zarza et al. (2002)

da linha de coletores. Os altos gradientes de temperatura são evitados inclinando os coletores. A principal vantagem dessa opção é sua simplicidade, enquanto que o maior problema técnico é o controle dos parâmetros de vapor na saída, frente a transitórios da radiação solar. Já no processo de injeção o eixo dos coletores está em posição horizontal e se injetam pequenas quantidades de água ao longo da linha. Os altos gradientes de temperatura são evitados se mantido o valor da vazão mássica acima de um valor nominal. A principal vantagem dessa configuração é o controle simplificado das condições do vapor superaquecido na saída da linha. Como inconveniente, apresentam-se seu alto custo e maior complexidade técnica. A terceira opção, processo de geração direta de vapor com recirculação, é a mais conservadora. Nesse caso, há um separador água-vapor na saída da seção de pré-aquecimento e evaporação. A vazão mássica de água de alimentação é muito maior que a de vapor gerado no sistema, apenas uma fração da água que circula na zona de evaporação se converte em vapor. No separador, o vapor úmido é separado em água que recircula na entrada do campo solar e em vapor seco que é sobreaquecido na seção seguinte. O excesso de água na zona de evaporação previne a estratificação. Esse sistema é de fácil controle, mas a recirculação incrementa as cargas parasíticas do sistema assim como os custos (PITA, 2008).

A primeira planta termoelétrica de cilindros parabólicos empregados para a geração direta de vapor foi construída em Kanchanaburi, Tailândia. A companhia alemã Solarlite construiu uma planta de 5 MW_e que deve ser estendida para 9 MW_e e exportar eletricidade para a rede pública. O campo solar gera vapor superaquecido e consiste de 12 evaporadores e 7 superaquecedores. Uma combinação de recirculação e injeção foi aplicada na operação do campo e foi verificado que a integração dos processos básicos permite um melhor controle dos parâmetros de vapor mesmo durante variações de radiação solar. Os parâmetros operacionais são de $330 \text{ }^\circ\text{C}$ e 30 bar para os quais o sistema apresenta uma eficiência de 26%. A Figura 13 apresenta uma fotografia da planta em processo de implantação (SOLARITE, 2016). A Tabela 3 mostra a potência instalada ou em construção de plantas solares ao redor do mundo que utilizam tecnologias heliotérmicas. (SolarPaces, 2016)

Figura 13 – Planta Solar de Kanchanaburi



Fonte: Solarlite (2016)

Tabela 3 – Projetos com CSP por país

País	MW	%
EUA	3470	36,7
Espanha	2304	24,4
Oriente Médio e Norte da África	1193	12,6
Chile	870	9,2
África do Sul	500	5,3
Índia	497,5	5,3
China	292,5	3,1
Outros países da Europa	231	2,4
Austrália	53	0,6
Argentina	20	0,2
México	14	0,1
Tailândia	5	0,1
Total	9450	100

Fonte: Solar Paces (2016)

1.2.2.3 Cogeração solar/solar, ou sistemas híbridos PV/T

Considerando que a eficiência de sistemas fotovoltaicos varia entre 5 e 20%, dependendo do tipo de célula e que esse rendimento diminui quanto maior for a temperatura das células fotovoltaicas¹, torna-se interessante a integração de sistemas térmicos de resfriamento

Dois tipos básicos de sistemas desse tipo podem ser considerados dependendo do fluido de trabalho empregado: a ar ou a água. Os sistemas a ar são mais baratos que os a água e são indicados para aplicações em construções em países de médias e altas latitudes. Os sistemas a água podem ser usados efetivamente em todas as estações, principalmente em países de baixas latitudes (KALOGIROU, 2014c).

Schmidt (2016) apresenta um estudo numérico e experimental de um sistema heliotérmico-fotovoltaico CPV-T (do inglês, *Concentrated photovoltaic and thermal*), os resultados numéricos mostraram que o sistema tem melhor eficiência ao ser resfriado pela água ao invés do ar e também tem melhor aproveitamento térmico ao afastar a célula fotovoltaica do vidro, devido a presença de ar confinado entre as mesmas; experimentalmente, obteve-se uma temperatura de

¹ Para células de Silício monocristalinas (c-Si) e policristalinas (pc-Si), o valor da eficiência é reduzido em aproximadamente 0,45% para o acréscimo de um grau de temperatura (PINHO J. T.; GALDINO, 2014).

168 °C na superfície da célula com aproveitamento térmico do ar de aproximadamente 40%, valores próximos aos calculados numericamente, 250 °C e 55%, respectivamente.

1.3 GERAÇÃO E COGERAÇÃO HÍBRIDAS: COMBUSTÍVEL/SOLAR

Em plantas novas ou existentes pode-se integrar a energia solar concentrada nos chamados ciclos híbridos. O compartilhamento da infraestrutura torna possível a redução dos custos da geração solar. Além disso, a necessidade de armazenamento térmico é reduzida devido a disponibilidade de combustível.

A primeira proposta de planta híbrida foi feita por McDonald (1986) onde se visava a geração de potências elétrica e térmica num ciclo fechado a gás onde discos parabólicos aqueceriam o fluido de trabalho pressurizado paralelamente a uma caldeira de leito fluidizado que queimaria lixo urbano. Essa planta foi proposta para resolver a necessidade de fornecimento constante de energia elétrica, mesmo no período noturno.

A energia solar pode ser integrada a ciclos combinados nos chamados ISCC, sigla do inglês *Integrated Solar Combined Cycles* onde a potência térmica gerada pelos concentradores pode ser utilizada para reduzir o consumo de combustível ou para gerar potência elétrica adicional (ZHU et al., 2015). Receptores a ar comprimido representam uma tecnologia em desenvolvimento pela qual o fluido, comprimido pode ser aquecido a 1000 °C. Dessa forma, o consumo de combustível é reduzido em turbinas a gás. A eficiência Solar para Eletricidade, η_{SE} (conhecida em inglês como *Solar-to-electricity efficiency*) depende da temperatura de operação do campo solar e da eficiência do próprio ciclo combinado (QUERO et al., 2014).

A configuração mais explorada na literatura relacionada a ciclos de Rankine hibridizados com energia solar concentrada é a chamada assistência solar para aquecimento de água de alimentação (SAFWH: sigla em inglês para *Solar Aided Feedwater Heating*) na qual implementa-se a substituição de uma extração da turbina para pré-aquecimento de água de alimentação com energia solar. Vários trabalhos mostram que quanto maiores os parâmetros de vapor da extração substituída, maiores são as eficiências do campo solar, tanto operando em modo de geração de potência adicional, quanto em modo de economia de combustível (SURESH; REDDY; KOLAR, 2010), (YAN et al., 2010), (POPOV, 2011), (HOU et al., 2011), (YANG et al., 2011).

Geradores de vapor a combustível sólido como carvão e biomassa podem também ser complementados por campos solares. Nixon et al. (2012) e Peterseim et al. (2014a) avaliaram a operação de concentradores solares em paralelo com caldeiras gerando vapor superaquecido nas mesmas condições. Peterseim et al. (2014b) determinaram o ganho em eficiência devido ao superaquecimento de vapor gerado em coletores cilindro parabólicos com uma caldeira a biomassa. Zhao (2012) propôs a geração de vapor saturado para reduzir a carga de um gerador de vapor a carvão. O vapor saturado gerado no campo solar era injetado no tubulão de uma caldeira convencional para daí ser superaquecido.

A geração direta de vapor superaquecido em paralelo com uma caldeira a biomassa foi analisada por Srinivas e Reddy (2014). Foram usados concentradores do tipo cilindro parabólica

e o combustível empregado no gerador de vapor era palha de arroz. O estudo mostra que a eficiência do sistema aumenta com o aumento da pressão de operação da caldeira e também que a eficiência cai com o aumento da temperatura de superaquecimento do vapor; isso ocorre pelo aumento das perdas térmicas dos concentradores solares. Os autores mostram que a queda da eficiência do sistema com a entrada da energia solar ocorre pois a eficiência dos coletores solares é menor do que a eficiência do sistema de combustão. Expôs-se ainda que para cada fração de participação solar há uma pressão ótima de operação do sistema, que variou de 5000 para 4000 kPa com o aumento da participação solar de 10% para 50%. O estudo de caso foi validado numa planta de 3,5 MW localizada em Andhra Pradesh, Índia.

Galante (2015) analisa o comportamento térmico de uma planta termoelétrica de cogeração a biomassa assistida por concentradores Linear Fresnel. O sistema é analisado para cada hora do ano típico meteorológico, considerando a cidade de Santa Maria - RS como referência, onde é determinada a eficiência dos coletores solares e a eficiência de conversão de energia solar para energia elétrica, bem como o comportamento do sistema com as diferentes cargas de energia solar.

Burin e Bazzo (2013) estudaram algumas particularidades da hibridização das plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro brasileiro com energia solar. Utilizando a tecnologia da calha parabólica no aquecimento de óleo térmico para substituir uma das extrações da turbina no pré-aquecimento regenerativo da água de alimentação. Na simulação anual realizada, o sistema solar opera apenas no período da entressafra (de janeiro a março), levando a um aumento de 0,94% de potência gerada. Como a operação do campo solar ocorre somente por três meses, a eficiência anual de conversão solar-elétrica foi de apenas 8,41%.

Outros estudos com concentradores do tipo Torre Solar e Linear Fresnel em diferentes arranjos de integração são propostos em (BURIN et al., 2015) e (BURIN et al., 2016) usando como ciclo base uma planta localizada no estado do Mato Grosso do Sul, equipada com dois geradores de vapor com capacidade de 170 t/h de vapor a 67 bar e 525 °C nos quais o vapor superaquecido é posteriormente expandido em paralelo em uma turbina de condensação com extração e em outra de contrapressão. As propostas de hibridização são: layout 1 - pré-aquecimento de água de alimentação com energia solar; layout 2 - geração de vapor saturado com energia solar e posterior superaquecimento nos geradores de vapor a biomassa; e layout 3 - geração de vapor superaquecido em paralelo com a caldeira a biomassa. Concentradores Linear Fresnel e Calha Parabólica são implementados nos layouts 1 e 2 (com geração direta de vapor apenas no layout com Linear Fresnel), enquanto a configuração de Torre Solar é usada no layout 3. A exportação de eletricidade para a rede foi aumentada em 1,3 % (layout 1/linear Fresnel) e em 19,8 % (layout 3/Torre Solar) em comparação com o caso base. Foi determinado que o custo nivelado de energia, LCOE, variou entre 220 US\$/MWh (layout 3/Torre Solar) e 628 US\$/MWh (layout 1/Linear Fresnel).

A Tabela 4 apresenta as plantas híbridas solar/combustível cadastradas em NREL (2014) em funcionamento em diferentes países. Essas plantas operam, em sua maioria, com a tecnologia de calha parabólica junto de ciclos combinados a gás natural; note que a potência solar varia entre 2 e 50 MW e os combustíveis mais empregados são fósseis.

Tabela 4 – Plantas híbridas combustível/solar em operação

País	Planta	Combustível	Potência Solar	CSP
Argélia	ISCC Hassi R'mel	Gás Natural	25 MW	Calha Parabólica
Austrália	Kogan Creek Solar Boost	Carvão	44 MW	Fresnel
Austrália	Liddell Power Station	Carvão	9 MW	Fresnel
Chile	Mejillones	Carvão	5 MW	Fresnel
Egito	ISCC Kuraymat	Gás Natural	20 MW	Calha Parabólica
Espanha	Borges Termosolar	Biomassa	22,5	Calha Parabólica
Iran	Yazd Solar Power Plant	Gás Natural	20 MW	Calha Parabólica
Itália	Archimede	Gás Natural	4,72 MW	Calha Parabólica
México	Agua Prieta II	Gás Natural	14 MW	Calha Parabólica
Marrocos	Airlight Energy Ait Baha Plant	Calor Residual	3 MW	Calha Parabólica
Marrocos	ISCC Ain Beni Mathar	Gás Natural	20 MW	Calha Parabólica
Estados Unidos	Colorado Integrated Solar Project	Carvão	2 MW	Calha Parabólica
Estados Unidos	Marin Next Generation	Gás Natural	75 MW	Calha Parabólica
Estados Unidos	Palmdale	Gás Natural	50 MW	Calha parabólica
Turquia	Karaman	Gás Natural	50 MW	Torre Solar

Fonte: NREL (2014) apud. Galante (2015)

1.3.1 Potencial Disponível

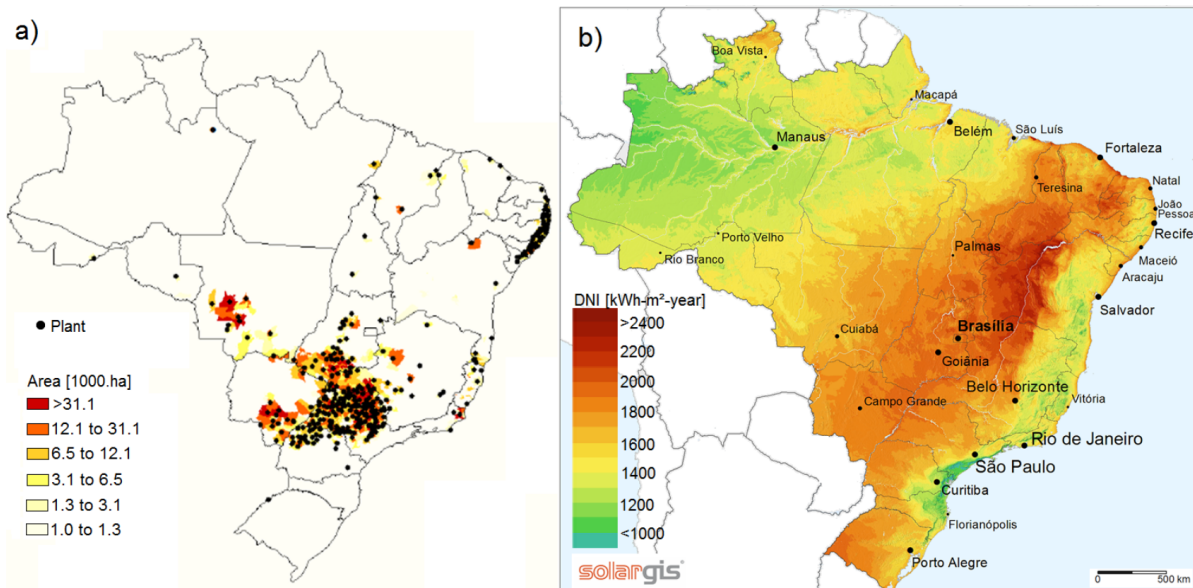
Os Sistemas de Informações Geográficas (GIS, de *Geospatial Information System*) são, em boa parte, programas livres de códigos abertos que conjugam informações territoriais e dados cadastrais de forma muito eficaz. Ajudam na identificação de potenciais fornecedores e consumidores de energia, que atuam no mesmo território. Peterseim et al. (2014) analisam o potencial do território australiano para plantas híbridas solar/combustível de 50-60 MW_e em locais com radiação maior de 18 MJ/m²/dia e que tenham disponibilidade de combustíveis alternativos como bagaço, resíduos florestais, resíduos sólidos urbanos entre outros.

Em outro trabalho, Peterseim et al. (2014b) apresentam uma identificação a nível global de regiões com média de radiação normal direta maior que 1800 kWh/m²/ano e que possuam disponibilidade de biomassa para a hibridização de termoelétricas; não se identifica a região da maioria das plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro brasileiro (região Centro-Sul). Os locais identificados são referentes às regiões norte e nordeste do país.

O setor sucroalcooleiro brasileiro tem uma concentração regional acentuada na região

Centro-Sul como pode ser visto na Figura 14a, abrangendo as regiões sul (norte do Paraná), sudeste e centro-oeste, assim como uma parte do litoral nordestino. A disponibilidade de energia solar nesta área é considerada boa, como pode-se ver na Figura 14b os níveis de radiação chegam a 2000 kWh/m²/ano nas regiões onde boa parte das plantas estão localizadas; tal valor é similar aos 2100 kWh/m²/ano tipicamente encontrados na região do sul espanhol.

Figura 14 – Identificação do potencial para integração de CSP no setor sucroalcooleiro: a) localização das usinas; b) Incidência de radiação normal direta no território nacional



Fonte: a) Jank (2011) apud. Burin (2015); b) SolarGIS (2015)

2 CICLO BASE DE COGERAÇÃO

Este capítulo destina-se à descrição de um ciclo de cogeração que será usado como base para o estudo da hibridização com energia solar. Serão apresentados os principais componentes e suas características operacionais de forma a estruturar um modelo termodinâmico que represente a operação e a performance da planta em regime permanente.

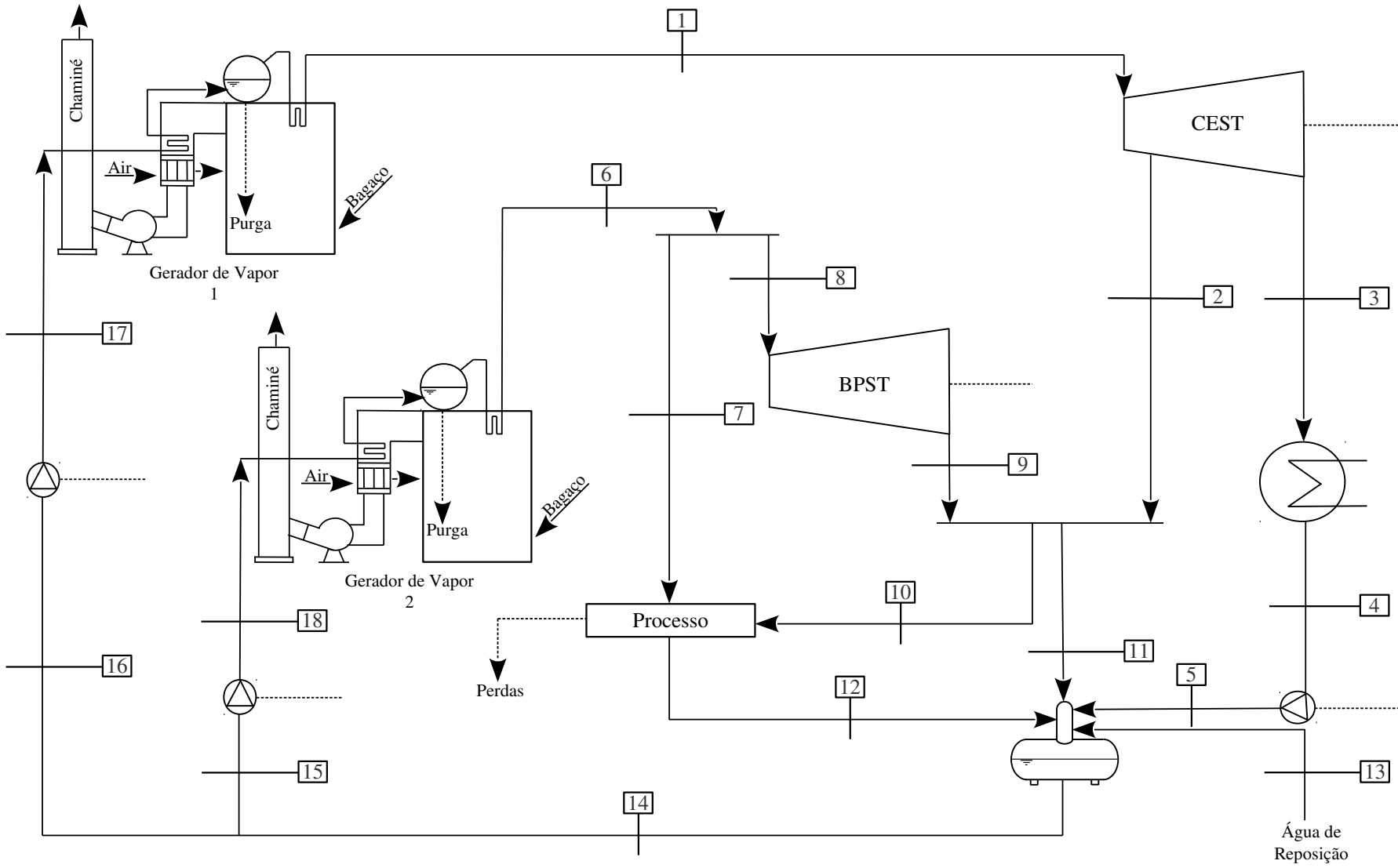
2.1 DESCRIÇÃO DO CICLO DE COGERAÇÃO

Tomou-se como base uma planta de cogeração localizada na cidade de Cosmópolis no estado de São Paulo. As características operacionais estão baseadas em dados reais informados por funcionários da Usina Açucareira Ester S.A. A Figura 15 apresenta a estrutura do ciclo termodinâmico da planta de cogeração. O processo produtivo apresenta uma capacidade de moagem de 487 toneladas de cana por hora durante o período efetivo de safra; o período de safra dura aproximadamente 250 dias, mas o fator de capacidade das usinas socroalcooleiras da região Centro-Sul fica entre 80 e 85% (BRESSAN; ANDRADE, 2013). Isso é devido à impossibilidade de efetuar a colheita em dias chuvosos ou enquanto o solo estiver muito úmido. Uma limitação da implementação deste modelo consiste em utilizar como intervalo de tempo de simulação a sequência de 5000 horas, correspondentes ao tempo médio efetivo de safra, a partir do começo de Abril.

A planta opera em regime de cogeração fornecendo vapor de processo e eletricidade para o processo produtivo de açúcar e álcool. O consumo de vapor é equivalente a 440 kg de vapor por tonelada de cana moída, sendo que desse valor 98,13% constitui-se de vapor superaquecido a 0,25 MPa e 185,4 °C e 1,86% de vapor superaquecido a 2,06 MPa e 330 °C. Esta quantidade é proveniente do Gerador de Vapor 2 e serve para o acionamento de centrífugas e aquela, da extração da CEST e da saída da BPST. Os equipamentos do processo produtivo são tratados como uma caixa preta de forma que na saída (entrada do desaerador), o fluido de trabalho é considerado líquido saturado a pressão de 0,25 MPa. As únicas perdas que ocorrem no processo consideradas neste trabalho, são as devidas à inestabilidade e foram informadas pelos funcionários como montando aproximadamente 5 toneladas por hora. São levadas em conta para a determinação da quantidade de água de reposição, assim como as purgas das caldeiras que são misturadas com leite de cal e encaminhadas aos lavadores de gases de combustão.

As demandas de energia elétrica a mecânica são de 7 e 12,32 kWh por tonelada de cana moída, respectivamente. O bagaço, proveniente de toda a quantidade de cana que passa pelos equipamentos da moenda é encaminhado por esteiras diretamente aos geradores de vapor. São gerados, por tonelada de cana processada, 280 quilogramas de bagaço com uma umidade média de 50%. O bagaço é queimado em duas caldeiras, Gerador de Vapor 1 e Gerador de Vapor 2 que funcionam em níveis diferentes de pressão absoluta; este a 2,06 MPa e aquele a 6,67 MPa.

Figura 15 – Representação da estrutura do ciclo termodinâmico da planta de cogeração



O Gerador de Vapor 1 fornece vapor superaquecido à CEST e o Gerador de Vapor 2 fornece a um distribuidor de vapor que encaminha para a BPST e ao processo produtivo vapor superaquecido a menores parâmetros de temperatura e pressão. A saída da BPST e a extração da CEST, ambas no nível de pressão do desaerador, encaminham para outro distribuidor vapor superaquecido que é consumido como descrito no segundo parágrafo desta seção.

Valores de temperatura, pressão, vazão e título para os principais pontos do ciclo expostos na Figura 15 são introduzidos na Tabela 5 de acordo com os dados informados por funcionários da Usina Ester e pelas considerações feitas acima sobre o processo produtivo.

Tabela 5 – Dados operacionais considerados para a planta termoelétrica

#	Temperatura [°C]	Pressão [MPa]	Vazão [kg/s]	Título [-]
1	490	6,67	54,4	-
2	-	0,25	-	-
3	45,8	Saturação	-	-
4	45,8	Saturação	-	0
5	-	0,25	-	-
6	330	2,06	21,9	-
7	330	2,06	-	-
8	330	2,06	20,08	-
9	-	0,25	-	-
10	-	0,25	58,4	-
11	-	0,25	1,9	-
12	Saturação	0,25	58,1	0
13	27,2	0,25	-	-
14	-	0,25	78,8	-
15	-	0,25	22,5	-
16	-	0,25	56,3	-
17	-	6,67	-	-
18	-	2,06	-	-

A próxima seção apresenta a modelagem termodinâmica da planta apresentada, assim como os principais parâmetros operacionais dos equipamentos existentes. O modelo é implementado em linguagem Python. O principal pacote a ser importado para a execução do código referente à simulação da planta de caso base é o IAPWS.py, que determina o valor das propriedades termodinâmicas da água com base nas formulações desenvolvidas pela IAPWS *International Association for the Properties of Water and Steam*. A implementação é baseada no modelo descrito na próxima seção, mas no código são introduzidas de forma explícita as variáveis de interesse. Isso é uma decorrência natural do uso de uma linguagem de programação estruturada. A solução de ciclos termodinâmicos pode ser executada com mais facilidade em programas como o EES, *Engineering Equation Solver*, onde as equações podem ser diretamente introduzidas sem a necessidade de explicitar as variáveis de interesse, chamado método simultâneo (PANOSSO, 2003). Em contrapartida, a simulação levada a cabo neste trabalho emprega um método sequencial.

2.2 MODELAGEM TERMODINÂMICA

2.2.1 Hipóteses Simplificadoras

A modelagem do ciclo de cogeração será realizada com base no princípio de conservação da massa e na primeira lei da termodinâmica. Considerar-se-á a operação em regime permanente durante o período efetivo da safra de cana-de-açúcar. As perdas de calor e vazão nas tubulações serão desprezadas, excetuando aquelas provenientes do processo produtivo.

2.2.2 Geradores de Vapor

Os geradores de vapor são os equipamentos encarregados de realizar a conversão da energia química presente no combustível em energia térmica por meio do processo de combustão. Através desse processo é gerado vapor para ser usado no processo e convertido em potência de eixo pela expansão em turbinas.

2.2.2.1 Estequiometria da combustão do bagaço da cana-de-açúcar

As análises elementar, imediata e calorimétrica do bagaço de cana-de-açúcar são apresentadas na Tabela 6. As propriedades da palha da cana-de-açúcar também são apresentadas pois seu emprego em processos de co-combustão com o bagaço vem sendo implementado como uma complementação. Os valores reportados são típicos do setor sucroalcooleiro e representam uma média de várias análises. O valor de 50 % de umidade do bagaço consiste na quantidade presente de água no combustível após o processo de moagem - em geral, nenhum processo de secagem é empregado. O valor de 15 % de umidade presente na palha da cana-de-açúcar representa a umidade média do material em campo (LAMÔNICA; LINERO, 2013).

Tabela 6 – Análises elementar, imediata e calorimétrica do bagaço e da palha da cana-de-açúcar

Combustível	Bagaço	Palha
Análise Elementar (em base seca e livre de cinzas) [%]		
Carbono	45,6	47,9
Hidrogênio	5,8	6,4
Nitrogênio	0,4	0,6
Oxigênio	48,2	44,7
Enxofre	0	0,1
Cloro	0	0,2
Análise Imediata (em base como recebido) [%]		
Cinzas	1,6	7,7
Carbono Fixo	6,9	13,6
Teor de Voláteis	41,6	63,9
Teor de Umidade	50	15
Poder Calorífico (como recebido) [kJ/kg]		
<i>PCS</i>	9000	14450
<i>PCT</i>	7162	12996

Fonte: Adaptado de Lamônica e Linero (2013)

Massa e volume estequiométricos de ar seco

A determinação da massa, m_{ar}^* , e do volume de ar, V_{ar}^* , estequiométricos é feita mediante as Equações 2.1 e 2.2, respectivamente, considerando os dados apresentados da análise elementar disponíveis na Tabela 6 e levando em conta as CNTP (BAZZO, 1995).

$$m_{ar}^* = 138,2 \cdot \left[\frac{x_m^C}{12} + \frac{x_m^H}{4} + \frac{x_m^S}{32} - \frac{x_m^O}{32} \right] = 5,17 \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{cb}} \right] \quad (2.1)$$

$$V_{ar}^* = 106,7 \cdot \left[\frac{x_m^C}{12} + \frac{x_m^H}{4} + \frac{x_m^S}{32} - \frac{x_m^O}{32} \right] = 3,99 \left[\frac{n \cdot m_{ar}^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.2)$$

Onde: x_m^i é a fração mássica de cada elemento [kg/kg_{cb}].

Coefficiente de excesso de ar e volume total de ar úmido

As Equações 2.3 e 2.4 apresentam a determinação dos valores reais das massas e volumes reais de ar, m_{ar} e V_{ar} ; considerando um excesso de ar da ordem de 30% (BAZZO, 1995).

$$m_{ar} = e \cdot m_{ar}^* = 6,72 \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{cb}} \right] \quad (2.3)$$

$$V_{ar} = e \cdot V_{ar}^* = 5,19 \left[\frac{n \cdot m_{ar}^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.4)$$

Considerando que as caldeiras usam como comburente o ar atmosférico, será considerada a umidade do ar. Para as condições climáticas locais determina-se tanto a densidade quanto a porcentagem da umidade do ar: Para uma temperatura média de 23,5 °C, umidade relativa de 40% e pressão atmosférica de 1,011 hPa, temos que a umidade do ar, w , é de (Lenntech.es, 2017):

$$w = 0,0073 \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{ar}} \right]$$

Na sequência, é determinada a massa de ar total, $m_{ar,total}$, considerando a umidade presente no ar, Eq. 2.5:

$$m_{ar,total} = m_{ar} + w \cdot m_{ar} = 6,77 \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{cb}} \right] \quad (2.5)$$

Para as condições ambientais adotadas acima, a densidade do ar é de $\rho_{ar} = 1,1819 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$. Dessa forma, o volume total de ar úmido pode ser determinado pela Eq. 2.6.

$$V_{ar,total} = \frac{m_{ar,total}}{\rho_{ar}} = \frac{6,77}{1,1819} \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{cb}} \right] / \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 5,72 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.6)$$

Volume estequiométrico dos produtos da combustão secos

O volume teórico dos produtos de combustão, V_g^* , é representado pela Equação 2.7 (BAZZO, 1995).

$$V_g^* = V_{CO_2}^* + V_{H_2O}^* + V_{N_2}^* \left[\frac{nm^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.7)$$

Utilizando como base de cálculo 1 kg de combustível tem-se:

$$V_{CO_2}^* = 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^C}{12} \right] = 0,85 \left[\frac{nm^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.8)$$

$$V_{N_2}^* = 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^N}{28} \right] = 0,65 \left[\frac{nm^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.9)$$

$$V_{H_2O}^* = 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^H}{2} \right] = 0,0032 \left[\frac{nm^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.10)$$

Portanto, o volume estequiométrico dos produtos de combustão secos, $V_{g,secos}^*$, é determinado na expressão a seguir:

$$V_{g,secos}^* = V_{CO_2}^* + V_{N_2}^* = 1,5 \left[\frac{nm^3}{kg_{cb}} \right]$$

Composição real dos produtos da combustão secos

A partir do volume teórico dos produtos de combustão e do coeficiente de excesso de ar, calcula-se o volume real dos produtos de combustão através da Equação 2.13 considerando combustão completa. As Equações 2.11 e 2.12 determinam os volumes de N_2 e O_2 gerados por kg de combustível queimado.

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{ar} + 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^N}{28} \right] = 4,11 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.11)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1 - e) \cdot V_{ar}^* = 0,58 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.12)$$

$$V_{g,secos} = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 5,54 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.13)$$

Logo, a composição dos gases secos de saída é de:

$$x_v^{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{g,secos}} = 0,74$$

$$x_v^{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{g,secos}} = 0,11$$

$$x_v^{CO_2} + x_v^{SO_2} + x_v^{CO} = 1 - (x_v^{N_2} + x_v^{O_2}) = 0,15$$

Onde: x_v^i é a fração volumétrica de cada produto e os termos referêntes à formação de SO_2 e CO são considerados nulos.

Volume dos produtos da combustão úmidos

O volume total dos produtos da combustão úmidos, V_g^w , é determinado a partir da expressão dada pela Eq. 2.14

$$V_g^w = V_g + V_{H_2O} \quad (2.14)$$

Onde o volume de água, V_{H_2O} , é dado pela Equação 2.15

$$V_{H_2O} = 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^{H^t}}{2} \right] + 22,4 \cdot \left[\frac{x_m^{H_2O^t}}{18} \right] + 22,4 \cdot \rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot w = 1,94 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right] \quad (2.15)$$

Onde o sobrescrito t referencia-se à base de trabalho. Os valores foram convertidos conforme metodologia baseada em Lora e Venturini (2012) e estão disponíveis mediante implementação dos códigos apresentados no Apêndice B.1.

Finalmente, o valor do volume dos produtos da combustão úmidos é determinado por:

$$V_g^w = 5,54 + 1,94 = 7,48 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right]$$

Energia Disponível

A energia disponível para a combustão do bagaço da cana-de-açúcar é igual ao PCI do combustível (PINHEIRO; CERQUIRA, 1995):

$$Q_d = PCI = 7162 \left[\frac{kJ}{kg_{cb}} \right] \quad (2.16)$$

2.2.2.2 Eficiência dos geradores de vapor

Para estimar o valor da eficiência dos geradores de vapor, η_{cald} , será utilizado o método indireto com o fim de verificar os dados informados por funcionários da usina de caso base. O método indireto se baseia na determinação da soma de perdas de energia, definida pela Eq. 2.17 (LORA; VENTURINI, 2012). É possível determinar as perdas pelos gases de combustão com base na estequiometria da combustão do bagaço.

$$\eta_{cald} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (2.17)$$

Onde: q_2 representa as perdas pelos gases de exaustão;

q_3 representa as perdas por combustão incompleta;

q_4 representa as perdas por combustível não queimado;

q_5 representa as perdas para o ambiente; e

q_6 representa as perdas pela entalpia das cinzas.

Para a determinação do rendimento da caldeira, as perdas q_3 , q_4 , q_5 e q_6 podem ser estimadas, enquanto a perda pelos gases de exaustão pode ser calculada. Esta última, geralmente representa entre 8 e 18 % da energia disponível para o caso de caldeiras de grande porte

Perdas de energia da caldeira através dos gases de escape na chaminé

A perda de energia da caldeira através dos gases de escape pode ser calculada através da Equação 2.18

$$Q_2 = V_{g,total} \cdot c_{p_g} \cdot (T_g - T_{PCI}) - V_{ar,total} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (T_{atm} - T_{PCI}) \quad (2.18)$$

Onde: $V_{ar,total}$ é o volume total de ar [m^3];

$V_{g,total}$ é o volume total dos produtos da combustão [m^3];

$c_{p_{ar}}$ é o calor específico do ar atmosférico [$kJ/m^3 \text{ } ^\circ C$];

c_{p_g} é o calor específico dos gases na chaminé [$kJ/m^3 \text{ } ^\circ C$];

T_{atm} é a temperatura atmosférica [$^\circ C$];

T_g é a temperatura dos gases na chaminé [$^\circ C$]; e

T_{PCI} é a temperatura de referência na qual foi determinado o PCI do combustível, $50 \text{ } ^\circ C$.

O volume total dos produtos da combustão é de:

$$V_{g,total} = V_g^w + V_{N_2} + V_{O_2} = 7,48 + 4,11 + 0,58 = 12,18 \left[\frac{m^3}{kg_{cb}} \right]$$

Considerando que a maior parte dos gases de escape é composta de nitrogênio, adota-se o calor específico dos gases como sendo o calor específico do nitrogênio. Portanto:

$$c_{p_g} = 1,043 \left[\frac{kJ}{m^3 \text{ } ^\circ C} \right]$$

E o valor do calor específico do ar a $140 \text{ } ^\circ C$ (temperatura informada como operacional) será de:

$$c_{p_{ar}} = 1,015 \left[\frac{kJ}{m^3 \text{ } ^\circ C} \right]$$

Dessa forma,

$$Q_2 = 7,48 \cdot 1,043 \cdot (140 - 50) - 5,72 \cdot 1,015 \cdot (25 - 50) = 834,10$$

Finalmente, a porcentagem correspondente às perdas pelos gases de exaustão, q_2 , é determinada como segue:

$$q_2 = \frac{Q_2}{PCI} = \frac{834,10}{7162} = 11,64\%$$

Dessa forma, é possível estimar as demais perdas com base em valores típicos encontrados na bibliografia. Em caldeiras a biomassa, as perdas por combustão incompleta variam

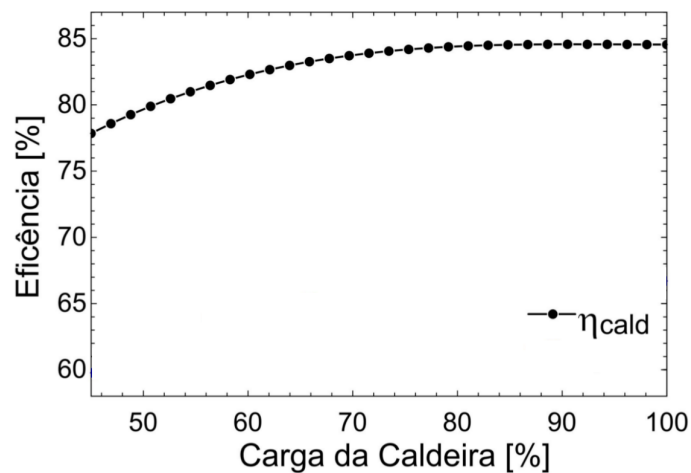
entre 0,5 e 1,5 %, as perdas por combustível não queimado variam entre 1 e 4%. As perdas para o ambiente, entre 0,8 e 4,5 % e finalmente, as perdas com a entalpia das cinzas fica entre 0 e 0,1 % (LORA; VENTURINI, 2012). Adotando o valor máximo para todas as perdas, excetuando a perda pelos gases de exaustão, temos que a eficiência estimada é de:

$$\eta_{cald} = 100 - 11,64 - 1,5 - 4 - 4,5 - 0,1 = 78,26\%$$

O valor informado por funcionários da usina para a eficiência dos geradores de vapor é de 79,36%.¹ E tal valor será considerado para a determinação do consumo de combustível para os dois geradores de vapor. Entretanto, os geradores de vapor operam com diferentes cargas. Enquanto o Gerador de Vapor 1 opera com 98% de sua carga (fornece 196 ton/hora com capacidade máxima de 200 ton/hora de vapor superaquecido com os parâmetros informados na Tabela 5), o Gerador de Vapor 2 opera a 80 % (fornece 80 ton/hora com capacidade máxima de 100 ton/hora de vapor superaquecido com os parâmetros informados na Tabela 5) nas condições típicas de trabalho.

A Figura 16 apresenta a variação da eficiência de uma caldeira a biomassa em função de sua carga. Nota-se que entre 85 e 100 %, a eficiência permanece praticamente constante. Neste sentido, a integração de um campo solar em paralelo com o Gerador de Vapor 2 não é indicada devido a carga de sua operação nas condições típicas da usina.

Figura 16 – Eficiência em função da carga de uma caldeira a biomassa



Fonte: Adaptado de Galante (2015)

No entanto, e para o Gerador de Vapor 1, devido à necessidade de operação em cargas parciais durante a entressafra, foi obtida uma equação que representa a variação da eficiência da caldeira em função de sua carga. Burin (2015) apresenta resultados semelhantes para a porcentagem de perdas térmicas num gerador de vapor operando sob cargas parciais. Com base nos dados apresentados por Galante (2015) foi determinada, por extrapolação uma função que é explicitada na Equação 2.19. Assumiu-se que a curva de operação apresenta a mesma forma da determinada pelo autor para uma caldeira aquatubular a lenha. Galante (2015), indica que "esta curva de eficiência é determinada de acordo com a experiência de projetistas de

¹ Obtido pelo método direto.

caldeiras."Para implementar a extrapolação, o valor de 84,7% de eficiência máxima encontrado pelo autor é substituído pelo valor de 79,36 %, informado por funcionários da planta de caso base para uma carga de 98 %.

$$\eta_{cald} = 8,8021 \cdot 10^{-5} \cdot \left[\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1,ref}} \right]^3 - 0,0224 \cdot \left[\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1,ref}} \right]^2 + 1,9386 \cdot \left[\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1,ref}} \right] + 21,8 \quad (2.19)$$

Onde: $\dot{m}_{1,ref}$ é a vazão de referência de saída do Gerador de Vapor 1 (54,4 kg/s). E para a determinação numérica do valor da eficiência da caldeira com a Equação acima, deve-se inserir o valor das frações mássicas multiplicados por 100.

Dessa forma, é possível determinar um ponto de projeto que altere significativamente a carga da caldeira, e assim, sua eficiência. O consumo de combustível, $\dot{m}_{cb,i}$, pode ser determinado de forma direta pela Equação 2.20 (BAZZO, 1995).

$$\dot{m}_{cb,i} = \frac{\dot{Q}_{cald,i}}{\eta_{cald} \cdot PCI} \quad (2.20)$$

Onde: $\dot{Q}_{cald,i}$ é o calor absorvido pelo i-ésimo Gerador de Vapor.

Para as condições operacionais descritas, considerando a porcentagem de purgas destinadas à lavagem de gases de combustão como saída positiva (ASME, 2008), os calores absorvidos em cada caldeira serão de:

$$\dot{Q}_{cald,1} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{purga,1} \cdot h_{purga,1} - \dot{m}_{17} \cdot h_{17}$$

para o Gerador de Vapor 1; e

$$\dot{Q}_{cald,2} = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{purga,2} \cdot h_{purga,2} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18}$$

Para o Gerador de vapor 2. Onde: $\dot{m}_{purga,i} \cdot h_{purga,i}$ é o fluxo de energia levado pelas purgas; correspondem a aproximadamente 6 ton/hora para o Gerador de Vapor 1 e de 2,47 ton/hora para o Gerador de Vapor 2 e as entalpias são as de líquido saturado à pressão de operação de cada caldeira.

2.2.3 Turbinas

A conversão de energia térmica em energia mecânica ocorre nas turbinas, posteriormente, através de um acoplamento com o gerador, ocorre a conversão para energia elétrica. A usina em análise é composta por duas turbinas, uma de contrapressão (BPST, do inglês *Backpressure Steam Turbine*) e uma de condensação com extração (CEST, do inglês *Condensing-extraction Steam Turbine*).

2.2.3.1 Turbina de Contrapressão

Na saída da turbina de contrapressão o vapor ainda é superaquecido e daí é encaminhado para o processo. A potência mecânica gerada pela BPST é utilizada para acionar os equipamentos constituintes da moenda. A análise da turbina de contrapressão considera a eficiência isentrópica da mesma e é descrita pelas Equações 2.22 e 2.21.

$$\dot{W}_{BPST} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) \quad (2.21)$$

$$\eta_{iso,BPST} = \frac{(h_8 - h_9)}{(h_8 - h_{9,iso})} \quad (2.22)$$

Onde: $\eta_{iso,BPST}$ é a eficiência isentrópica da BSPT, estimada como 67%, de acordo com os dados operacionais da usina;

\dot{W}_{BPST} é a potência mecânica gerada pela BPST [kW];

h_8 é a entalpia específica do vapor na entrada da BPST [kJ/kg];

\dot{m}_8 é a vazão mássica de vapor que entra na BPST [kg/s];

h_9 é a entalpia específica do vapor na saída da BPST [kJ/kg]; e

$h_{9,iso}$ é a entalpia específica do vapor na saída da BPST para uma expansão isentrópica [kJ/kg].

2.2.3.2 Turbina de Condensação com Extração

Para a análise da CEST é considerada uma extração que, em conjunto com a saída da BPST, alimentam ua parte do processo produtivo e mantêm o desaerador aquecido. O princípio da conservação da massa, aplicado às fronteiras de seu volume de controle é expresso pela Equação 2.23.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (2.23)$$

Onde: \dot{m}_1 é a vazão mássica que entra na CEST [kg/s];

\dot{m}_2 é a vazão mássica que é extraída da CEST [kg/s]; e

\dot{m}_3 é a vazão mássica que é encaminhada da CEST ao condensador [kg/s].

A potência gerada pela CEST, \dot{W}_{CEST} , é determinada pela Equação 2.24.

$$\dot{W}_{CEST} = \dot{m}_1 \cdot ((h_1 - h_2) + (1 - y) \cdot (h_2 - h_3)) \quad (2.24)$$

Onde: $y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$ é a fração de massa extraída da CEST;

h_1 é a entalpia específica do vapor superaquecido proveniente do Gerador de Vapor 1;

h_2 é a entalpia específica do vapor superaquecido extraído da CEST; e

h_3 é a entalpia específica da mistura encaminhada ao condensador.

Eficiência Isentrópica da CEST

Os saltos entálpicos ocorridos entre os estágios de extração e condensação leva em conta a eficiência isentrópica de cada estágio. Neste caso, foi considerado que ambos os valores são iguais e correspondem à eficiência isentrópica da CEST, $\eta_{iso,CEST}$, dada pela Equação 2.25, cujo valor implementado foi de 72% com base nos dados informados por funcionários da planta de cogeração de caso base.

$$\eta_{iso,CEST} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,iso}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3,iso}} \quad (2.25)$$

Onde o subscrito *iso* refere-se à entalpia do estado do fluido de trabalho na condição de expansão isentrópica.

Durante a entressafra, a extração que alimentava o processo produtivo não é mais necessária. Além disso, como a vazão de vapor extraído durante a safra abastece parte do processo produtivo assim como o desaerador, pode ser necessária a operação em cargas parciais no sistema devido ao fator de serviço do gerador elétrico. A potência elétrica máxima gerada pelo equipamento é de 40 MW. A proposta de operação do caso base para a entressafra é apresentado na seção 2.5.

Burin (2015) analisa o caso da operação de uma CEST do setor sucroalcooleiro em cargas parciais durante o período de entressafra, onde a variação da eficiência isentrópica de cada estágio pode ser determinada a partir da Equação 2.26 determinada por (JUEDES; VIGERSKE; TSATSARONIS, 2009) para uma turbina de condensação com extração de porte semelhante.

$$\frac{\eta_{iso,CEST}}{\eta_{iso,CEST,ref}} = C_4 \cdot \left[\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,ref}} \right]^4 + C_3 \cdot \left[\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,ref}} \right]^3 + C_2 \cdot \left[\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,ref}} \right]^2 + C_1 \cdot \left[\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,ref}} \right] + C_0 \quad (2.26)$$

Onde: $\eta_{iso,CEST,ref}$ é a eficiência isentrópica de referência do estágio;

\dot{m}_s é a vazão no estágio;

$\dot{m}_{s,ref}$ é a vazão de referência do estágio;

E os parâmetros C_i são estimados com base em dados de Juedes et al. (2009):

$$C_0 = -1,0176;$$

$$C_1 = 2,4443;$$

$$C_2 = -2,1812;$$

$$C_3 = 1,0535; \text{ e}$$

$$C_4 = 0,701.$$

Em Juedes et al. (2009) ainda considera-se uma correção do valor obtido, $\eta_{iso,CEST,corr}$, ajustando-o com relação à variação do título na entrada e na saída da turbina, x_{in} e x_{out} , mediante a Eq. 2.27

$$\eta_{iso,CEST,corr} = \eta_{iso,CEST} - \frac{1}{2} \cdot (2 - x_{in} - x_{out}) \quad (2.27)$$

2.2.4 Processo

O processo de produção de açúcar e álcool é alimentado com dois parâmetros de vapor: vapor superaquecido à pressão de 0,25 MPa e 185,4 °C e vapor superaquecido com temperatura de 330 °C e pressão de 2,06 MPa. As perdas de carga durante o processo serão consideradas de forma que na saída, o fluido de trabalho será encontrado como líquido saturado à pressão de operação do desaerador. Como dito na seção anterior, o processo é analisado como uma caixa preta. O consumo de potência térmica que demanda o processo produtivo, \dot{Q}_{proc} , é determinado pela Equação 2.28.

$$\dot{Q}_{proc} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{pert,cons} \cdot h_{perd,cons} \quad (2.28)$$

Onde: $\dot{m}_7 \cdot h_7$ representa a potência térmica proveniente do Gerador de Vapor 1 [kW];

$\dot{m}_{10} \cdot h_{10}$ representa a potência térmica proveniente do distribuidor de vapor que conecta as saídas da CEST e da BPST [kW];

$\dot{m}_{12} \cdot h_{12}$ representa a potência térmica retornada ao ciclo de cogeração [kW]; e $\dot{m}_{perd,cons} \cdot h_{perd,cons}$ representa a potência térmica perdida pelo processo [kW].

Considerar-se-á que 2,4% do fluxo de alimentação deve ser recuperado no desaerador (como água de reposição, em inglês *Make-up water*) devido às perdas nas diferentes etapas de produção e às características operacionais do processo, essa porcentagem é equivalente a 5 toneladas por hora de água no estado de líquido saturado. Além disso, o consumo energético do processo é 20,12 kWh de energia elétrica para cada tonelada de cana processada; 12,32 kWh de potência mecânica por tonelada de cana processada; e 440 kg de vapor serão consumidos por cada tonelada de cana processada.

2.2.5 Distribuidores de Vapor

O elemento que conecta as saídas das turbinas é um distribuidor de vapor (DV1), assim como o elemento que divide a vazão de vapor gerada pelo Gerador de Vapor 2 (DV2). Os pontos considerados na Figura 15 são levados em conta na modelagem destes dois dispositivos que é descrita pelas próximas quatro equações.

Para o DV1, os balanços de massa e energia correspondem às Equações 2.29 e 2.30, respectivamente.

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (2.29)$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (2.30)$$

E para o DV2, de maneira equivalente, os balanços de massa e energia correspondem às Equações 2.31 e 2.32, respectivamente.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (2.31)$$

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (2.32)$$

2.2.6 Desaerador

O desaerador é um equipamento que possui a função de remover os gases não condensáveis dissolvidos no fluido de trabalho tais como oxigênio e dióxido de carbono. Este procedimento é realizado a fim de evitar problemas como a corrosão em tubulações, causada pela presença destes gases. A análise deste elemento será realizada seguindo as Equações 2.33 e 2.34, correspondentes aos balanços de massa e energia, respectivamente.

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12} + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (2.33)$$

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} \quad (2.34)$$

2.2.7 Bombas

O consumo auxiliar de eletricidade demandado pela operação das bombas, \dot{W}_b [kW], foi modelado de acordo com a Equação 2.35. Os valores levados em conta são estimados com base em dados informados pelos funcionários da usina de caso base.

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out})}{\eta_{b,mec} \cdot \eta_{b,el}} \quad (2.35)$$

Onde: $\dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out})$ representa a energia recebida pelo fluido bombeado;

$\eta_{b,mec}$ é a eficiência mecânica do sistema (que considera a eficiência do acoplamento e perdas térmicas) estimada em 98%; e

$\eta_{b,el}$ é a eficiência elétrica do motor, também estimada em 98%.

A entalpia de saída do fluido bombeado é determinada considerando a eficiência isentrópica da bomba como definido pela Equação 2.36. No caso da modelagem deste ciclo de cogeração, a eficiência de todas as bombas foi considerada constante.

$$\eta_{b,iso} = \frac{(h_{in} - h_{out,iso})}{(h_{in} - h_{out})} \quad (2.36)$$

Onde: $\eta_{b,iso}$ é a eficiência isentrópica da bomba, estimada em 88%;

h_{in} é a entalpia específica na entrada da bomba [kJ/kg];

h_{out} é a entalpia específica na saída da bomba [kJ/kg]; e

$h_{out,iso}$ é a entalpia específica para o funcionamento isentrópico da bomba [kJ/kg].

2.2.8 Condensador

O condensador está situado na saída da CEST. É o equipamento encarregado de levar o vapor que não foi extraído até a condição de líquido saturado para sua posterior utilização no desaerador. A condição de operação para este dispositivo é a temperatura de 45,8 °C informada pelos operadores da planta.

As perdas de cargas que ocorrem durante a transferência de calor neste trocador serão desconsideradas. Para a condição de operação, a água fria entra no condensador a 27 °C e o deixa a 43 °C com uma vazão de 564 kg/s. Essa água é resfriada em torres de resfriamento. A dinâmica do trocador de calor não é levada em conta neste trabalho, senão pela expressão que define rejeição de calor do ciclo termodinâmico para a condição de operação analisada, dada pela Equação 2.37 e referenciada à Figura 15.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.37)$$

2.3 CONSUMOS PARASÍTICOS DE ENERGIA

Consumos parasíticos constituem quantidades de energia mecânica e elétrica que são consumidas pelos componentes principais e secundários da planta de cogeração, além de perdas em acoplamentos e outros dispositivos.

2.3.1 Energia parasítica dos geradores de vapor

Nos geradores de vapor, durante o processo de combustão, são necessários equipamentos que forneçam a quantidade de ar demandada para a combustão; além de ajudar na exaustão dos gases gerados. Para cumprir essa finalidade, são empregados ventiladores, os quais utilizam parte da energia elétrica gerada para sua operação. O consumo é estimado com base em dados de caldeiras do setor sucroalcooleiro que apresentam uma demanda de aproximadamente 36 kW de potência por kg de combustível (BURIN, 2015).

O modelo implementado não leva em conta a variação do consumo de energia elétrica pelos equipamentos da caldeira em relação a quantidade de combustível queimado. Os valores encontrados para o caso base, tanto no período de safra, quanto no período de entressafra, são mantidos fixos.

2.3.2 Energia parasítica da torre de resfriamento

O resfriamento do fluido de trabalho efetuado no condensador é garantido pela torre de resfriamento. Para resfriar a água que troca calor no condensador são necessários ventiladores, bombas e outros equipamentos auxiliares. O consumo foi estimado com base em análises desenvolvidas por Morvay e Gvozdenac (2008), que determinam um consumo elétrico nos equipamentos auxiliares da torre de resfriamento de 5,0 % do calor retirado do ciclo pelo condensador.

Contudo, deve-se frisar que o consumo elétrico de uma torre de resfriamento pode apresentar variações dependendo das características ambientais do local onde esta se situa; características tais como temperatura de bulbo seco e umidade do ar, entre outras. Com esta análise se pretende dar uma estimativa do consumo parasítico deste dispositivo, ainda que represente uma pequena parcela no total da energia consumida pela usina de cogeração.

2.3.3 Outros consumos parasíticos

Além das perdas parasíticas no gerador de vapor e na torre de resfriamento, nesta parte do trabalho, elementos secundários como motores de acionamento, acoplamentos e geradores de energia elétrica são analisados. Cabe mencionar que o valor da potência gerada na BPTS é consumido pelos equipamentos da moenda e não aporta energia à rede. E as eficiências dos demais equipamentos consumidores de energia parasítica são consideradas como segue:

- Eficiência dos motores das bombas, $\eta_{b,el} = 98\%$;
- Eficiência dos acoplamentos $\eta_{mec} = 98\%$; e
- Eficiência do gerador de energia elétrica $\eta_{g,el} = 98\%$.

2.4 POTÊNCIA ELÉTRICA DE EXPORTAÇÃO

Do total da energia elétrica gerada pela planta e considerando-se as perdas devidas à eficiência do gerador elétrico e ao acoplamento mecânico da caixa redutora, a potência gerada,

\dot{W}_{ger} , é determinada pela Eq. 2.38.

$$\dot{W}_{ger} = \eta_{g,el} \cdot \eta_{mec} \cdot \dot{W}_{CEST} \quad (2.38)$$

Onde: $\eta_{g,el}$ é a eficiência dos geradores elétricos, considerada como 98%;
e $\eta_{t,mec}$ é a eficiência dos acoplamentos (caixas redutoras), considerada, assim como no caso das bombas, valendo 98%.

De acordo com as considerações tomadas nos itens anteriores sobre os consumos parasíticos, tem-se que a taxa de consumo de energia elétrica total da usina, \dot{W}_{cons} , está dado pela Equação 2.39.

$$\dot{W}_{cons} = \sum_{i=0}^{i=2} \dot{W}_{b,i} + \dot{W}_{cald} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{tr} \quad (2.39)$$

Onde: $\sum_{i=0}^2 \dot{W}_{b,i}$ é a taxa de consumo elétrico das 3 bombas da planta;
 \dot{W}_{cald} é a taxa de consumo elétrico dos ventiladores da caldeira;
 $\dot{W}_{el,proc}$ é a taxa de consumo elétrico do processo; e
 \dot{W}_{tr} é a taxa de consumo elétrico da torre de resfriamento.

Finalmente, a potência de exportação, \dot{W}_{exp} , é determinada pela Equação 2.40.

$$\dot{W}_{exp} = \dot{W}_{ger} - \dot{W}_{cons} \quad (2.40)$$

Para plantas de cogeração é usual a determinação do fator de utilização para estudar o rendimento da planta, pois a mesma gera além de eletricidade, calor útil. O fator de utilização da energia é determiado pela Equação 2.41 (ÇENGEL; BOLES, 2011).

$$\varepsilon_u = \frac{\dot{Q}_{proc} + \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\sum_{i=0}^{i=1} \dot{Q}_{cald,i}} \quad (2.41)$$

De qualquer forma, o valor da eficiência do ciclo termodinâmico na conversão de energia térmica em elétrica é dado pela Equação 2.42.

$$\eta_{th,ciclo} = \frac{\dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\sum_{i=0}^{i=1} \dot{Q}_{cald,i}} \quad (2.42)$$

Outro parâmetro de performance que pode ser determinado para a planta de cogeração é a taxa de evaporação, \bar{m} , definida através da Equação 2.43.

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_6}{\dot{m}_{cb,1} + \dot{m}_{cb,2}} \quad (2.43)$$

2.5 OPERAÇÃO NA ENTRESSAFRA

Durante o tempo da entressafra, o processo produtivo se encontra em estado de inatividade, portanto, o uso da turbina de contrapressão é desnecessário. Assim, durante este período o ciclo de geração termoelétrica utiliza exclusivamente a turbina de condensação e sua

extração alimentará, apenas, o desaerador. O Gerador de Vapor 2, por sua vez, não é necessário pois o mesmo alimenta a BPST e o processo.

A proposta de operação durante o período de entressafra elaborada aqui consiste em arbitrar, a priori, o valor de 37,8 MW de potência elétrica na saída do gerador elétrico conectado à CEST. Isso é devido ao fator de serviço do equipamento que o proporciona uma potência máxima de 40 MW. Entretanto, a operação em carga máxima não é recomendada por longos períodos; o valor de 37,8 MW foi indicado por funcionários da planta de cogeração de caso base como um ponto típico para longos períodos de operação. Além disso, quanto maior for a carga térmica consumida pela CEST, maior será o valor da carga de operação do Gerador de Vapor 1 e melhor será a integração com o sistema heliotérmico como será discutido no Capítulo 4.

Na operação da CEST durante o período de entressafra, deve ser considerado que o calor cedido ao processo produtivo não é mais necessário. Dessa forma, a extração efetuada no estágio de 0,25 MPa é estimada, inicialmente, com uma vazão de 6,0 kg/s. Este valor é obtido considerando que a carga térmica de vapor superaquecido extraído da CEST durante o período de entressafra² deve manter o equipamento aquecido para o seu bom funcionamento e como durante a entressafra, a entrada de líquido saturado proveniente do processo não ocorre, uma redução na extração deve ser feita.

Alterada a vazão mássica de extração, pela Equação 2.26, o valor da eficiência isentrópica do estágio de extração é reduzido em 18%, ou seja, $\eta_{iso,CEST,ext} = 59\%$. O valor da eficiência isentrópica do estágio de condensação apresenta uma variação mínima devido ao fato de sua vazão mássica de referência ser menor que a proposta para a operação na entressafra, mas o valor da eficiência isentrópica do estágio de condensação corrigida pela variação do título na saída do estágio acarreta uma pequena redução. No caso da safra o valor do título no estágio de condensação da CEST é de 94,9 % enquanto que para o caso da entressafra e sem considerar a correção da eficiência isentrópica fica em 98,15%. Dessa forma, pela Equação 2.27, temos que a redução na eficiência isentrópica do estágio de condensação deve ser de 0,92%.

Considerando a potência de saída do gerador elétrico de 37,8 MW, foi obtido numericamente, como parâmetro operacional para o período de entressafra, o valor de 88,2 % da carga máxima do Gerador de Vapor 1. A eficiência do equipamento é reduzida para o valor de 78,92 % a partir da Equação 2.19.

Ressalta-se que a eficiência do Gerador de Vapor 1, em duas das três propostas de integração do campo solar, varia com a disponibilidade de radiação. A eficiência isentrópica do estágio de extração, entretanto, tem seu valor alterado quando da troca de modo de operação de safra para entressafra, mas permanece constante durante as simulações de cada período. Assim a exportação de potência elétrica do ciclo híbrido apresenta valores diferentes para a operação durante a safra e durante a entressafra. Mas por definição, para o ciclo híbrido, considera-se que este está operando no chamado modo de economia de combustível (*Fuel*

² Note que durante o período de safra, o fluxo que alimenta o desaerador provém do DV2, onde o fluxo energético correspondente à extração da CEST é combinado com o da saída da BPST, estando este a menores parâmetros de vapor.

Saving) em oposição ao modo de geração extra de potência (*Power Boost*) no qual o calor disponibilizado pelo campo de coletores solares é usado para aumentar o fluxo de energia da planta.

2.6 RESULTADOS

Os resultados da simulação do ciclo base de cogeração operando durante a safra são apresentados na Figura 17. Para uma capacidade de processamento de 470 ton/h de cana-de-açúcar, são geradas 136,4 ton/h de bagaço. A combustão do mesmo fornece calor aos geradores de vapor que somam 76,39 kg/s de vapor superaquecido.

A potência mecânica de eixo bruta gerada durante a safra é de 42,3 MW. Entretanto, a potência proveniente da BPST é consumida pelos equipamentos da moenda e as perdas por consumos parasíticos são levadas em conta para o cálculo da potência elétrica de exportação. A Tabela 7 apresenta os valores calculados para as principais perdas consideradas e os parâmetros de performance descritos anteriormente. Durante o período efetivo de safra, a exportação de potência alcança o valor de 136,8 GWh.

Tabela 7 – Principais parâmetros determinados para a planta de cogeração de caso base durante o período da safra

Parâmetro	Valor
\dot{W}_{CEST}	34,6 [MW _e]
$\dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec}$	6 [MW]
$\dot{W}_{cald,1}$	1000 [kW _e]
$\dot{W}_{cald,2}$	360 [kW _e]
$\sum_{i=0}^2 \dot{W}_{b,i}$	505 [kW _e]
\dot{W}_{tr}	1703 [kW _e]
$\dot{W}_{el,proc}$	3665 [kW _e]
\dot{W}_{exp}	27351 [kW _e]
$\dot{Q}_{cald,1}$	158 [MW _{th}]
$\dot{Q}_{cald,2}$	57 [MW _{th}]
\dot{Q}_{proc}	136 [MW _{th}]
ε_u	79,25 %
$\eta_{th,ciclo}$	17,34 %
\bar{m}	2,02 [-]

Os resultados da simulação do ciclo base de cogeração operando durante a safra são apresentados na Figura 18. A potência mecânica de eixo bruta gerada durante a entressafra é de 39,3 MW. Mas da mesma forma que para o caso da operação no período de safra, as perdas por consumos parasíticos são levadas em conta para o cálculo da potência de exportação. A Tabela 8 apresenta os valores calculados para as principais perdas consideradas e os parâmetros de performance descritos anteriormente.

Oberva-se que a eficiência térmica do ciclo aumenta para o caso da entressafra. Entretanto o fator de utilização da energia é reduzido em relação à operação da planta de caso base durante o período efetivo de safra da cana-de-açúcar; isso é principalmente devido à inatividade do processo produtivo. O período de operação da planta de caso base durante a entressafra é

Tabela 8 – Principais parâmetros determinados para a planta de cogeração de caso base durante o período da entressafra

Parâmetro	Valor
\dot{W}_{CEST}	37,8 [MW _e]
$\dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec}$	0 [MW]
$\dot{W}_{cald,1}$	900 [kW _e]
$\dot{W}_{cald,2}$	0 [kW _e]
$\sum_{i=0}^2 \dot{W}_{b,i}$	420 [kW _e]
\dot{W}_{tr}	5048 [kW _e]
$\dot{W}_{el,proc}$	0 [kW _e]
\dot{W}_{exp}	31421 [kW _e]
$\dot{Q}_{cald,1}$	142 [MW _{th}]
$\dot{Q}_{cald,2}$	0 [MW _{th}]
\dot{Q}_{proc}	0 [MW _{th}]
ε_u	22,11 %
$\eta_{th,ciclo}$	22,11 %
\bar{m}	1,95 [-]

determinado a partir dos dados de bagaço economizado, assim como da disponibilidade de radiação normal direta e será apresentado e discutido no capítulo 5.

Figura 17 – Resultados da simulação da planta de caso base para as condições de operação de safra

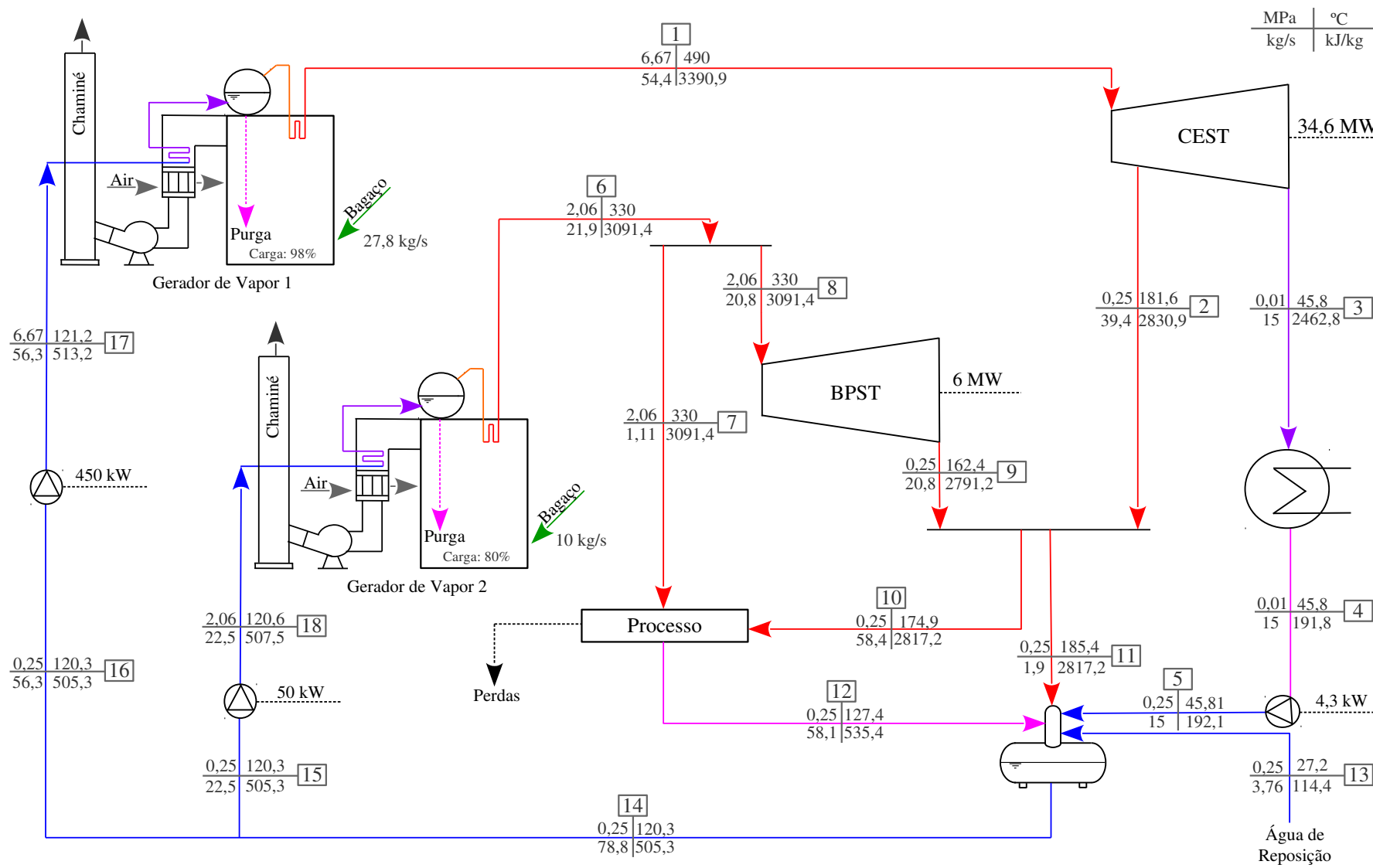
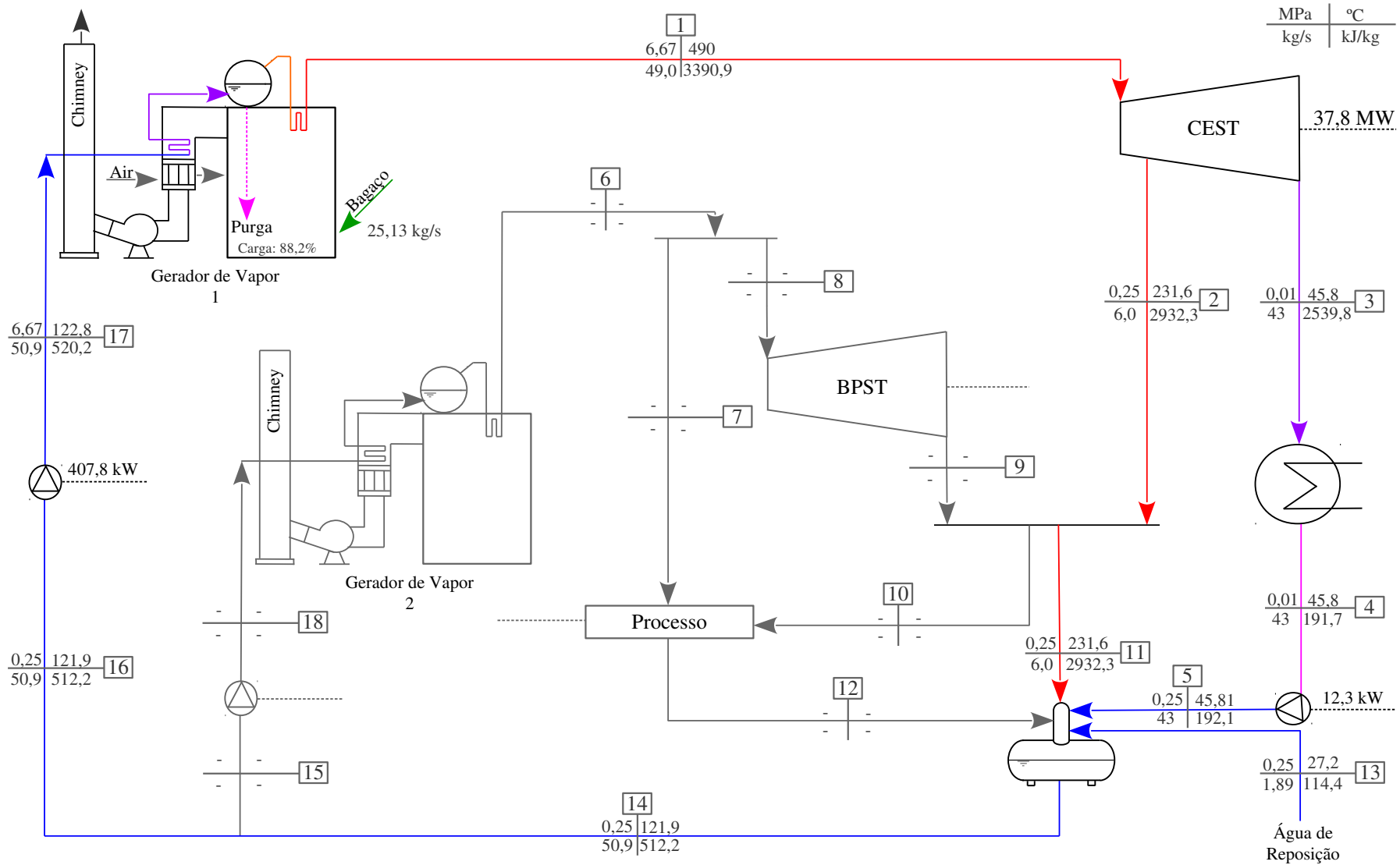


Figura 18 – Resultados da simulação da planta de caso base para as condições de operação de entressafra



3 SISTEMA HELIOTÉRMICO

Como discutido na subsubseção 1.2.2.2, os coletores de calha parabólica são sistemas termossolares de concentração e constituem-se de um espelho refletor cilíndrico, de seção parabólica e um receptor linear disposto ao longo do eixo da parábola. Por serem coletores de concentração, necessitam de um sistema de seguimento que permita estarem a todo momento enfocados ao Sol de forma que a radiação direta possa ser concentrada no tubo absorvedor.

Neste capítulo serão apresentados os principais componentes do sistema heliotérmico considerado e será descrita a modelagem da operação de concentradores de calha parabólica para a região da planta de cogeração do caso base. Os concentradores solares são modelados de acordo com o modelo simplificado descrito por Pita (2008) e são levados em conta as características do coletor *Eurotrough*.

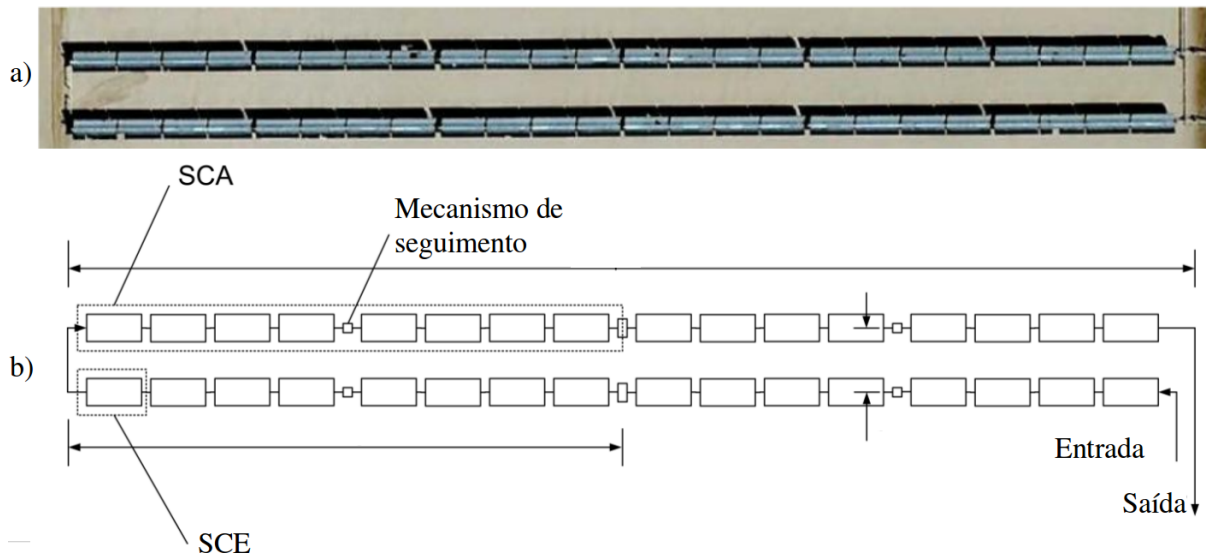
3.1 COMPONENTES DO SISTEMA

Um campo solar de coletores de calha parabólica é baseado num conjunto de laços replicados para alcançar uma determinada carga térmica. Cada laço consiste num grupo de coletores solares, conhecidos como SCA (sigla do inglês *Solar Collector Assemblies*) conectados em série. Todos os laços são conectados a tubulações principais que recebem, na saída do campo solar, o fluido de trabalho aquecido e fornecem, por outro lado, o fluido de trabalho resfriado na entrada do campo solar. O número de laços e o número de SCA's por laço varia de acordo com as características do projeto do campo e do próprio modelo de coletor (BURIN, 2015). No capítulo 4 são apresentados os layouts de integração do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo Solar.

O esquema de um laço de coletores de calha parabólica é apresentado na Figura 19b. Como pode ser visto, cada SCA tem um mecanismo de seguimento independente. Um SCA é composto por um conjunto de módulos, SCE (do inglês *Solar Collector Elements*), que consistem numa estrutura metálica que suporta o refletor em formato cilíndrico e o tubo receptor (ou HCE, do inglês *Heat Collection Element*) localizado na linha focal. Na Figura 19 é apresentada uma fotografia de satélite de um laço de coletores da planta SEGS IX. As filas de coletores devem ser espaçadas para minimizar os efeitos do sombreamento durante os períodos de penumbra parcial. Na Figura 20a mostra-se a conexão entre dois coletores num laço e na Figura 20b, identifica-se a conexão entre os laços e a tubulação principal.

Nas próximas subseções são apresentados os elementos principais presentes no coletor *Eurotrough*. O desenho do coletor *Eurotrough* pertence a um consórcio de empresas e laboratórios de pesquisa europeus: Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, SBP, Iberdrola, Ciemat DLR, Solel e CRES. O coletor, em suas diferentes variantes, utiliza uma armação principal em formato de treliça espacial numa estrutura quadrada longitudinal (em inglês: *torque box*). O comprimento de uma SCA é de 100 ou 150 metros (dependendo do modelo: ET-100 ou ET-150), onde cada módulo corresponde a 12,27 metros de comprimento com uma seção reta

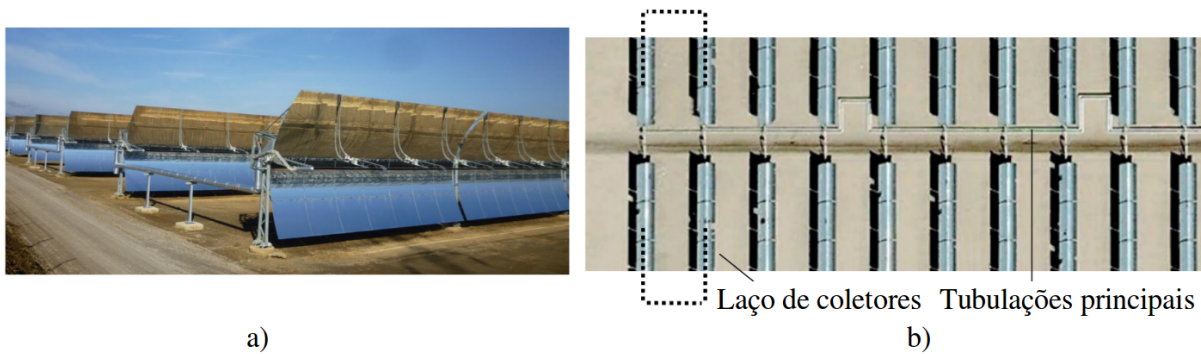
Figura 19 – a) Um laço de coletores da planta SEGS IX; e b) esquema de laço com os elementos identificados



Fontes: a) Google Maps (2017); e b) Traduzido de Burin (2015)

que suporta o refletor refletor parabólico com 5,76 metros de abertura (ULMER et al., 2007).

Figura 20 – a) Conexão de dois coletores num laço; e b) Identificação da conexão entre os laços na tubulação principal



Fontes: a) Günther et al. (2012); e b) Adaptado de Google Maps (2017)

Um coletor de calha parabólica consiste num concentrador cilindro parabólico que reflete a radiação normal direta sobre a linha focal da parábola na qual se situa o receptor: um tubo absorvedor. Do ponto de vista estrutural, esse tipo de sistema de concentração é composto por quatro elementos principais:

- Estrutura de Suporte;
- Refletor Cilindro Parabólico;
- Tubo Absorvedor
- Sistema de Seguimento Solar

A Tabela 9 apresenta as principais características de quatro modelos comerciais de coletores de calha parabólica.

Tabela 9 – Principais características de modelos comerciais de PTC's

Coletor	LS-2	LS-3	Eurotrough	Solargenix
Largura [m]	5	5,76	5,76	5
Distância focal [m]	1,49	1,71	1,71	1,49
Comprimento de um SCE [m]	8	12	12	8
Comprimento de um SCA [m]	49	99	150	49-65
Área refletora por SCA [m ²]	235	545	817	235-313
Diâmetro do tubo receptor [m]	0,07	0,07	0,07	0,07
Concentração geométrica	71:1	82:1	82:1	71:1
Mecanismo de acionamento	Mecânico	Hidráulico	Hidráulico	Mecânico ou Hidráulico
Peso [kg/m ²]	29	33	29	24
Rendimento óptico pico [%]	73	76	75	80
Referência	SEGS I e II	SEGS V-IX	Andasol I, II e III	Nevada Solar One

Fonte: Adaptado de Pita (2008)

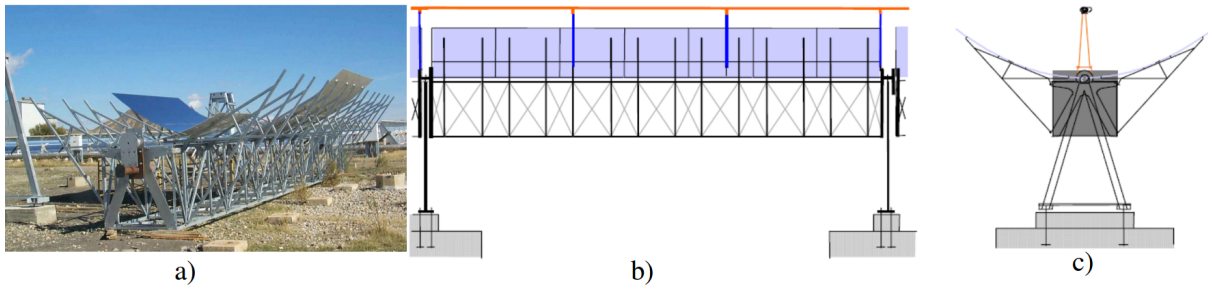
3.1.1 Estrutura de Suporte

As cargas que um coletor sofre são função de suas dimensões e características estruturais. A estrutura de suporte, armada sobre uma base concretada, fixa os coletores ao solo de forma que o conjunto estrutural suporte as cargas para que foi projetado e permita o correto seguimento solar, mantendo os refletores na posição mais precisa possível e assim reduzindo perdas geométricas. Normalmente, as estruturas utilizadas em coletores de calha parabólica são metálicas, embora se estude o emprego outros materiais, como fibra de vidro e materiais plásticos. A estrutura de suporte dos coletores *Eurotrough* consiste basicamente em uma armação retangular com braços de suporte para os espelhos. Seu desenho rígido permite aumentar o comprimento do coletor; são duas versões que podem implementadas, de 100 e de 150 metros. As principais diferenças são o número de módulos em cada coletor (oito no modelo ET-100 e doze no ET-150) e a potência demandada pela unidade hidráulica do sistema de seguimento solar. Além disso, é possível a montagem do coletor em terrenos com até 3° de inclinação (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012).

A Figura 21a mostra uma fotografia em perspectiva de um módulo do coletor *Eurotrough*. É possível ver a estrutura em treliça espacial suportando braços em cantilever que sustentam receptores parcialmente instalados. Na Figura 21b apresenta-se a vista lateral de um módulo e na Figura 21c a vista frontal do módulo do coletor montado. Os principais elementos da estrutura são apresentados na Figura 22. Um módulo é composto de 2 placas frontais para montagem (Figura 22a), 4 treliças planas (Figura 22b), 3 suportes do tubo receptor (Figura 22c),

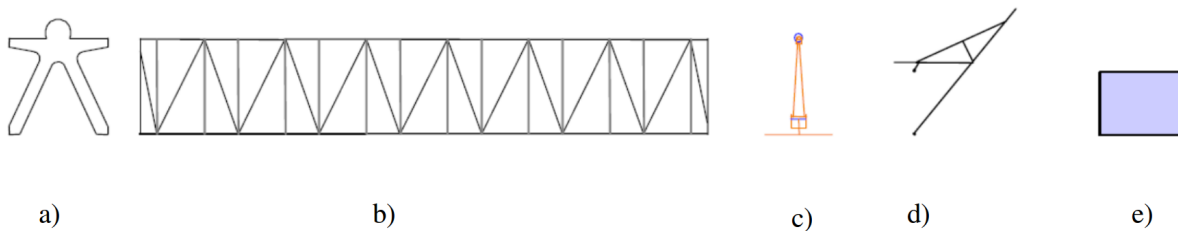
28 braços em cantilever para suporte do refletor (Figura 22d) e 28 faces do refletor (Figura 22e) (ULMER et al., 2007).

Figura 21 – Estrutura de suporte de um módulo do coletor *Eurotrough*: a) fotografia em perspectiva; b) vista lateral; e c) vista frontal



Fonte: Adaptado de Ulmer et al. (2007)

Figura 22 – Elementos da estrutura de suporte de um módulo do coletor *Eurotrough*: a) placas frontais para a montagem; b) estrutura em treliça espacial; c) suporte do tubo receptor; d) braço em cantilever para suporte do refletor; e e) face do refletor



Fonte: Adaptado de Ulmer et al. (2007)

3.1.2 Refletor Cilindro Parabólico

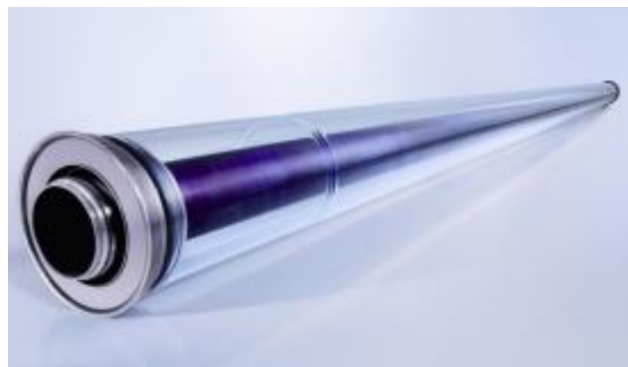
Neste elemento é feita a reflexão da radiação solar de forma concentrada sobre o tubo absorvedor. Para tanto, se utilizam películas de prata ou de alumínio depositadas sobre um suporte que garante rigidez (este pode ser feito de chapa metálica, plástico ou vidro). No caso de chapas metálicas, é habitual que um mesmo material tenha a dupla função de suporte e refletor. Nesse caso, o uso de chapas de alumínio polido com uma refletividade de aproximadamente 80%. A principal vantagem desse tipo de sistema é seu baixo custo. No entanto, devido à rápida deterioração da refletividade do alumínio quando sob interpéries, os refletores de chapa de alumínio não são utilizados em aplicações industriais onde se requer grande durabilidade. A opção mais utilizada é o emprego de vidro como meio de suporte. Neste caso, sobre a face posterior do vidro deposita-se uma fina película de prata protegida por outra de cobre e outra de pintura epoxi. Dependendo da espessura do vidro este pode ser curvado em fornos antes da deposição da película de prata (vidros grossos com espessura > 3 mm) ou curvado a frio e posicionado diretamente sobre um suporte metálico (vidros finos com espessura < 1,5 mm). No caso dos coletores *Eurotrough*, emprega-se vidro grosso colocado diretamente sobre a estrutura metálica (PITA, 2008).

3.1.3 Tubo Absorvedor

O receptor linear do coletor de calha parabólica é o encarregado de converter a radiação solar concentrada em energia térmica que é transportada pelo fluido de trabalho. Encontra-se localizado na linha focal do concentrador e é suspenso na estrutura mediante suportes (Figura 22c). É um dos elementos principais do sistema já seu rendimento global depende da eficiência do tubo absorvedor.

É composto de dois tubos concêntricos: um metálico e interno, pelo qual circula o fluido de trabalho e outro externo de material cristalino. O tubo metálico leva um recobrimento seletivo que lhe proporciona uma elevada absorvidade (de aproximadamente 94%). O tubo externo que circunda o tubo absorvedor tem uma dupla função: proteger o recobrimento seletivo das interpéries e reduzir as perdas térmicas por convecção no receptor. Em geral é aplicado um tratamento antirreflexivo nas duas faces deste tubo para aumentar sua transmissividade. Na Figura 23 é mostrado o modelo PTR 70 fabricado pela empresa alemã Schott com o objetivo de melhorar o rendimento térmico de coletores de calha parabólica. Através de um novo material para recobrimento seletivo (NAC do inglês *New Absorber Coating*) é possível trabalhar a temperaturas de até 550 °C com uma boa absorvidade solar e baixa emissividade térmica (PITA, 2008).

Figura 23 – Receptor Schott PTR 70



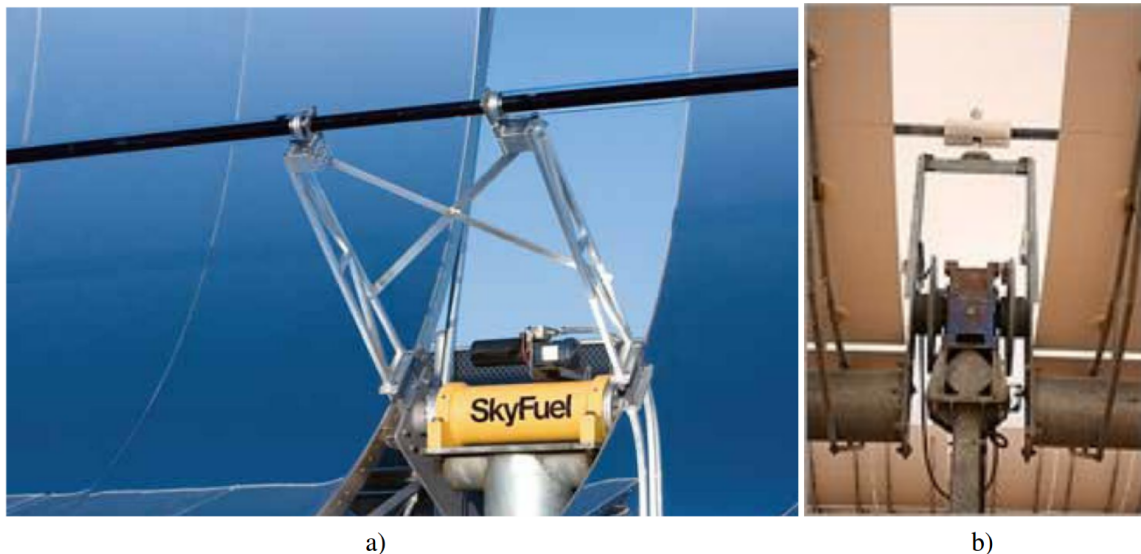
Fonte: Günther et al. (2012)

3.1.4 Sistema de Seguimento Solar

Como qualquer sistema de CSP, os coletores de calha parabólica necessitam seguir o Sol de maneira a concentrar continuamente a radiação normal direta e como concentrador linear, tem um sistema de seguimento de um eixo (enquanto concentradores pontuais têm sistemas de dois eixos). A rotação do coletor requer um mecanismo de acionamento, elétrico ou hidráulico, que mova-o de acordo com a posição do Sol. Na Figura 24 se apresentam os dois tipos de mecanismos de acionamento mais usuais.

Os mecanismos de acionamento elétrico consistem em um motor acoplado a uma caixa redutora cujo eixo de saída é unido ao eixo de rotação do coletor. Este tipo de mecanismo é adequado para coletores de pequeno e médio porte, onde não são necessários altos torques para girar o coletor.

Figura 24 – Sistemas de seguimento solar: a) atuador hidráulico SkyFuel; e b) atuador elétrico de um coletor LS-2



Fonte: Adaptado de Günther et al. (2012)

Para grandes coletores como os modelos LS-3 e *Eurotrough*, os altos torques necessários para girar o coletor demandam o uso de mecanismos hidráulicos, como mostrados na Figura 24a. Nesses mecanismos, uma bomba com motor elétrico alimenta dois pistões hidráulicos que giram a estrutura do coletor ao longo do eixo de seguimento. Com o intuito de reduzir os custos e simplificar a construção dos coletores de calha parabólica, um único atuador deve ser capaz de mover vários módulos conectados em série e operados conjuntamente como um só elemento. Assim, no caso dos coletores LS-3 são acionados 8 módulos e nos coletores *Eurotrough* são acionados até 12 módulos simultaneamente (PITA, 2008).

O controle do seguimento solar demanda o conhecimento da posição do Sol. Essa informação pode ser obtida de duas formas (GÜNTHER; JOEMANN; CSAMBOR, 2012):

- A posição do Sol pode ser calculada com um algoritmo matemático. Essa é a implementação atual dos coletores *Eurotrough*. A posição do eixo do coletor é comparada com a posição do Sol e a mínima diferença possível é alcançada pelo acionamento hidráulico.
- A posição do Sol pode ser medida com sensores que retornam um sinal ao controlador que opera o mecanismo de seguimento. Esse tipo de seguimento é implementado nas plantas SEGS. Embora a resolução seja próxima a $0,05^\circ$, estes sistemas necessitam de um algoritmo adicional para o seguimento solar em condições nubladas e para inicialização e desligamento.

3.2 DADOS GEOGRÁFICOS E METEOROLÓGICOS

A localização de um ponto na superfície terrestre pode ser determinada de acordo com seus ângulos de latitude, ϕ , e longitude, χ_{loc} , ambos em graus. O ângulo de latitude é referenciado à Linha do Equador e se considera positivo para o hemisfério norte. Já o ângulo

de longitude é referenciado ao Meridiano de Greenwich e tem valores positivos para o Leste. É necessário também especificar o meridiano de referência, χ_{ref} , o qual determina o tempo local oficial. Considerando a divisão dos 360° meridionais em 24 longitudes de referência, com 15° entre cada uma delas, o estado de São Paulo por exemplo, tem uma longitude de referência de -45° correspondentes a 3 meridianos a Oeste (UTC -3) do Meridiano de Greenwich (UTC 0).

Na realização de simulações da performance de sistemas termossolares é usual considerar dados meteorológicos representativos para a região de interesse. Neste caso, foram tomados como referência os valores médios de intervalos horários de radiação normal direta, temperatura ambiente e condições de chuva da base de dados da plataforma *Swera* para a cidade de Campo Grande durante um TMY.

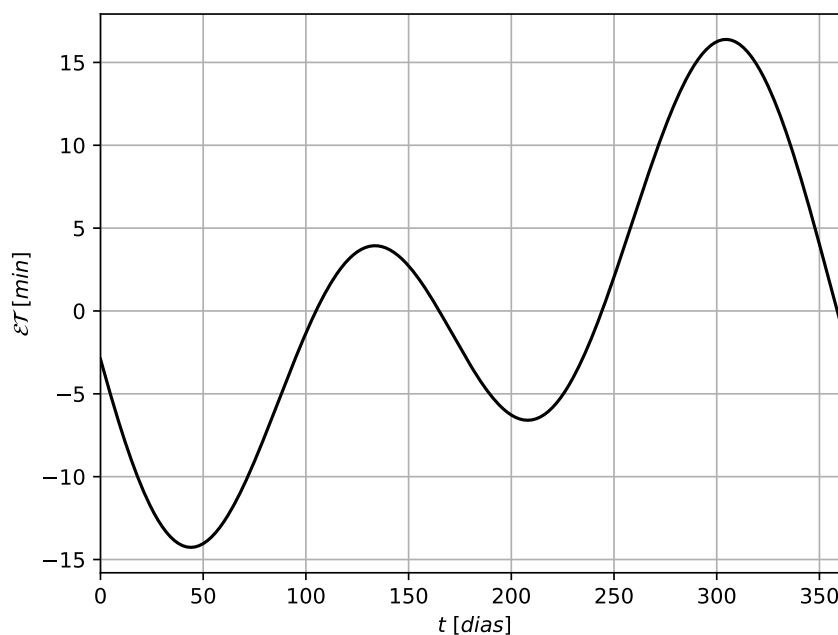
3.3 TEMPOS LOCAL OFICIAL E SOLAR APARENTE

Para realizar simulações de sistemas de energia solar é usual determinar o tempo solar aparente, t_{sol} . O cálculo é feito através da Equação 3.1, onde t_{loc} é o tempo oficial local que se estabelece segundo um meridiano de referência, χ_{ref} (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$t_{sol} = t_{loc} + \frac{\chi_{ref} - \chi_{loc}}{15} + \frac{\mathcal{E}\mathcal{T}}{60} \quad (3.1)$$

O termo $\mathcal{E}\mathcal{T}$ [min] é determinado pela Equação 3.2, conhecida como Equação do Tempo proposta por Spencer (1971) apud Duffie (2013). Tal parâmetro é devido à não uniformidade na velocidade da órbita da Terra em torno do Sol que implica em variações na duração do dia durante o ano (KALOGIROU, 2014b). Uma representação gráfica da mesma é exposta na Figura 25, pela qual o valor de $\mathcal{E}\mathcal{T}$ pode ser diretamente obtido.

Figura 25 – Equação do tempo em minutos em função do dia do ano



$$\begin{aligned} \mathcal{E}T = & 229,18 \cdot (0,000075 + 0,001868 \cdot \cos(\Gamma) - 0,032077 \cdot \text{sen}(\Gamma)) \\ & - 0,014615 \cdot \cos(2 \cdot \Gamma) - 0,04089 \cdot \text{sen}(2 \cdot \Gamma) \end{aligned} \quad (3.2)$$

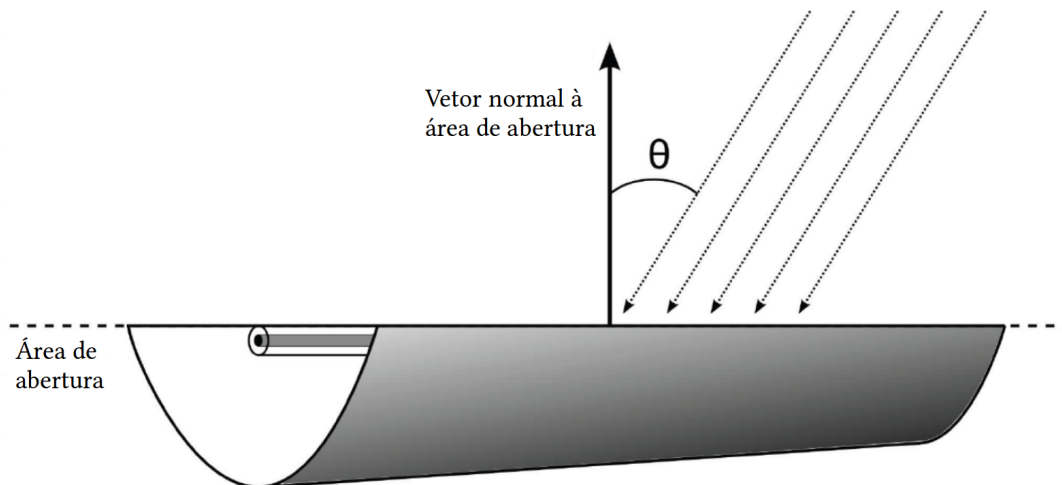
O argumento Γ é dado pela Equação 3.3, na qual o valor de n representa o dia do ano e é igual a 1 para o dia 1º de janeiro.

$$\Gamma = \frac{2 \cdot \pi \cdot (n - 1)}{365} \quad (3.3)$$

3.4 ÂNGULO DE INCIDÊNCIA

A magnitude da radiação solar que incide sobre o receptor depende da posição relativa do Sol com relação ao coletor, caracterizada pelo ângulo de incidência, θ . A definição do mesmo leva em conta outros ângulos de posicionamento do Sol e do coletor que são descritos na sequência. O ângulo de incidência é aquele formado entre a radiação direta normal, \mathcal{DNI} [W/m^2], e o vetor normal à superfície da área de abertura do coletor, como mostra a Figura 26.

Figura 26 – Ângulo de incidência em um coletor cilindro parabólico



Fonte: Traduzido de Wagner e Gilman (2011)

O ângulo de incidência é função da latitude, ϕ ; da declinação, δ ; do ângulo horário, ω ; do ângulo de azimute, γ ; e da inclinação da superfície sobre a horizontal, β . A Equação 3.4 é a expressão geral deste ângulo (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \cos(\beta) - \text{sen}(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \text{sen}(\beta) \cdot \cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega) + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \text{sen}(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \cdot \text{sen}(\beta) \cdot \text{sen}(\gamma) \cdot \text{sen}(\omega) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Para condições onde o coletor está alinhado no sentido norte-sul ($\gamma = 0$), sem inclinação em relação à horizontal ($\beta = 0$), o ângulo θ torna-se θ_z , ou ângulo de zênite, determinado pela Equação 3.5.

$$\cos(\theta_z) = \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) \quad (3.5)$$

O ângulo de incidência para superfícies com seguimento solar deve ser determinado de acordo com a orientação do coletor. No caso de coletores de dois eixos (*full tracking*) o valor de θ é dado pela Eq. 3.6.

$$\cos(\theta) = 1 \quad (3.6)$$

Ou: $\theta = 0^\circ$. Isso, é claro, depende da precisão do mecanismo de seguimento. Para coletores com eixo dispostos paralelamente ao eixo polar da Terra, ou seja, alinhados com o Norte magnético, o valor de θ é dado pela Eq. 3.7.

$$\cos(\theta) = \cos(\delta) \quad (3.7)$$

E para o caso do campo solar ter um mecanismo de seguimento solar que o mova no sentido Norte-Sul, o ângulo θ pode ser determinado pela Eq. 3.8.

$$\theta = \text{acos} \left(\sqrt{\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\gamma) \cdot \cos^2(\omega)} \right) \quad (3.8)$$

Os ângulos Ψ_s e α_s (ambos em radianos) representam, respectivamente, os ângulos de Azimute (Eq. 3.9) e de altitude solar (Eq. 3.10). O ângulo Ψ é referenciado para o Sul e é positivo de manhã, isto é, para o Leste. O ângulo α_s é complementar ao zênite θ_z e $\theta_z + \alpha_s = \pi/2$. Para a referência em relação à direção Norte, Ψ_n pode ser calculado como: $\Psi_n = 180^\circ - \Psi_s \cdot \frac{180}{\pi}$.

$$\Psi_s = \text{acos} \left(\frac{\text{sen}(\alpha_s) \cdot \text{sen}(\phi) \cdot \frac{\pi}{180} - \text{sen}(\delta)}{\cos(\alpha_s) \cdot \cos(\phi) \cdot \frac{\pi}{180}} \right) \quad (3.9)$$

$$\alpha_s = \text{asen} \left(\text{sen}(\phi) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \text{sen}(\delta) + \cos(\phi) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \right) \quad (3.10)$$

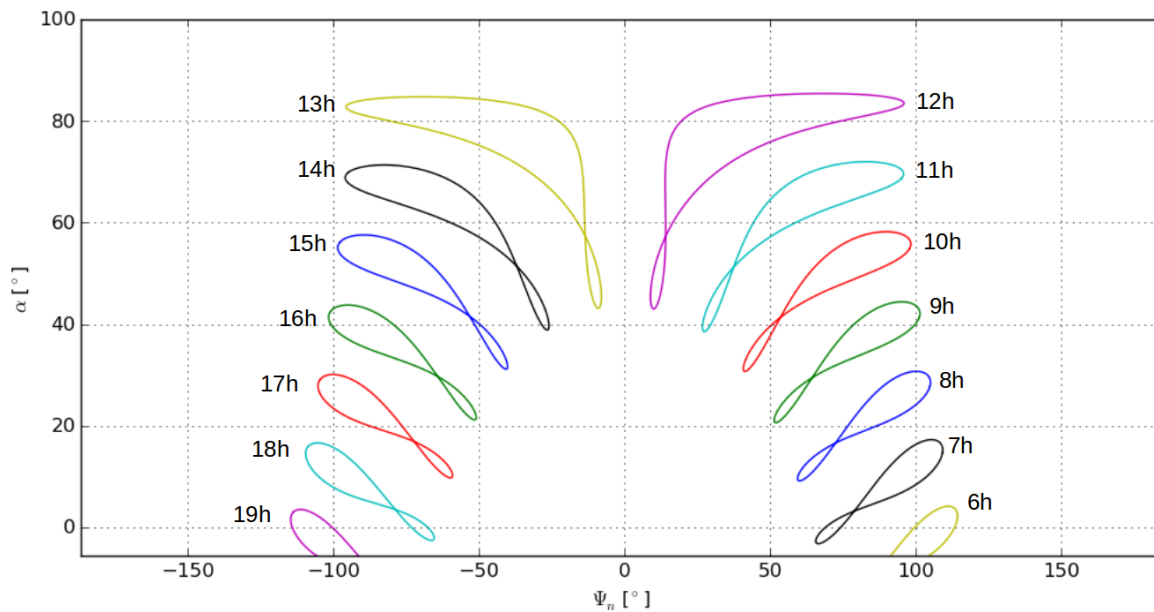
Finalmente, os ângulos de declinação e horário são determinados pelas Equações 3.11 e 3.12, respectivamente (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$\begin{aligned} \delta = & 0,006918 - 0,399912 \cdot \cos(\Gamma) + 0,070257 \cdot \text{sen}(\Gamma) \\ & - 0,006758 \cdot \cos(2 \cdot \Gamma) + 0,000907 \cdot \text{sen}(2 \cdot \Gamma) \\ & - 0,002697 \cdot \cos(3 \cdot \Gamma) + 0,00148 \cdot \text{sen}(3 \cdot \Gamma) \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$\omega = \frac{(12 - t_{sol}) \cdot 15 \cdot \pi}{180} \quad (3.12)$$

A Figura 27 apresenta o comportamento do ângulo de azimute solar, Ψ_n ao longo do ano para diferentes horários considerando a região da planta termoeétrica de caso base. O formato da curva que o Sol faz no horizonte num determinado horário ao longo do ano lembra um número 8 e é conhecido como *analemma*. A intersecção que ocorre em cada curva horária representa os dias de equinócios de primavera e outono, a parte mais externa de cada curva ocorre no solstício de verão e o ponto mais interno no solstício de inverno. No hemisfério norte a parte inferior das curvas é maior que a parte exterior, ao contrário do hemisfério Sul.

Figura 27 – Posição do Sol ao longo do ano em diferentes horários para a região da planta termoelétrica



3.5 POTÊNCIA TÉRMICA COLETADA

Aparecem diversas perdas no processo de aproveitamento térmico da radiação direta normal em calhas parabólicas devido ao mesmo ser não ideal, e portanto, caracterizado por um rendimento. Essas perdas podem ser classificadas como:

- Perdas Ópticas
- Perdas Térmicas
- Perdas Geométricas

A potência térmica coletada pelo sistema de concentradores é referente ao fluxo de energia que pode ser utilizada no ciclo de cogeração com a finalidade de reduzir o consumo de combustível. A potência térmica coletada, \dot{Q}_{col} [W/m²], é determinada pela diferença entre a potência absorvida e as perdas térmicas do sistema como descreve a Equação 3.13 (PITA, 2008).

$$\dot{Q}_{col} = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perT,col} - \dot{Q}_{perT,tub} \quad (3.13)$$

Onde: \dot{Q}_{abs} é a potência térmica absorvida;

$\dot{Q}_{perT,col}$ é a potência térmica perdida pelos coletores para o ambiente; e

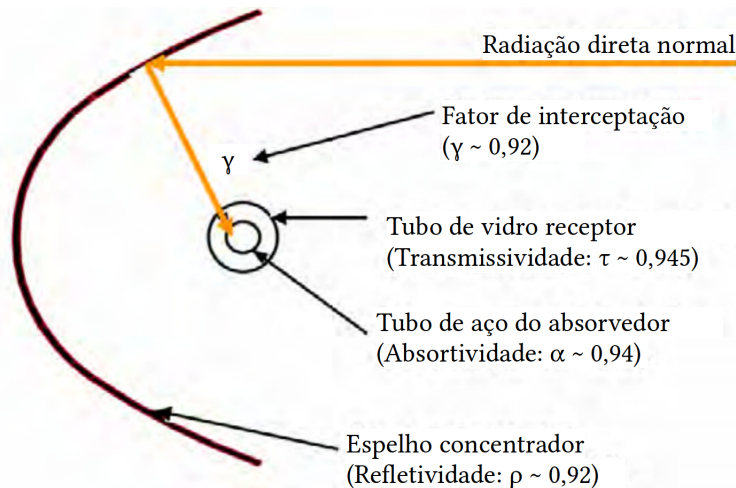
$\dot{Q}_{perT,tub}$ é a potência térmica perdida pelas tubulações do sistema.

Nas próximas subseções serão analisadas as principais perdas indicadas acima para modelar o sistema de coletores de calha parabólica. As perdas ópticas e geométricas determinam o valor da potência térmica absorvida e com as perdas térmicas calculadas, é fornecido diretamente o valor da potência térmica coletada.

3.5.1 Perdas Ópticas

Desde que a radiação solar passe pela área de abertura do concentrador, até que seja absorvida no tubo receptor, ocorre uma série de perdas devidas a fatos como as imperfeições na reflexão da luz e na transferência de calor por radiação através das superfícies do receptor. Essas perdas, apresentadas na Figura 28 com valores determinados para o coletor *Eurotrough*, são denominadas ópticas e podem ser muito importantes.

Figura 28 – Parâmetros ópticos do coletor *Eurotrough*



Fonte: Traduzido de Zarza (2002)

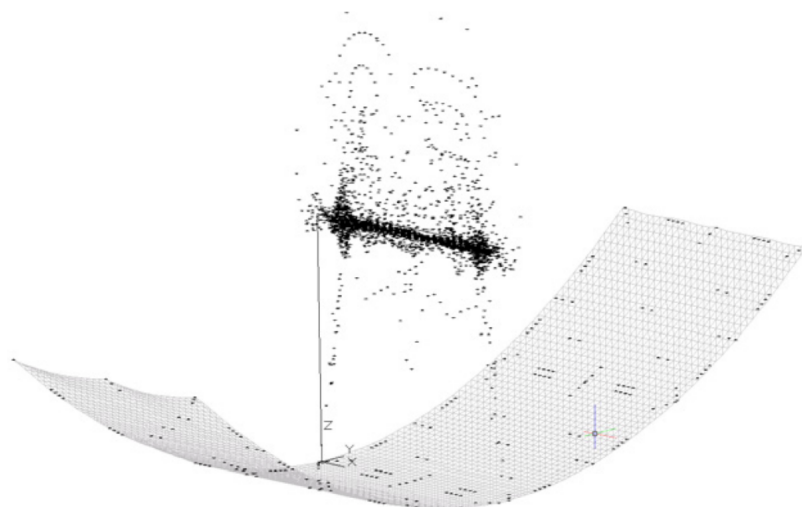
3.5.1.1 Fator de interceptação

Parte dos raios refletidos pelos espelhos concentradores não atingem o tubo receptor por diferentes causas, dentre as quais se incluem as imperfeições microscópicas e macroscópicas da superfície, erros no posicionamento do coletor ou na posição relativa entre tubo receptor e o coletor e a redução do comprimento efetivo do tubo receptor devido ao sombreamento causado por suportes e dispositivos como válvulas. Todas estas perdas estas perdas se quantificam através do fator de interceptação, γ , cujo valor máximo é de 95% para coletores de alta qualidade de fabricação e com um procedimento de montagem muito cuidadoso (BURIN, 2015). Na Figura 29 é apresentado o resultado obtido por García-Cortés *et al* (2012) onde foram identificados erros de geometria em um coletor de calha parabólica com a aplicação de fotogrametria. Os pontos marcados correspondem às interceptações com o plano vertical que passa pelo tubo receptor.

3.5.1.2 Refletividade do espelho concentrador

Como comentado no Capítulo 1, dentre os materiais que se utilizam para compor a superfície refletora, a técnica que se encontra mais generalizada é a deposição de uma fina camada de prata sobre o vidro grosso curvado a quente. A refletividade do espelho, ρ , pode chegar a alcançar o valor de 93,5%. Esse valor é reduzido devido a perdas no processo de reflexão. Estas são maiores quanto menor for a refletividade do material, o que faz com que a limpeza dos espelhos seja um dos fatores mais importantes na manutenção do campo solar. A

Figura 29 – Determinação do fator de interceptação em calha parabólica por fotogrametria



Fonte: García-Cortés, et al (2012)

velocidade da deposição de sujeira varia com as estações sendo maior no verão e menor no inverno. Como valor médio representativo pode-se adotar que as perdas por sujeira reduzem a refletividade do espelho em 2% por dia. A limpeza pode ser realizada através de jatos de água desmineralizada a pressão, para limpezas freqüentes. Se as limpezas forem mais espaçadas temporalmente, é necessário recorrer a limpeza por contato com escovas (ZARZA, 2002).

3.5.1.3 Transmissividade do tubo de vidro receptor

A função do tubo de vidro do receptor é proteger o tubo absorvedor das intempéries meteorológicas e reduzir as perdas térmicas para o ambiente. Ainda que a escolha do material seja feita com o intuito de reduzir as perdas ópticas, uma parte da radiação é refletida pelo tubo receptor. A razão entre a radiação que passa pelo tubo receptor e a radiação que incide sobre o mesmo fornece o valor de sua transmissividade, τ . Esse valor varia entre 92 e 96%. Para melhorar a transmissividade, podem ser aplicados tratamentos antirreflexivos sobre as superfícies interna e externa do vidro. Esse tipo de tratamento ocasiona aumentos da ordem de 2% na transmissividade, de forma que se for aplicado sobre as duas faces do vidro, a transmissividade aumenta em 4%. Entretanto, a degradação do tratamento ocorre na superfície externa que está exposta à chuva (PITA, 2008).

3.5.1.4 Absortividade do tubo de aço absorvedor

A absortividade do tubo absorvedor, α , quantifica que quantidade de radiação incidente é finalmente absorvida pelo tubo. Os valores típicos de absortividade variam entre 90 e 96%. Para recobrimentos seletivos tipo cermet, a absortividade pode alcançar 96%, enquanto que em recobrimentos de natureza eletrolítica, a base de Cromo, Níquel ou Cobalto Negro, não costuma superar o valor de 92% (*Idem*).

3.5.1.5 Eficiência óptica pico

O produto dos quatro parâmetros definidos anteriormente: refletividade do espelho concentrador, fator de interceptação, transmissividade de vidro e absortividade do tubo de aço é o que se denomina rendimento óptico, Eq. 3.14.

$$\eta_{opt} = \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3.14)$$

O valor da eficiência óptica pico é observado quando o ângulo de incidência é igual a zero, a temperatura do fluido de trabalho é igual à temperatura ambiente e quando os espelhos e o tubo receptor estão perfeitamente limpos (BURIN, 2015), Eq. 3.15.

$$\eta_{opt,pico} = \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha|_{\theta=0^\circ} \quad (3.15)$$

O valor da eficiência óptica pico para o coletor *Eurotrough* é de 75%.

3.5.2 Perdas Geométricas

3.5.2.1 Perdas por sombreamento

Devido a baixa altitude solar durante o início das manhãs e o final das tardes, uma linha de coletores pode sombrear a próxima e a área efetiva de abertura é reduzida. Quando o ângulo de altitude solar aumenta, o efeito do sombreamento é reduzido. A Figura 30 ilustra o fenômeno para a condição de sombreamento parcial e a Equação 3.16 determina o fator de sombreamento, R_s (PITA, 2008).

$$R_s = \frac{W_{ef}}{W} = \frac{L_{esp}}{W} \cdot \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \quad (3.16)$$

Onde (com todos em metros): W_{ef} é a largura efetiva do coletor;

W é a largura do coletor; e

L_{esp} é o espaçamento entre filas de coletores.

Figura 30 – Representação das perdas por sombreamento parcial entre as filas de coletores



Fonte: Wagner e Gilman (2011)

3.5.2.2 Modificador do ângulo de incidência

Os parâmetros ópticos são fatores que dependem das variações causadas pela incidência oblíqua da radiação solar. O Modificador do Ângulo de Incidência, $\mathcal{IAM}(\theta)$, determinado pela Equação 3.17, é introduzido para levar em conta os efeitos da variação do ângulo de incidência de forma adicional ao fator $\cos(\theta)$ (PITA, 2008).

$$\mathcal{IAM}(\theta) = \frac{K(\theta)}{\cos(\theta)} \quad (3.17)$$

O fator $K(\theta)$ pode ser determinado pela Equação 3.18.

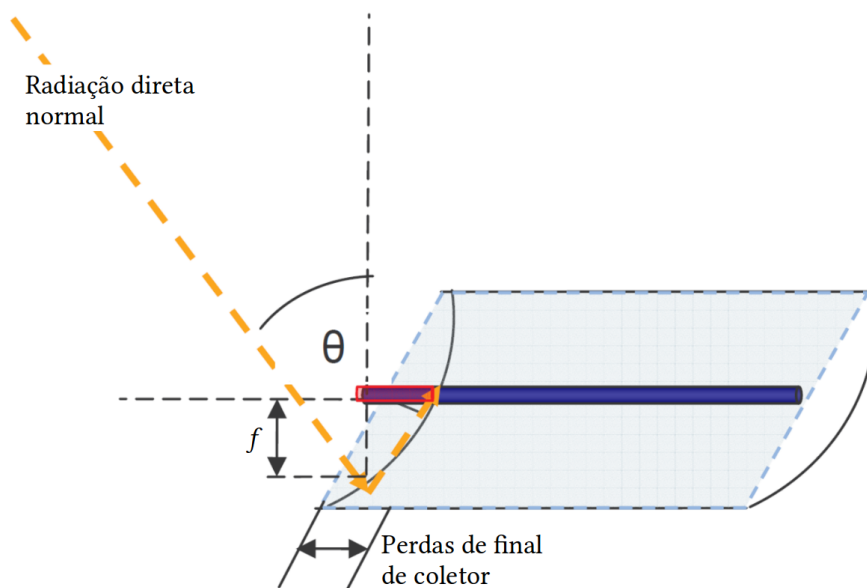
$$K(\theta) = \cos(\theta) - k_1 \cdot \theta - k_2 \cdot \theta^2 \quad (3.18)$$

Onde os valores de k_1 e k_2 são características de cada modelo de coletor obtidos experimentalmente.

3.5.2.3 Perdas de final de coletor

As perdas de final de coletor ocorrem quando o ângulo de incidência é diferente de zero. Como apresentado na Figura 31, uma parte do tubo receptor não é iluminada pela radiação solar refletida pelos espelhos. As perdas de final de coletor são uma função da distância focal, f , do comprimento do coletor, L_{col} , e do ângulo de incidência como descrito pela Equação 3.19 (PITA, 2008).

Figura 31 – Representação das perdas de final de coletor



Fonte: Traduzido de Burin (2015)

$$E_L = 1 - f \cdot \frac{\tan(\theta)}{L_{col}} \quad (3.19)$$

Onde f e L_{col} são dados em metros.

Finalmente, o valor da potência térmica absorvida é determinado a partir da Equação 3.20. Para determinar o valor da potência térmica coletada ainda devem ser modeladas as perdas térmicas que ocorrem no sistema (PITA, 2008).

$$\dot{Q}_{abs} = \mathcal{DN}\mathcal{I} \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{opt,pico} \cdot \mathcal{IAM}(\theta) \cdot R_s \cdot E_L \quad (3.20)$$

3.5.3 Perdas Térmicas

Além das perdas óticas e geométricas, em coletores de calha parabólica, existem também perdas térmicas, que ocupam o segundo lugar em ordem de importância, depois das perdas óticas. As perdas térmicas ocorrem tanto no tubo absorvedor quando no sistema de tubulações que constituem os coletores e laços entre si.

3.5.3.1 Potência térmica perdida do coletor para o ambiente

Conforme o fluido de trabalho vai absorvendo energia no tubo absorvedor do coletor, sua temperatura vai sendo aumentada. Devido a diferença da temperatura média do fluido em cada seção transversal do coletor e a temperatura ambiente, ocorrem perdas de calor. Estas podem ser constituídas de perdas por condução através dos suportes do receptor, perdas por convecção, por condução e radiação entre o tubo absorvedor e o tubo receptor e perdas por convecção e radiação do tubo receptor para o ambiente. O modelo adotado nesse caso representa um tratamento conjunto de todas essas perdas.

Com o objetivo de poder introduzir as perdas térmicas na simulação temporal do campo solar, foi utilizada uma expressão simplificada em forma de regressão linear. Entre os parâmetros mais importantes estão a radiação normal direta incidente (e o ângulo de incidência θ), a temperatura do fluido de trabalho e a temperatura ambiente de maneira que a Equação 3.21, proposta por Pita (2008) foi utilizada para modelar as perdas térmicas dos coletores para o ambiente.

$$\dot{Q}_{perdT,col} \left(\frac{W}{m} \right) = a_2 \cdot \Delta T^2 + a_1 \cdot \Delta T + a_0 + (b_2 \cdot \Delta T^2 + b_1 \cdot \Delta T + b_0) \cdot \left(\frac{\mathcal{DN}\mathcal{I}}{900} \right) \cdot \cos(\theta) \quad (3.21)$$

Onde: a_i e b_i são coeficientes de regressão linear; e

ΔT é a diferença entre a temperatura do fluido de trabalho (T_{HTF}) e a ambiente (T_{amb}), sendo aquela é dada por

$$T_{HTF} = \frac{T_{saida,CS} - T_{entrada,CS}}{2}$$

Note que a Equação 3.21 é calculada em (W/m), ou seja, em cada seção transversal do coletor. A divisão pela largura do refletor é feita para determinar as perdas térmicas por unidade de área de abertura (W/m²). Para efeito de precisão a equação pode ser aplicada para a temperatura média de cada módulo que constitui o coletor. Para mais precisão, pode ser levado em conta o valor médio das perdas de calor, que por definição, é determinado pela

Equação 3.22.

$$\dot{Q}_{perdT,col} = \frac{\int_{T_{in}}^{T_{out}} Q_{perdT,col}}{T_{out} - T_{in}} \quad (3.22)$$

Onde: T_{out} [°C] é a temperatura de saída do módulo; e
 T_{in} [°C] é a temperatura de entrada do módulo.

Substituindo a Equação 3.21 na 3.22, se obtém a expressão da Eq. 3.23 (PITA, 2008).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{perdT,col} = & \\ & \frac{\frac{a_3}{4} \cdot (T_{out}^4 - T_{in}^4) + \frac{a_2}{3} \cdot (T_{out}^3 - T_{in}^3) + \frac{a_1}{2} \cdot (T_{out}^2 - T_{in}^2) + a_0 \cdot (T_{out} - T_{in})}{(T_{out} - T_{in})} + \\ & \frac{\left[\frac{b_2}{3} \cdot (T_{out}^3 - T_{in}^3) + \frac{b_1}{2} \cdot (T_{out}^2 - T_{in}^2) + b_0 \cdot (T_{out} - T_{in}) \right] \cdot \left(\frac{DN_I}{900} \right) \cdot \cos(\theta)}{(T_{out} - T_{in})} \end{aligned} \quad (3.23)$$

3.5.3.2 Potência térmica perdida pelas tubulações do sistema

As perdas térmicas de tubulação do campo solar é determinada, em W/m², pela Equação 3.24 (PITA, 2008).

$$\dot{Q}_{perT,tub} = L_{p1} \cdot \Delta T - L_{p2} \cdot \Delta T^2 + L_{p3} \cdot \Delta T^3 \quad (3.24)$$

Onde: L_{pi} são coeficientes de regressão linear definidos para cada coletor.

O modelo descrito acima é a base para a implementação de simulações das propostas de campo solar apresentadas no capítulo a seguir. Tais simulações, como já foi comentado, são executadas em linguagem Python e os códigos fontes desenvolvidos são apresentados no Apêndice B.3.

3.6 EFICIÊNCIA GLOBAL DO COLETOR

Como consequência das das perdas ópticas, térmicas e geométricas que existem no coletor de calha parabólica, nem toda potência solar incidente é convertida em potência térmica útil absorvida pelo fluido de trabalho, ou seja, o processo apresenta um determinado rendimento. A definição de eficiência não é única, mas depende do que se considera como entrada e como saída do processo. Podem ser definidas, inicialmente, quatro tipos de eficiência (PITA, 2008):

- Eficiência Global, η_{global} ;
- Eficiência óptica pico, $\eta_{opt,pico}$;
- Eficiência térmica, η_{th} ; e
- Eficiência exergética, η_{ex} .

A eficiência exergética não será analisada neste trabalho, mas será definido outro parâmetro, a eficiência solar para eletricidade, η_{SE} (já comentada na seção 1.3). A eficiência óptica pico também já foi comentada e foi definida pela Equação 3.15. A eficiência global do coletor considera todos os tipos de perdas: térmicas, ópticas e geométricas e se define como a potência térmica útil e a potência solar incidente sobre o coletor, Eq. 3.25. E a potência solar incidente sobre a área de abertura do concentrador é dada pela Eq. 3.26.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{Q}_{col}}{\dot{Q}_{disp}} \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_{disp} = A_{CS} \cdot \mathcal{DN}\mathcal{I} \cdot \cos(\theta) \quad (3.26)$$

Onde: A_{CS} é a área de abertura do campo solar [m^2].

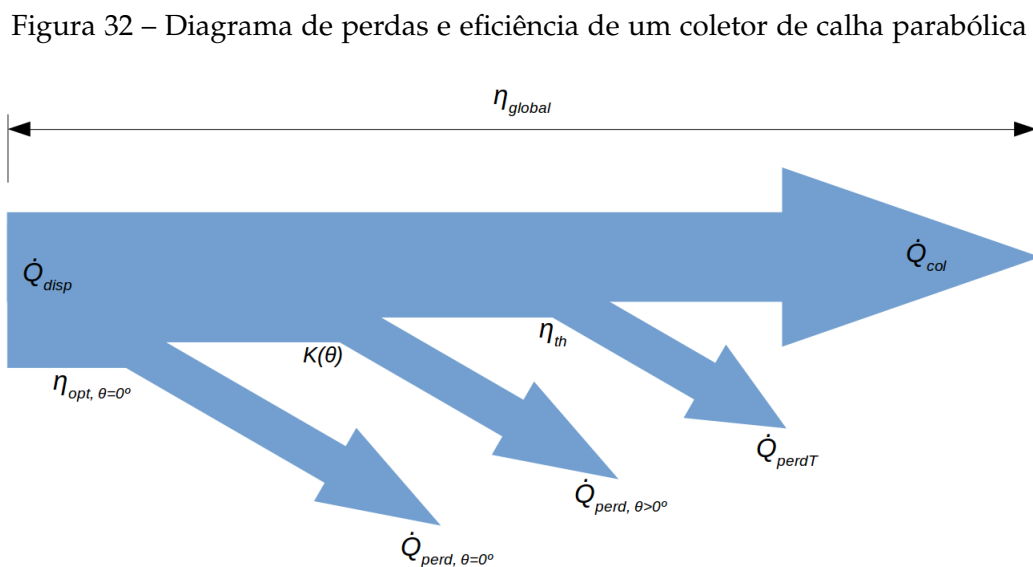
A forma mais geral de expressar a potência térmica útil fornecida pelo campo solar é em termos do salto entálpico que experimenta o fluido de trabalho ao passar pelos concentradores, Eq. 3.27.

$$\dot{Q}_{col} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (3.27)$$

A eficiência térmica contabiliza todas as perdas térmicas que ocorrem nos coletores. Depende diretamente da temperatura do fluido de trabalho e pode ser determinada a partir da Equação 3.28 (PITA, 2008).

$$\eta_{global} = \eta_{opt,pico} \cdot K(\theta) \cdot \eta_{th} \quad (3.28)$$

A Figura 32 apresenta de forma esquemática um balanço de energia de um coletor de calha parabólica com o significado gráfico das eficiências e do parâmetro modificador do ângulo de incidência.



Fonte: Adaptado de Pita (2008)

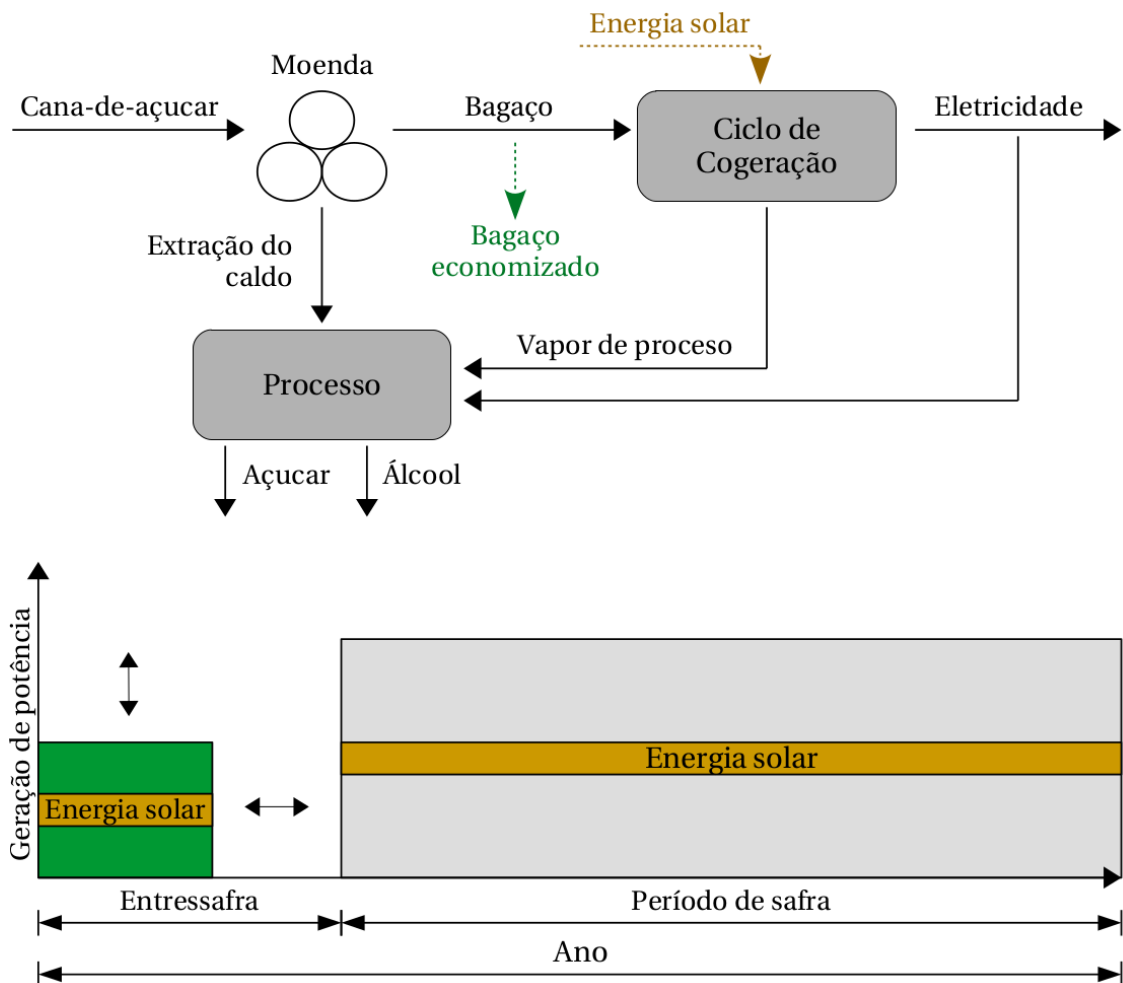
Os valores de latitude e longitude da região da planta de cogeração de caso base, assim como os coeficientes de regressão linear das Equações 3.24 e 3.21 e as características físicas do coletor *Eurotrough*, todos levadas em conta na implementação dos modelos apresentados estão disponíveis no Apêndice B.3.

4 PROPOSTA DE SIMULAÇÃO HÍBRIDA: BIOMASSA/SOLAR

Serão estabelecidas neste capítulo as condições de referência sob as quais são projetados os campos solares para três propostas de integração ao ciclo termodinâmico da planta termoelétrica de cogeração de caso base. Os campos solares operam sempre de forma individual. A análise dos coletores operando simultaneamente não faz parte do escopo deste trabalho.

Um esquema da proposta de assistência solar ao ciclo base de cogeração e a estratégia de operação proposta são apresentados na Figura 33. A planta de cogeração provê eletricidade e calor de processo para a produção de açúcar e álcool. A eletricidade excedente é exportada para a rede. O conceito proposto neste trabalho consistem em operar a planta de cogeração em modo de economia de combustível durante a safra. Então, o bagaço economizado é usado para mover a planta durante parte da entressafra (também em modo de economia de combustível).

Figura 33 – Equema e estratégia de operação da planta de cogeração para extensão à entressafra



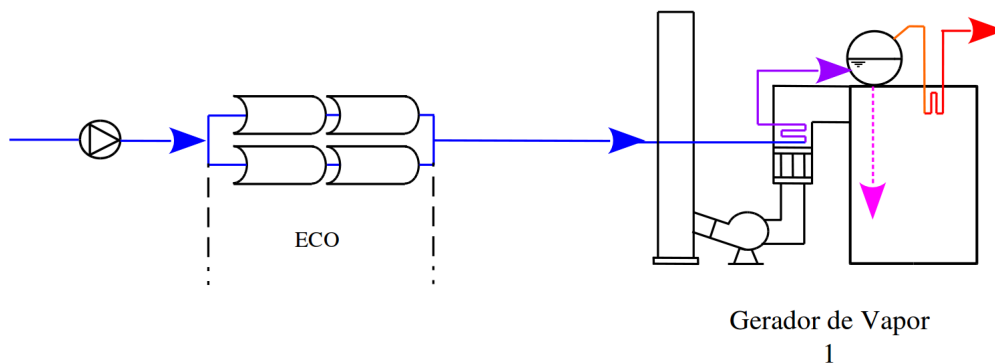
Fonte: Adaptado e traduzido de Burin (2015).

4.1 PROPOSTA A: PRÉ-AQUECIMENTO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

A primeira proposta de integração supõe o uso de um sistema de coletores de calha parabólica para pré-aquecer a água de alimentação do gerador de vapor, promovendo a economia de combustível no processo de cogeração. Identifica-se no ciclo termodinâmico do caso base que o Gerador de Vapor 2 já trabalha com carga inferior a 85%, dessa forma, - e sobretudo para as outras duas propostas, onde o sistema solar entra em paralelo com a caldeira, reduzindo ainda mais sua carga - propõe-se, para todos os casos, levar em conta a integração campo solar com o Gerador de Vapor 1, unicamente.

Para isso, é proposto dimensionar o campo de coletores solares com o intuito de aumentar a temperatura da água de alimentação até 180 °C nas condições de projeto; de tal forma que seja consumida uma menor quantidade de combustível para gerar a mesma vazão de vapor que na operação regular. Durante o tempo de operação do campo solar a $DN\mathcal{I}$ apresenta variações devido às diferentes possibilidades de condições climáticas. Por isso, será limitada a temperatura máxima de aquecimento da água no valor de projeto (180 °C); com temperaturas maiores é possível se obter variações mais significativas na sua dinâmica, de tal forma que, as condições de operação estabelecidas não sejam adequadas para a análise. Um ponto de projeto semelhante é proposto por Galante (2015) para a assistência de um campo de coletores Linear Fresnel a uma caldeira a lenha. A Figura 34 apresenta a proposta de integração do campo de coletores em série com o Gerador de Vapor 1.

Figura 34 – Proposta de integração A: pré-aquecimento de água de alimentação



O calor demandado ao campo solar, \dot{Q}_{CS} , para realizar o pré-aquecimento é determinado a seguir:

$$\dot{Q}_{CS} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{17,proj}) = 56,3 \cdot (766,1 - 513,2) = 14238,27[kW]$$

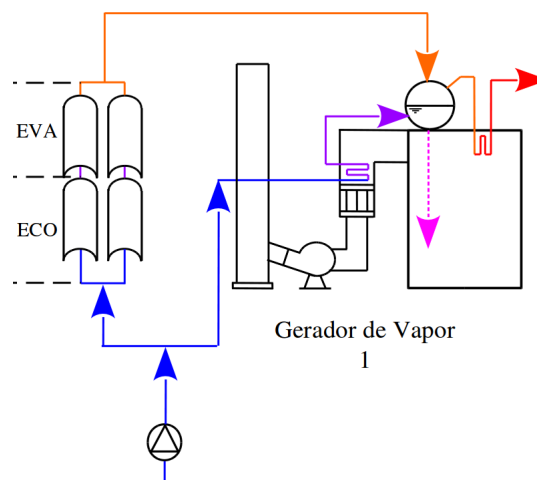
Onde: h_{17} é a entalpia do líquido comprimido, em kJ/kg, a 180 °C e 6,67 MPa; e $h_{17,proj}$ é o valor da entalpia de projeto [kJ/kg].

Como a vazão que passa pelo Gerador de Vapor 1 tem valores fixados para safra e entressafra no caso da proposta A, a eficiência do equipamento permanecerá constante. Além disso, tanto no modelo do Gerador de Vapor como no modelo do campo solar, as perdas de carga são desprezadas.

4.2 PROPOSTA B: GERAÇÃO DE VAPOR SATURADO

O segundo leiaute proposto neste trabalho consiste em acoplar o sistema de coletores de tal forma que uma fração da água de alimentação seja aquecida até a condição de vapor saturado; isso com o intuito de depositá-la posteriormente em um tambor auxiliar ou diretamente no tambor do gerador de vapor e assim promover a economia de combustível. A Figura 35 apresenta a proposta de integração B. Seu limite máximo de operação, ou ponto de projeto, ocorre para deslocar metade da vazão de vapor entregue pelo Gerador de Vapor 1 ao sistema; o que leva a carga da caldeira a aproximadamente 50 %.

Figura 35 – Proposta de integração B: geração de vapor saturado



O calor demandado ao campo solar, \dot{Q}_{CS} , para realizar o pré-aquecimento e a evaporação do fluido de trabalho é determinado a seguir:

$$\dot{Q}_{CS} = \frac{\dot{m}_1}{2} \cdot (h_{v,s} - h_{17,proj}) = \frac{54,4}{2} \cdot (2776,7 - 513,2) = 61612,47[kW]$$

Onde: $h_{v,s}$ é a entalpia específica do vapor saturado, em kJ/kg, a 6,67 MPa; e

Para essa proposta e para a seguinte, será considerada a variação na eficiência do Gerador de Vapor 1 após a integração do campo solar devido a variação da carga do equipamento, tanto para o caso da operação na safra, quanto no caso da operação na entressafra.

4.3 PROPOSTA C: GERAÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO

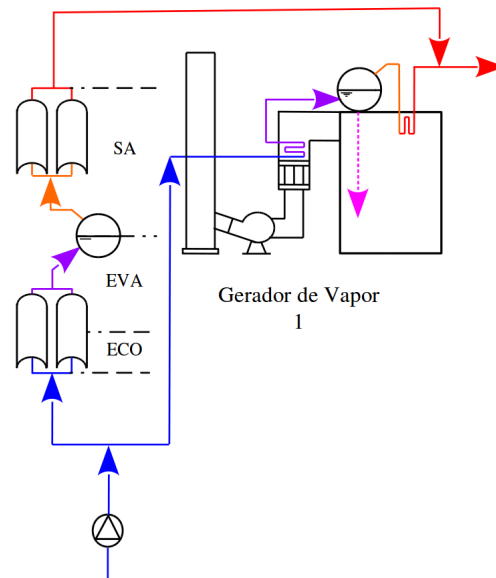
A terceira proposta consiste no dimensionamento de um campo solar que deverá aquecer, evaporar e superaquecer o fluido de trabalho até a mesma condição de fornecimento da caldeira, ou seja, 490 °C e 6,67 MPa. O campo Solar da proposta C será projetado para gerar no máximo metade da carga térmica entregue pelo Gerador de Vapor 1 à CEST.

O calor demandado ao campo solar, \dot{Q}_{CS} , para realizar o pré-aquecimento, a evaporação e o superaquecimento do fluido de trabalho é determinado a seguir:

$$\dot{Q}_{CS} = \frac{\dot{m}_1}{2} \cdot (h_1 - h_{17,proj}) = \frac{54,4}{2} \cdot (3390,9 - 513,2) = 78330,99[kW]$$

Onde: h_1 é a entalpia do vapor superaquecido, em kJ/kg, a 6,67 MPa e 490 °C; e

Figura 36 – Proposta de integração C: geração de vapor superaquecido



A parte do sistema que representa o superaquecedor do campo solar demanda uma potência térmica, nas condições de projeto, determinada pela diferença entre o calor demandado ao campo solar para realizar o pré-aquecimento e a evaporação e o calor determinado na expressão acima.

$$Q_{CS,S.A.} = 78830,99 - 61612,47 = 17218,52[kW]$$

A operação dos campos solares, por simplificação, não leva em conta uma série de consumos de equipamentos auxiliares como bombas de recirculação, mecanismo de seguimento solar, entre outros.

A hipótese adotada é que a geração direta de vapor superaquecido ocorra em fluxo único (único passo), pois embora não seja estruturado nenhum modelo fluidodinâmico para os campos solares, desconsidera-se também a necessidade intrínseca da operação combinada de recirculação e injeção no campo de concentradores.

Dessa forma, será determinada a área de campo solar necessária para superaquecimento de fluido de trabalho. A simulação do campo de coletores de calha parabólica para esta proposta é diferenciada das demais: os valores obtidos para a proposta de geração de vapor saturado são utilizados como entrada do campo de superaquecimento. Considera-se, entretanto e para todas as simulações das três propostas, que o modelo do receptor é o mesmo; fato que não ocorre na prática, sendo possível o uso de tubos não evacuados para as áreas que operam com menores valores médios de temperatura do fluido de trabalho.

4.4 ÁREA DE PROJETO

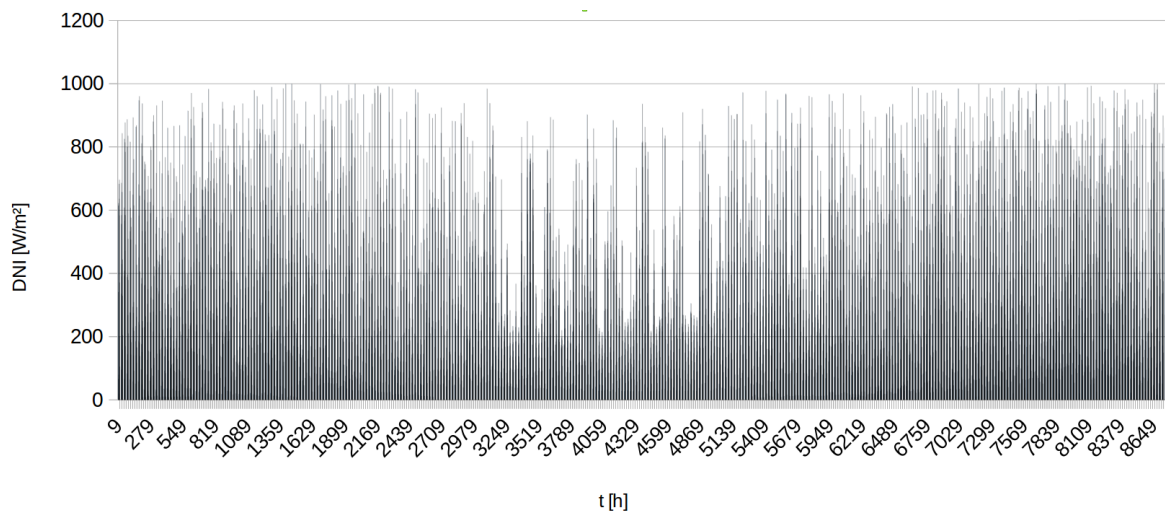
Os dados de radiação normal direta disponíveis no TMY considerado para implementação das propostas de campos solares é apresentado na Figura 37. Após a análise da distribuição

da radiação normal direta durante um ano, foi determinado um valor representativo de projeto. Tal valor não pode ser muito alto nem muito baixo para evitar sub ou subdimensionamento do campo solar. O valor de 879 W/m^2 , correspondente ao meio-dia solar do dia 21 de novembro; o valor encontra-se entre os 90 e 95% dos maiores disponíveis. Uma vez considerada esta incidência solar, é determinada a área de coletores suficiente para suprir o calor demandado em cada proposta através da Equação 4.1 e empregando os valores dos parâmetros apresentados na Tabela 10.

$$A_{CS,proj} = \frac{\dot{Q}_{CS}}{DNI \cdot \eta_{opt,pico} \cdot IAM(\theta) \cdot R_S \cdot E_L - \dot{Q}_{perT,col} - \dot{Q}_{perT,tub}} \quad (4.1)$$

Onde: \dot{Q}_{CS} é a demanda de potência térmica do campo solar para cada proposta.

Figura 37 – Distribuição da DNI do ano meteorológico típico considerado



Fonte: SWERA (2016)

Tabela 10 – Condições de projeto para o campo solar

Parâmetro	Unidade	Valor Adotado
Coletor Solar	-	<i>Eurotrough</i> 150
Tubo Absorvedor	-	Schott PTR 70
Fluido de Trabalho	-	Água-vapor
Espaçamento Entre Filas	[m]	17,2
DNI	$[\text{W/m}^2]$	879
Temperatura Ambiente	$[\text{°C}]$	25
Ângulo de Incidência	$[\text{°}]$	3,1

Como esta determinação do ponto de projeto pode vir a resultar em campos solares sub ou sobredimensionados, é necessário que uma análise posterior seja feita para determinar o melhor ponto de projeto. Esta análise é feita com o Múltiplo Solar (\mathcal{MS}), determinado pela Eq. 4.2. Este parâmetro especifica uma fração multiplicadora da área de projeto do campo solar (GALANTE, 2015).

$$\mathcal{MS} = \frac{A_{CS}}{A_{CS,proj}} \quad (4.2)$$

4.5 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO CICLO HÍBRIDO

A eficiência solar para eletricidade anual (*annual solar-to-electricity efficiency*) define-se como a razão entre a potência eléctrica gerada em excedente ao integrar o campo solar e a energia solar total recebida pelos refletores. Este índice de desempenho é calculado por meio da Equação 4.3 (BURIN; BAZZO, 2013).

$$\eta_{STE} = \frac{\sum_{i=0}^{i=8759} \dot{W}_{CS}}{\sum_{i=0}^{i=8759} \mathcal{DNI} \cdot A_{CS}} \quad (4.3)$$

Onde: \dot{W}_{CS} é a contribuição do sistema de coletores solares para a geração da potência eléctrica e calculado por meio da Equação 4.4. Note que leva-se em conta a geração de potência mecânica da BPST multiplicada pelo valor da eficiência de gerador eléctrico para prover representatividade ao cálculo da eficiência.

$$\dot{W}_{CS} = \mathcal{FS} \cdot (\dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}) \quad (4.4)$$

Sendo \mathcal{FS} a fração solar, definida como a parcela de calor que é entregue ao fluido pela ação do coletor solar e calculada mediante a Equação 4.5.

$$\mathcal{FS} = \frac{\dot{Q}_{CS}}{\dot{Q}_{CS} + \sum_{i=0}^{i=1} \dot{Q}_{cald,i}} \quad (4.5)$$

No cálculo do fator de utilização energética do ciclo de cogeração híbrido é necessário considerar a intervenção da energia solar, quanto ao aquecimento do fluido de trabalho. Portanto, o fator de utilização do ciclo híbrido está dado mediante a Equação 4.6.

$$\varepsilon_u = \frac{\dot{Q}_{proc} + \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\dot{Q}_{CS} + \sum_{i=0}^{i=1} \dot{Q}_{cald,i}} \quad (4.6)$$

A eficiência térmica do ciclo, por sua vez, pode ser calculada levando em conta a fração solar ou pela Equação 4.7.

$$\eta_{th,ciclo} = \frac{\dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\sum_{i=0}^{i=1} \dot{Q}_{cald,i} + \dot{Q}_{CS}} \quad (4.7)$$

A eficiência no consumo de combustível da planta termoeléctrica de cogeração é dada pela Equação 4.8 (SRINIVAS; REDDY, 2014):

$$\eta_{cb,planta} = \frac{\dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\mathcal{PCI} \cdot (\dot{m}_{cb,1} + \dot{m}_{cb,2})} \quad (4.8)$$

E a eficiência térmica de planta híbrida (Idem):

$$\eta_{th,planta,h} = \frac{\dot{W}_{exp} + \dot{W}_{el,proc} + \dot{W}_{BPST} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{g,el}}{\mathcal{DNI} \cdot A_{CS} + \mathcal{PCI} \cdot (\dot{m}_{cb,1} + \dot{m}_{cb,2})} \quad (4.9)$$

4.6 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

A análise termoeconômica proposta neste trabalho consiste na determinação do valor do custo nivelado de eletricidade, \mathcal{LCOE} , indicado em IEA (2015) para comparar os custos da geração híbrida com outras tecnologias de geração de potência.

Para tanto, deve ser determinada a quantidade de bagaço economizado durante o período de safra da cana-de-açúcar. Essa quantidade influencia no tempo em que a operação será estendida à entressafra (além da disponibilidade de potência solar) e na quantidade de potência elétrica extra exportada.

A quantidade de bagaço economizado durante o período de safra da cana-de-açúcar, \mathcal{BE} , é calculado pela Equação 4.10.

$$\mathcal{BE} = \sum_{i=0}^{i=4999} (\dot{m}_{cb,bc} - \dot{m}_{cb,hc}) \quad (4.10)$$

Onde: $\dot{m}_{cb,bc}$ é a quantidade de bagaço consumido por hora para o caso base; e $\dot{m}_{cb,hc}$ é a quantidade de bagaço consumido por hora para o caso híbrido.

A geração de potência extra, durante o período de entressafra da cana-de-açúcar, \mathcal{GE} , é calculada pela Equação 4.11.

$$\mathcal{GE} = \sum_{Entressafra} \dot{W}_{exp} \quad (4.11)$$

Onde: \dot{W}_{exp} é a quantidade potência elétrica de exportação para a rede durante a entressafra, determinada na seção de resultados do capítulo 2 para a proposta de operação estendida à entressafra.

Vale notar que a geração de potência durante o período de entressafra apresenta um valor reduzido em relação ao período recíproco. A exportação de potência elétrica, entretanto, é maior no caso da entressafra, mesmo com a carga do Gerador de Vapor 1 sendo reduzida para 88,2% durante a maior parte do tempo de operação nestas condições. Isso é devido ao menor consumo de potências tanto elétrica, quanto térmica durante a safra devidas ao processo produtivo.

O custo nivelado da energia, \mathcal{LCOE} , é definido como o custo da geração de energia elétrica dividido pela quantidade de energia gerada durante vida útil da instalação; pode ser calculado pela Equação 4.12 (IEA, 2015).

$$\mathcal{LCOE} = \frac{\sum_{t=0}^{tv} (\mathcal{CC} + \mathcal{LC} + \mathcal{O\&M}) \cdot (1+r)^{-t}}{\sum_{t=0}^{tv} (\mathcal{GE}) \cdot (1+r)^{-t}} \quad (4.12)$$

Onde: \mathcal{CC} é o Custo de Capital;

\mathcal{LC} é o Custo do Terreno;

$\mathcal{O\&M}$ é o Custo de Operação e Manutenção;

r é a Taxa de Juros; e

tv é o Tempo de Vida Útil da Instalação.

A Tabela 11 apresenta os parâmetros adotados para a análise econômica levados a cabo neste trabalho. Os custos de capital são definidos com base na literatura para campos solares de calha parabólica cotados com fornecedores especializados. Os custos de investimento na área de terra necessária também são contabilizados como parte do investimento inicial. Para os custos de operação e manutenção assume-se que sejam a soma dos custos com funcionários e substituição de materiais.

Tabela 11 – Parâmetros adotados para a análise econômica

Parâmetros	Unidade	Valor Adotado
Campo solar ^a	U\$/m ²	400
Serviços de Balanço de planta (BOP) ^a	U\$/m ²	75
Obra Civil ^b	U\$	10 % de CD
Engenharia e gerenciamento ^{b,*}	U\$	10 % de CD
Adaptações do terreno ^c	U\$/ha	250000
Investimento do terreno [♦]	U\$/ha	25074
Substituição de materiais ^d	U\$/ano	1 % de CD
Funcionários [■]	U\$/ano	40000
Taxa de juros	-	8,00%
Vida útil	anos	25

Fontes: ^a Burin et al. (2016); ^b Manzolini et al. (2011); ^c Turchi et al. (2010); ^d Morin et al. (2012);

* Não dependente da área do campo solar.

♦ Custo cotado.

■ Custo estimado.

Onde CD representa o total dos custos diretos de implementação. Ressalta-se que as referências apresentadas na tabela são citadas no trabalho de Burin (2016) e os valores adotados nesta análise termoeconômica são os mesmos utilizados pelo autor com excessão dos custos com sistemas de transferência de calor para óleo térmico utilizados naquele trabalho.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesse capítulo são descritas e avaliadas as configurações de acoplamento do sistema de coletores de calha parabólica que foram propostas nas três primeiras seções do capítulo anterior. Serão apresentados os resultados obtidos mediante a sua modelagem termodinâmica para o período de safra e os principais índices de desempenho; os resultados do período de entressafra são apresentados no Anexo A.

5.1 PROPOSTA A: PRÉ-AQUECIMENTO DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

5.1.1 Área de Projeto e Múltiplos Solares

A área de superfície refletora necessária para aumentar a temperatura do fluido de trabalho até a temperatura de 180 °C para as condições de projeto especificadas na Tabela 10 é de 23495 metros quadrados. Como a área necessária não é um múltiplo exato da área de cada coletor *Eurotrough*, propõe-se o uso de 27 coletores, totalizando uma área refletora de 23328,0 metros quadrados. A área necessária para a construção do campo solar foi determinada como valendo 9,33 hectares. A redução na geração de potência térmica acarretada pelo uso de uma área inferior à de projeto (determinada da seção 4.1), neste caso, corresponde a aproximadamente 1% a menos durante o horário de ponto de projeto. A análise da discretização das áreas do campo solar, no caso do emprego do parâmetro de múltiplo solar. Os resultados da primeira proposta, pré-aquecimento de água de alimentação para o ciclo de cogeração de caso base, para os parâmetros operacionais do período de safra são apresentados na Figura 38.

O comportamento do campo solar varia de acordo com o múltiplo solar. A Figura 39 apresenta, para três dias típicos de operação,¹ a potência entregue pelo campo solar da proposta A. São apresentados os resultados para três múltiplos solares. Note que com o múltiplo solar menor que a unidade, o sistema não alcança os valores de projeto. E com o múltiplo solar igual a 1,2, o sistema deixa de apresentar o pico característico do meio dia solar para o ponto de projeto (dia intermediário na Figura). Isso é devido à implementação do conceito de desfocalização: o sistema de controle que efetua o seguimento solar deve responder, nestes casos, de forma a reduzir a potência disponível do sistema solar reduzindo sua área de abertura. Este conceito é empregado quando a potência solar fica acima das condições de projeto; neste caso, a água de alimentação seria fornecida com temperatura maior que 180 °C, portanto, a simples condição de controle de fluxo é a condição da potência máxima não ser ultrapassada. Para o caso da operação na entressafra, deve-se reajustar o valor para os parâmetros determinados na Figura 18. A variação do parâmetro de múltiplo solar é a principal análise de sensibilidade empregada neste trabalho. Os valores de MS variam entre 0,8 e 1,2 em 5 simulações para cada proposta exceto para a proposta C, para a qual são implementadas 8 simulações: com MS variando entre 0,8 e 1,5. Além de aspectos técnicos, índices econômicos e ambientais também podem ser analisados com o parâmetro.

¹ O terceiro deles corresponde ao dia no qual o horário de ponto de projeto foi determinado.

Figura 38 – Resultados da simulação da proposta A para as condições de operação de projeto, $MS = 1$

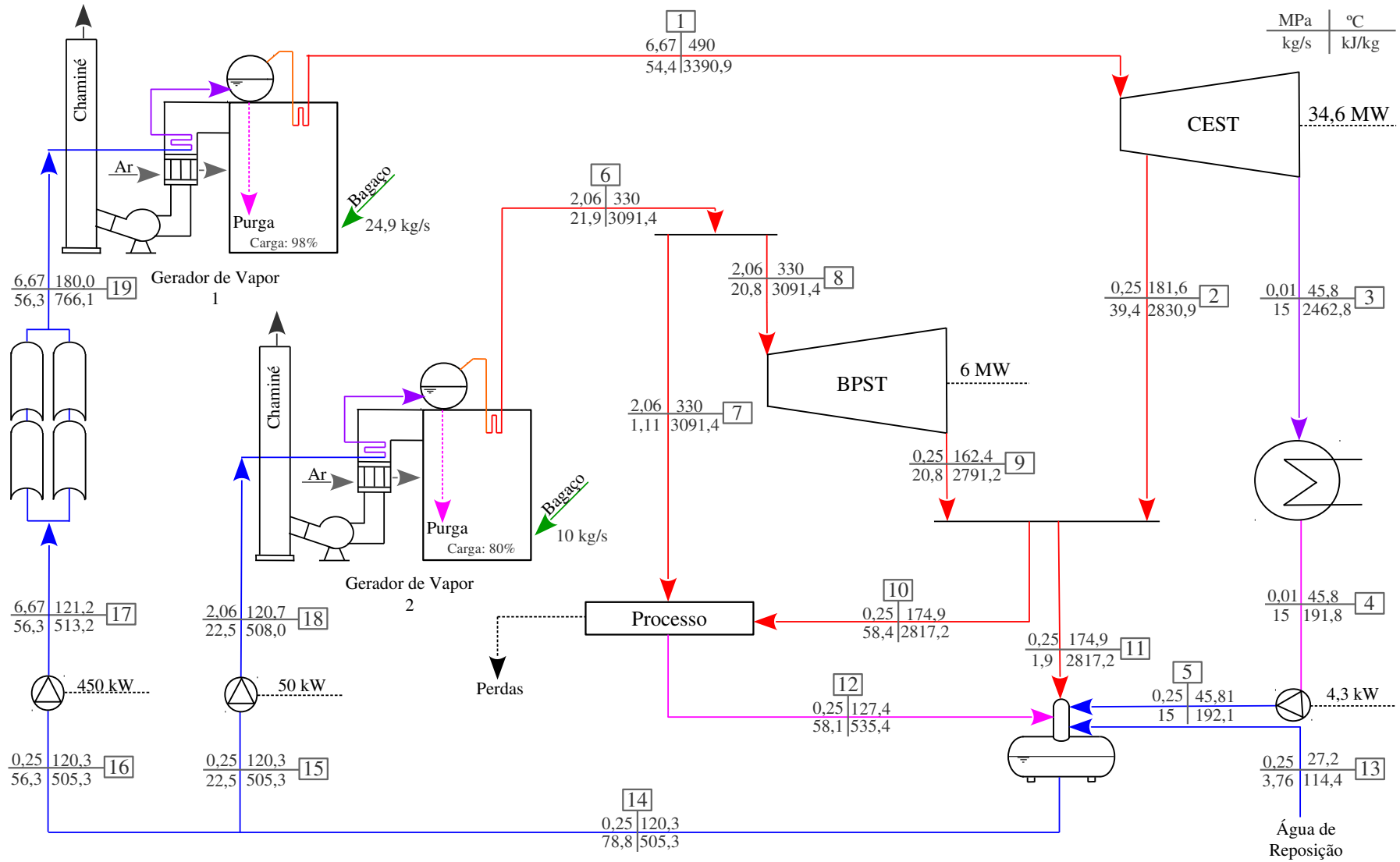
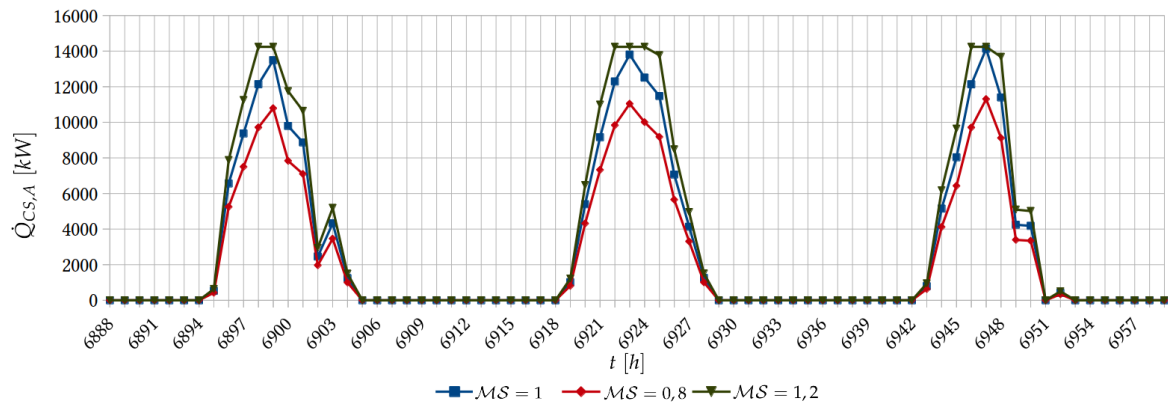


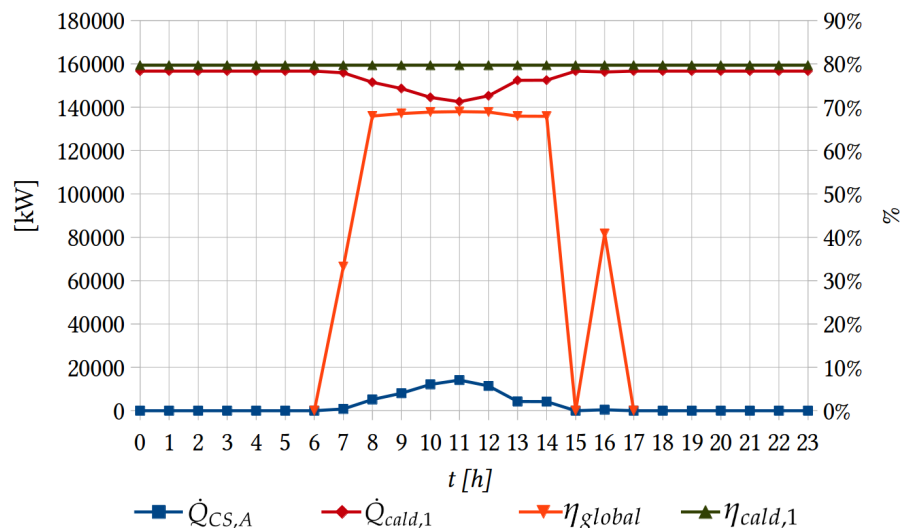
Figura 39 – Comportamento do campo solar da proposta A para três dias típicos de operação



5.1.2 Performance da Proposta A

A avaliação do desempenho da planta híbrida leva em conta que esse leiaute é o único dos implementados no qual a carga do Gerador de Vapor 1 permanece constante. O consumo de combustível, entretanto, varia de acordo com a disponibilidade da energia solar. A Figura 40 apresenta as variações na geração de potência térmica do Gerador de Vapor 1, $\dot{Q}_{cald,1}$, e do campo solar da proposta A, $\dot{Q}_{CS,A}$, assim como a variação nas eficiências global do campo de coletores, η_{global} , e do Gerador de Vapor 1, $\eta_{cald,1}$, ao longo do dia no qual foi especificado o ponto de projeto, sendo este $t_{sol} \approx 11$ h e $t_{loc} = 11$ h.

Figura 40 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A

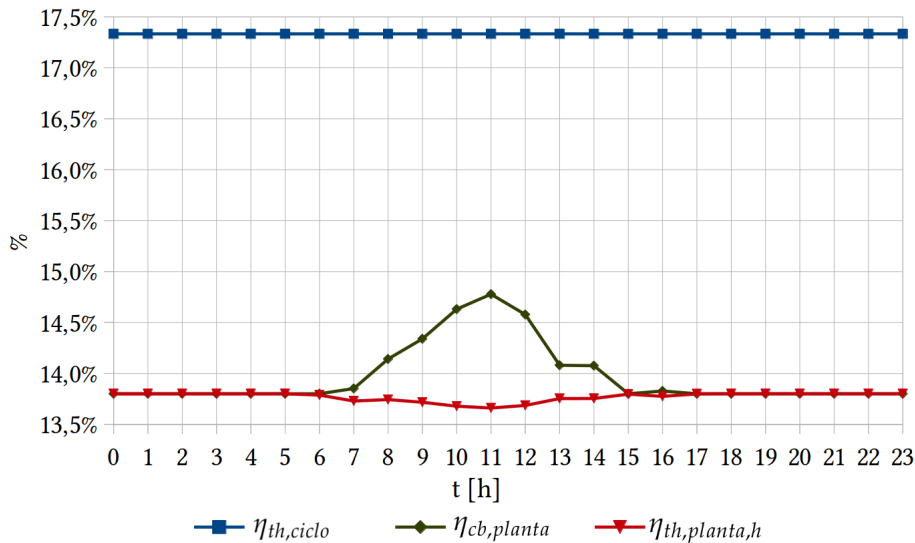


Como indicado acima, a operação do campo solar em série com a caldeira não reduz sua carga, portanto, para o modelo adotado, a eficiência da caldeira permanece constante. A eficiência global dos coletores, por outro lado, atinge valores maiores que 60% para esta proposta por aproximadamente 7 horas de operação durante o dia no qual foi especificado o horário de ponto de projeto do campo de coletores.

A Figura 41 apresenta a variação de alguns parâmetros de desempenho do ciclo

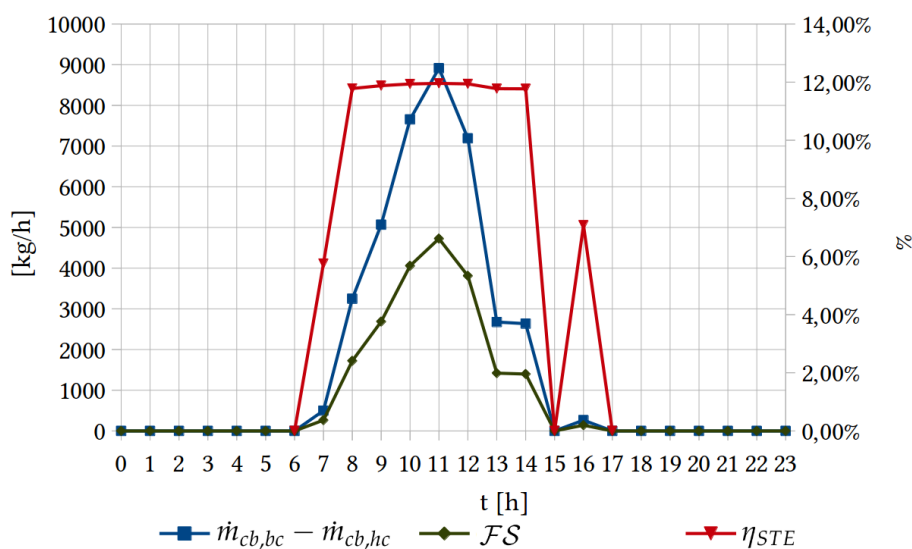
termodinâmico definidas no capítulo anterior. Pode-se ver que a eficiência no consumo de combustível da planta, $\eta_{cb,planta}$, aumenta com a introdução de energia solar. A eficiência térmica do ciclo, $\eta_{th,ciclo}$, no entanto, permanece constante e a eficiência térmica de planta híbrida é reduzida com acréscimos da assistência solar. A redução na eficiência de ciclo híbrido é devida ao menor valor de eficiência global do sistema solar em relação à eficiência do Gerador de Vapor 1.

Figura 41 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta A



A economia de combustível proporcionada pela integração do campo solar é o fator que faz a eficiência de consumo de combustível da planta aumentar com o aumento do argumento solar. A Figura 42 mostra a economia de combustível da planta híbrida para o dia de ponto de projeto. Para uma fração solar de aproximadamente 6,9%, a eficiência solar para eletricidade não alcança o valor instantâneo de 12% e o consumo de combustível é reduzido em quase 9 toneladas para o horário de ponto de projeto.

Figura 42 – Redução no consumo de combustível para a proposta A



A avaliação de desempenho do ciclo híbrido de cogeração com o campo de coletores de calha parabólica estará baseada sob os conceitos de: tempo de operação na entressafra, potência extra de exportação e eficiência *solar-to-electricity*; de tal modo que, os resultados são apresentados na sequência na Tabela 12.

Tabela 12 – Resultados da proposta A para diferentes múltiplos solares

MS [-]	Tempo extra [h]	GE [GWh]	η_{STE} [%]	BE [ton] / [%]
0,8	73	2,28	6,53	6484 / 1,07
0,9	82	2,57	7,34	7278 / 1,20
1,0	89	2,80	8,00	7919 / 1,30
1,1	98	3,07	8,78	8682 / 1,43
1,2	105	3,30	9,42	9300 / 1,53

É possível perceber que o valor da eficiência solar para eletricidade aumenta com o múltiplo solar, obviamente os demais parâmetros seguem a mesma tendência. Com o múltiplo solar igual a 1,2 a planta opera por mais de cento e cinquenta horas durante a entressafra e gera apenas 2,41% a mais de energia elétrica de exportação que o ciclo base operando durante toda a safra e a quantidade de bagaço economizado chega apenas a 1,53 % do bagaço consumido pelos dois geradores de vapor durante o período efetivo da safra de cana-de-açúcar.

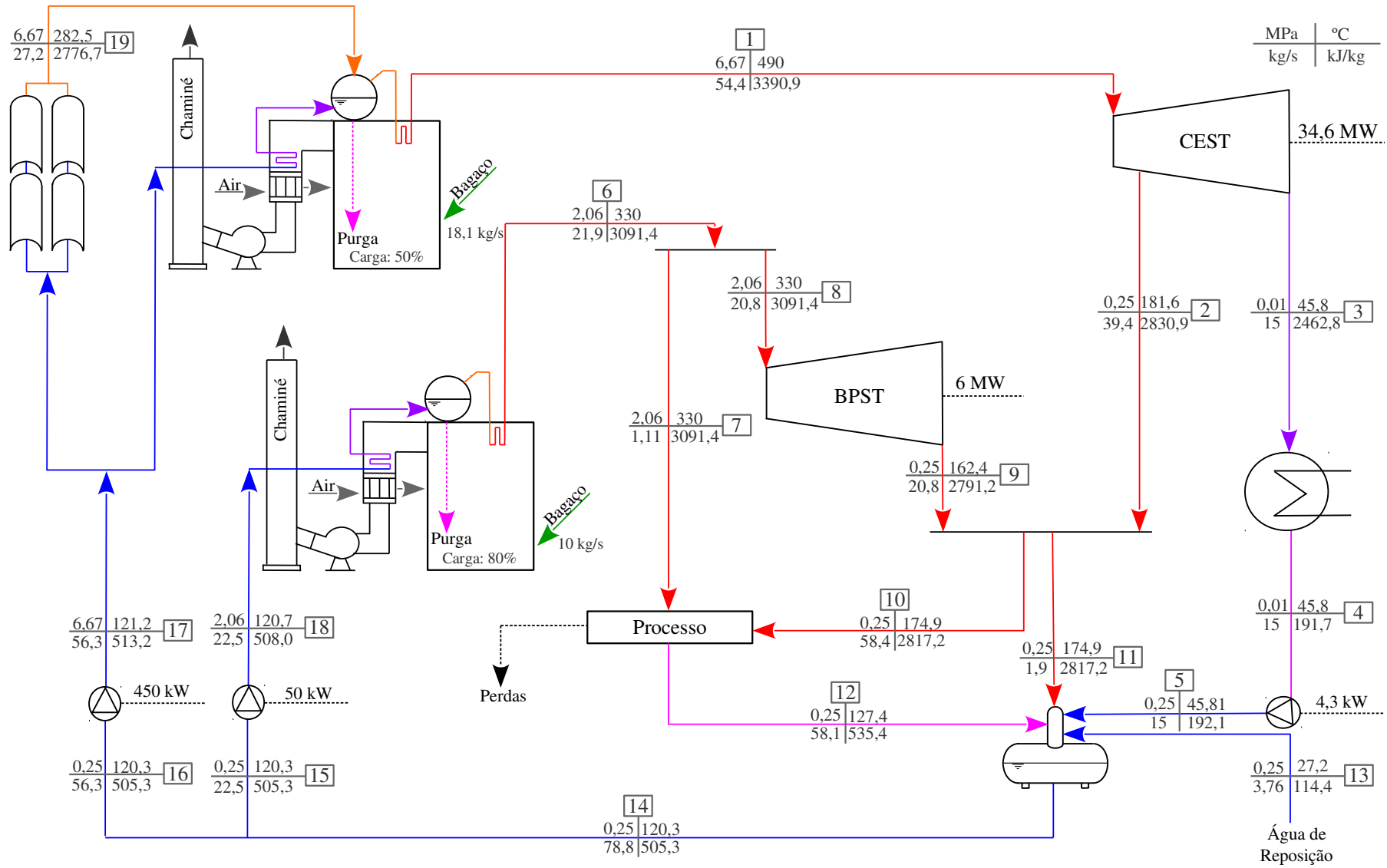
5.2 PROPOSTA B: GERAÇÃO DE VAPOR SATURADO

5.2.1 Área de Projeto e Múltiplos Solares

A área de superfície refletora necessária para aquecer e evaporar a água de alimentação do Gerador de Vapor 1 com carga de 50 %, para as condições de projeto especificadas na Tabela 10 é de 101.631 metros quadrados. Como a área necessária não é um múltiplo exato da área de cada coletor *Eurotrough*, propõe-se o uso de 119 coletores, totalizando uma área refletora de 102.816,0 metros quadrados. A área necessária para a construção do campo solar foi determinada como valendo 41,13 hectares. A hipótese do processo de geração direta de vapor é, como no caso da proposta A, através de fluxo contínuo (único passo nos coletores). Como na prática o uso de fluxo contínuo não é indicado para a geração direta de vapor, haveria a necessidade de se definir um sistema de controle da vazão entre os coletores para o caso da operação com injeção e recirculação; tal análise, devido ao alto nível de complexidade, não é abordada neste trabalho.

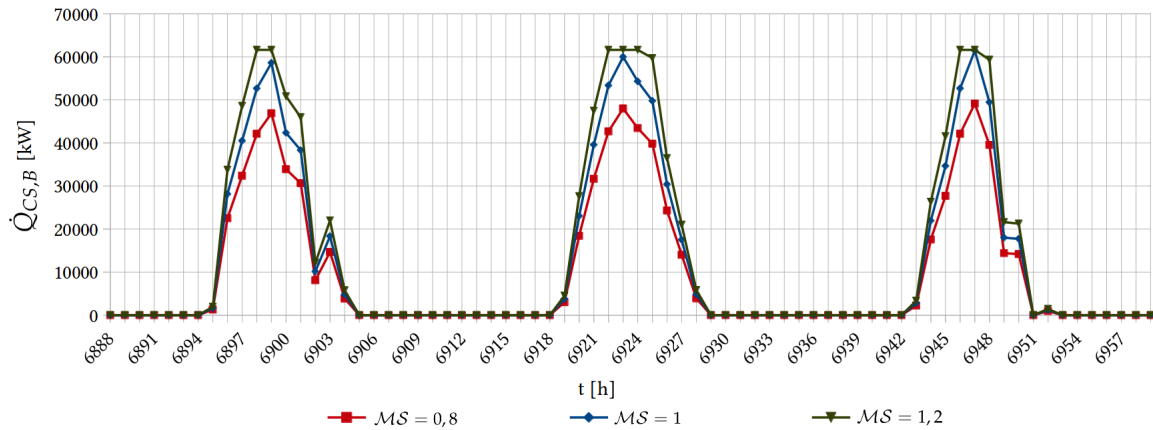
Os resultados da segunda proposta, geração de vapor saturado em paralelo com o Gerador de Vapor 1 do ciclo de cogeração de caso base, para os parâmetros operacionais do período de safra são apresentados na Figura 43. O consumo de combustível do Gerador de Vapor 1 apresenta uma redução de 32 % no ponto de projeto apresentado na Figura 43. O múltiplo solar unitário é empregado para a obtenção da mesma. A eficiência global do sistema de coletores de calha parabólica mantém valores próximos dos apresentados no caso da proposta A, entretanto, são reduzidos no caso de baixas insolações, casos de entrada e saída de operação do campo solar.

Figura 43 – Resultados da simulação da proposta B para as condições de operação de projeto, $MS = 1$



A Figura 44 apresenta a potência entregue pelo campo solar da proposta B. São apresentados os resultados para três múltiplos solares. Note que com o múltiplo solar menor que a unidade, da mesma forma que para a proposta A, o sistema não alcança os valores de projeto. E com o múltiplo solar igual a 1,2, o sistema deixa de apresentar o pico característico do meio dia solar para o ponto de projeto e também para o dia anterior. Novamente, isso é devido à implementação da desfocalização.

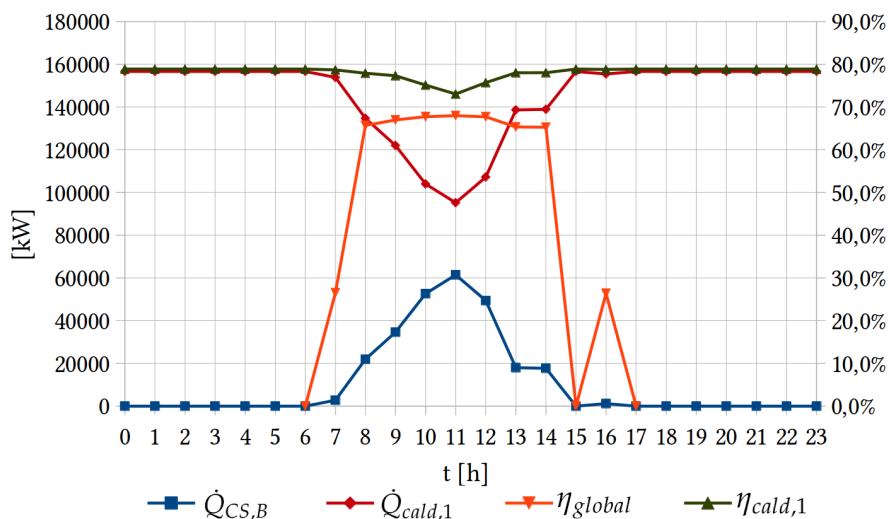
Figura 44 – Comportamento do campo solar da proposta B para três dias típicos de operação



5.2.2 Performance da Proposta B

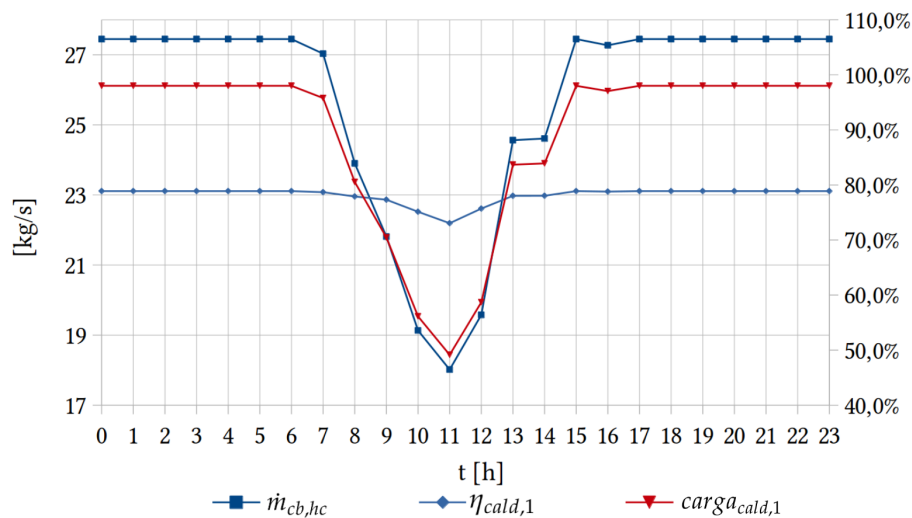
A implementação das simulações deste leiaute considera a variação da carga do Gerador de Vapor 1 de acordo com a disponibilidade de energia solar. O consumo de combustível, da mesma forma, varia de acordo com o argumento do campo solar ao ciclo termodinâmico. A Figura 45 apresenta as variações na geração de potência térmica do Gerador de Vapor 1, $\dot{Q}_{cald,1}$, e do campo solar da proposta B, $\dot{Q}_{CS,B}$, assim como a variação nas eficiências global do campo de coletores, η_{global} , e do Gerador de Vapor 1, $\eta_{cald,1}$, ao longo do dia no qual foi especificado o ponto de projeto.

Figura 45 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores B



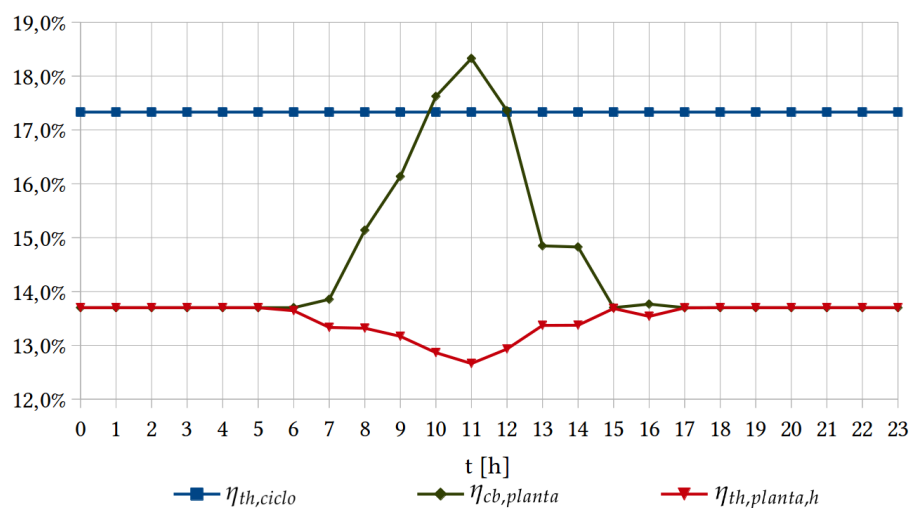
Nota-se que o fornecimento de calor por parte do campo solar, embora reduza de forma diretamente proporcional a demanda de potência térmica do Gerador de Vapor 1, também reduz a eficiência deste equipamento. A Figura 46 apresenta o comportamento do Gerador de Vapor 1 operando em cargas parciais e o consumo de combustível do mesmo para o caso da proposta B, durante o dia no qual foi determinado o ponto de projeto. Nota-se que mesmo com a redução da eficiência do Gerador de Vapor, o consumo de combustível é reduzido significativamente (neste caso, 32% em relação ao ponto de projeto).

Figura 46 – Variações no consumo de combustível, na carga e na eficiência do Gerador de Vapor 1 para a proposta B



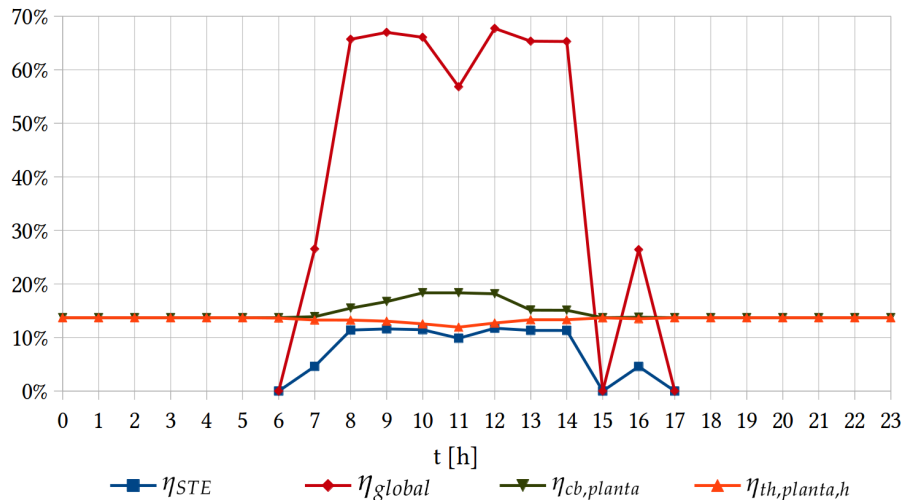
A performance da proposta B é apresentada na Figura 47. Nota-se que a eficiência no consumo de combustível da planta, $\eta_{cb,planta}$, aumenta com a introdução de energia solar, mas diferentemente da proposta A, agora este valor ultrapassa o valor da eficiência térmica do ciclo termodinâmico, $\eta_{th,ciclo}$, que por sua vez, como no caso da proposta A, permanece constante. A eficiência térmica de planta híbrida é reduzida com acréscimos da assistência solar de forma mais expressiva que para a proposta A.

Figura 47 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta B



Quando o múltiplo solar equivale a 1,2, a eficiência global dos coletores é reduzida devido a implementação do conceito de desfocalização. A Figura 48 apresenta as variações nas eficiências solar para eletricidade e global para um campo solar com múltiplo solar maior que a unidade durante a operação da planta de caso base no período de safra². Os valores das eficiências no consumo de combustível da planta térmica da planta híbrida também são mostrados.

Figura 48 – Comportamento do campo de coletores e do ciclo híbrido com $MS = 1,2$



Uma redução do valor da eficiência global ocorre aproximadamente ao meio-dia solar, o que não ocorre para o múltiplo unitário. O mesmo acontece com o valor da eficiência solar para eletricidade. A eficiência no consumo de combustível, por outro lado permanece constante no período onde ocorre a desfocalização. Como discutido para a proposta A, a economia de combustível proporcionada pela integração do campo solar é o fator que faz a eficiência de consumo de combustível da planta aumentar com o aumento do argumento solar. A Figura 49 mostra a economia de combustível da planta híbrida da proposta B para o dia de ponto de projeto. Para uma fração solar de aproximadamente 6,9%, a eficiência solar para eletricidade não alcança o valor instantâneo de 12% e o consumo de combustível é reduzido em quase 9 toneladas para o horário de ponto de projeto.

A Tabela 13 apresenta os principais resultados para a proposta B. O tempo extra de operação estendida à entressafra aumenta consideravelmente em relação à proposta A, assim como a exportação de potência elétrica durante o período. A eficiência solar para eletricidade, por sua vez, aumenta com o múltiplo solar, mas apresenta menores índices que os determinados para a proposta A. Isso é devido à proporcionalidade das perdas térmicas com a temperatura de operação do campo de coletores. A quantidade de bagaço economizado durante a safra quase alcança 6 % do total consumido pelos dois geradores de vapor durante o período efetivo da safra da cana-de-açúcar para as condições de caso base para o múltiplo solar igual a 1,2. Com este valor, a geração de energia elétrica de exportação durante a entressafra alcança 9,87% do total gerado durante o período efetivo da safra de cana-de-açúcar.

² Para o dia de ponto de projeto

Figura 49 – Redução no consumo de combustível para a proposta B

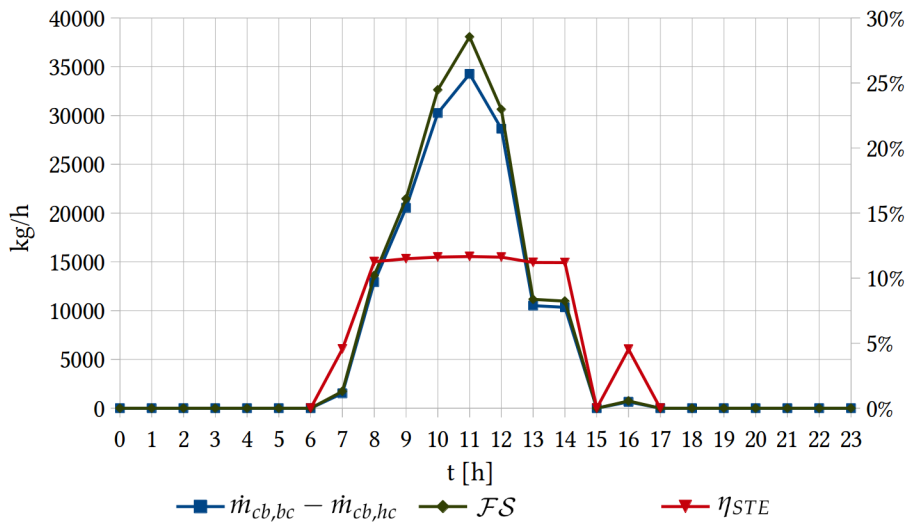


Tabela 13 – Resultados da proposta B para diferentes múltiplos solares

MS [-]	Tempo extra [h]	$\mathcal{G}\mathcal{E}$ [GWh]	η_{STE} [%]	$\mathcal{B}\mathcal{E}$ [ton] / [%]
0,8	296	9,31	6,02	25304 / 4,16
0,9	334	10,48	6,78	28297 / 4,65
1,0	368	11,57	7,48	31027 / 5,10
1,1	400	12,56	8,13	33517 / 5,51
1,2	430	13,50	8,17	35793 / 5,88

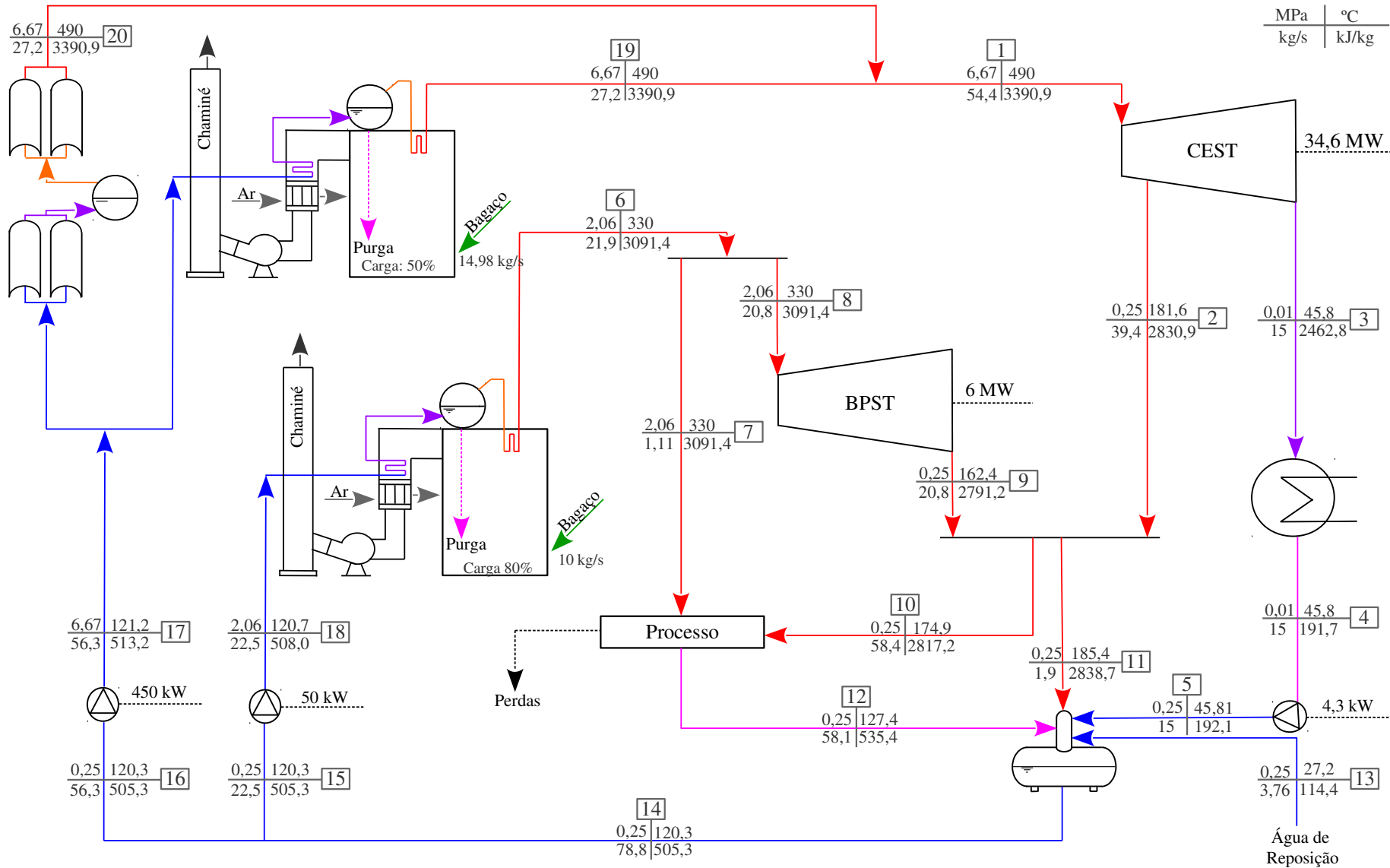
5.3 PROPOSTA C: GERAÇÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO

5.3.1 Área de Projeto e Múltiplos Solares

A determinação da área de superfície refletora necessária para pré-aquecer e evaporar o fluido de trabalho considerada na implementação das simulações da planta híbrida da proposta C é a mesma que apresentada anteriormente para a proposta B somada a área para o superaquecimento do fluido de trabalho até o estado de vapor superaquecido sob as mesmas condições que o encontrado na saída do Gerador de Vapor 1. Dessa forma, devem ser adicionados aos 199 coletores que são propostos para o múltiplo solar unitário do campo analisado na seção anterior a quantidade que atende à demanda de 17218,52 [kW] determinada no capítulo anterior. A área de superfície refletora necessária é de 30.154 m². O que representa um valor de 34,9 coletores ET-150. Para garantir os parâmetros de vapor para o ponto de projeto, é levado em conta o valor de 35 coletores, totalizando 30240 m² de superfície refletora. O valor de 17218,52 [kW] especificada acima é mantida como ponto de projeto a fim de não reduzir a carga do Gerador de Vapor abaixo de 50%. Dessa forma, fixa-se o valor da potência térmica de projeto como a máxima para a saída do campo de coletores, sendo equivalente à técnica física de desfocalização do campo. A área do terreno a ser ocupada é de 12,1 hectares.

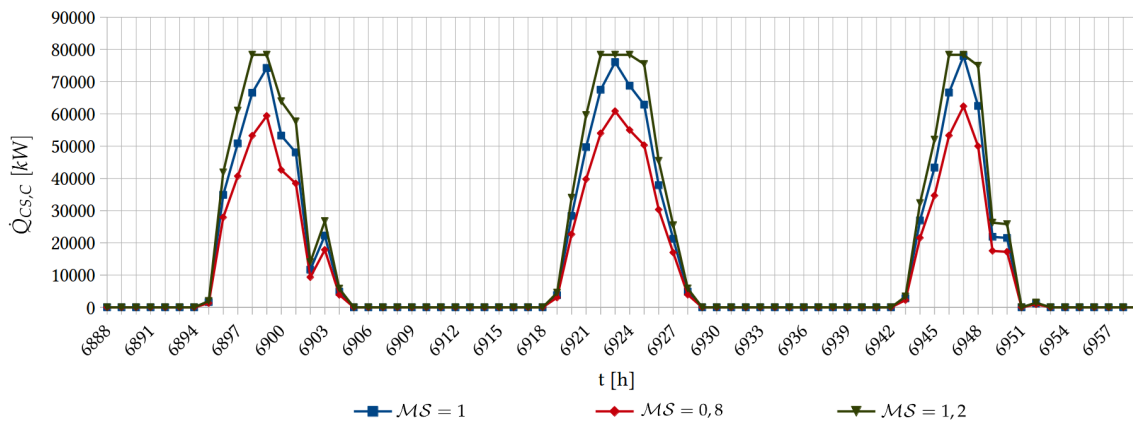
Os resultados da terceira proposta, geração de vapor superaquecido em paralelo com o Gerador de Vapor 1 do ciclo de cogeração de caso base, para os parâmetros operacionais do período de safra são apresentados na Figura 50.

Figura 50 – Resultados da simulação da proposta C para as condições de operação de projeto, $MS = 1$



A Figura 51 apresenta a potência térmica gerada pelo campo solar da proposta C. São apresentados os resultados para três múltiplos solares, como nos casos das propostas anteriores. Note que com o múltiplo solar menor que a unidade, da mesma forma que para as propostas A e B, o sistema não alcança os valores de projeto. E com o múltiplo solar igual a e 1,2, o sistema deixa de apresentar o pico característico do meio dia solar tanto para o dia no qual foi determinado o ponto de projeto como nos outros dois. Novamente, isso é devido à implementação da desfocalização e neste caso em particular, um pouco acentuado pelo sobredimensionamento do campo.

Figura 51 – Comportamento do campo solar da proposta C para três dias típicos de operação



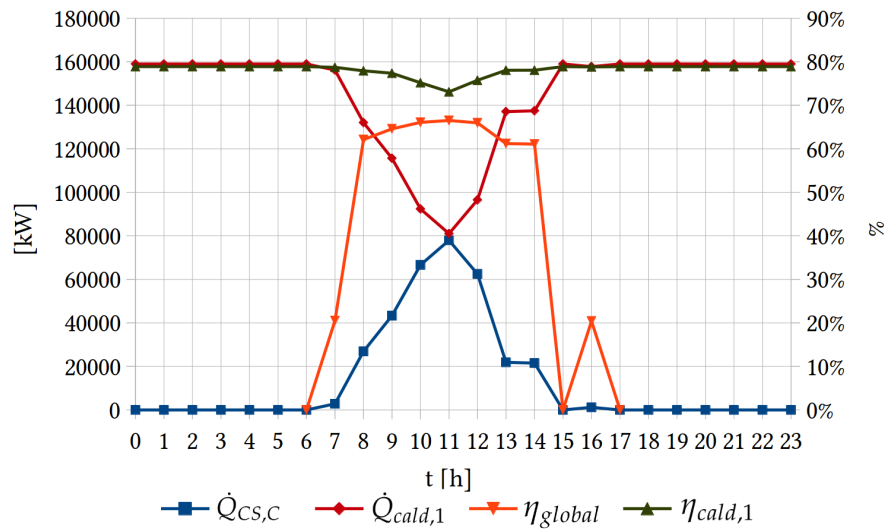
5.3.2 Performance da Proposta C

O consumo de combustível do Gerador de Vapor 1 apresenta uma redução de 46,11 % durante o horário de ponto de projeto. O múltiplo solar unitário é empregado para a obtenção da mesma. A eficiência global do sistema de coletores de calha parabólica é apresentada os menores valores entre as propostas apresentadas. Isso é devido à maior temperatura de operação do superaquecedor que acarreta maiores perdas térmicas para o sistema. Além disso, devido ao sobredimensionamento comentado no começo da seção; a desfocalização parcial do campo também reduz a eficiência global do sistema quando opera sob condições de projeto ou com maiores níveis de radiação normal direta.

Como no caso da proposta B, a implementação das simulações deste leiaute considera a variação da carga do Gerador de Vapor 1 de acordo com a disponibilidade de energia solar. A Figura 52 apresenta as variações na geração de potência térmica do Gerador de Vapor 1 e do campo solar da proposta C, $\dot{Q}_{Cs,C}$, assim como a variação nas eficiências global do campo de coletores, η_{global} , e do Gerador de Vapor 1, ao longo do dia no qual foi especificado o ponto de projeto.

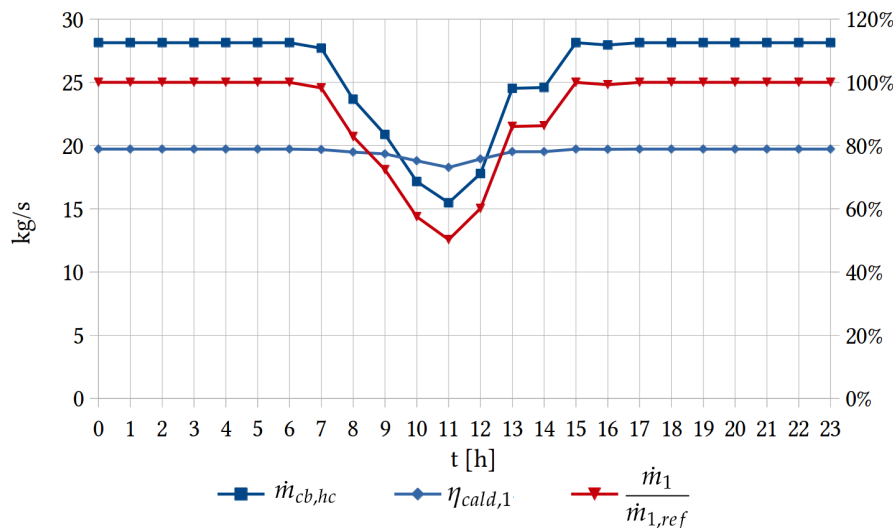
O valor da potência térmica absorvida pelo Gerador de Vapor 1 é reduzido quase à metade do valor nominal durante o horário de ponto de projeto. Como comentado anteriormente, nesta proposta o valor da eficiência global do campo solar apresenta os piores resultados. A eficiência do Gerador de Vapor 1 é pouco afetada pela integração do campo solar, durante o horário de ponto de projeto o valor de 73,08% é encontrado.

Figura 52 – Variações no consumo de combustível, na carga e na eficiência do Gerador de Vapor 1 para a proposta C



A Figura 53 apresenta o comportamento do Gerador de Vapor 1 operando em cargas parciais e o consumo de combustível do mesmo para o caso da proposta C, durante o dia no qual foi determinado o ponto de projeto. Nota-se que mesmo com a redução da eficiência do Gerador de Vapor, o consumo de combustível apresenta os menores valores entre as propostas apresentadas (neste caso, para o ponto de projeto em 46%).

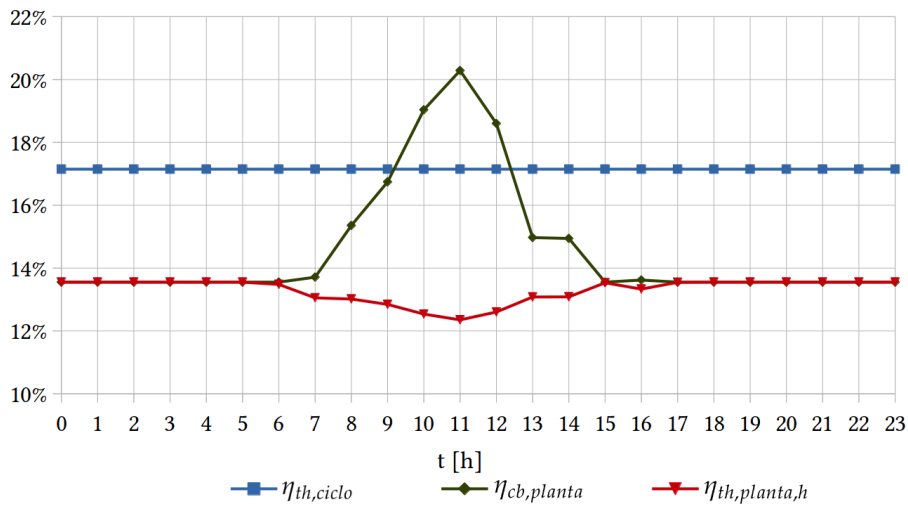
Figura 53 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta C



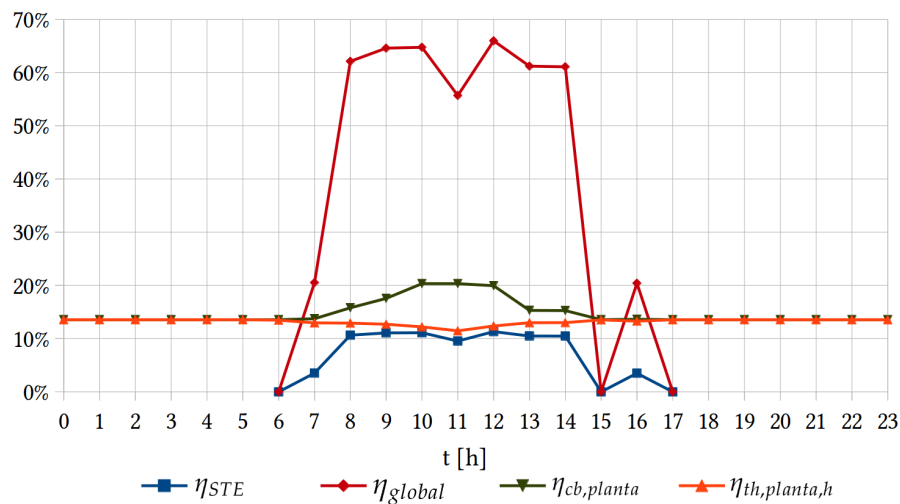
A performance da planta de cogeração híbrida sob as condições de projeto para a proposta B é apresentada na Figura 54. Nota-se que a eficiência no consumo de combustível da planta aumenta com a introdução de energia solar, como ocorre para a proposta B, este valor ultrapassa o valor da eficiência térmica do ciclo termodinâmico que, por sua vez, como no caso das propostas A e B, permanece constante. A eficiência térmica de planta híbrida é reduzida com acréscimos da assistência solar de forma mais expressiva que para as propostas A e B.

Quando o múltiplo solar equivale a 1,2, a eficiência global dos coletores é reduzida

Figura 54 – Desempenho do ciclo termodinâmico para a proposta C



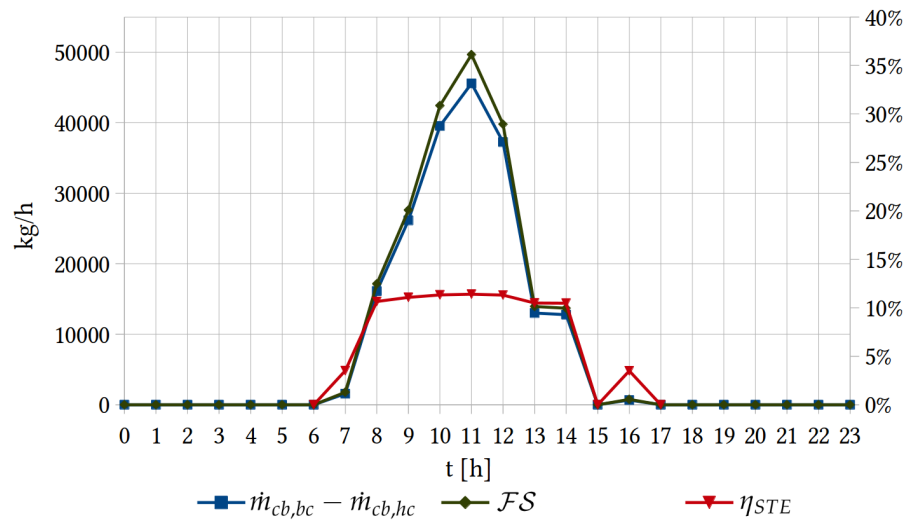
devido a implementação do conceito de desfocalização como discutido anteriormente. A Figura 55 apresenta as variações nas eficiências solar para eletricidade e global para um campo solar com múltiplo solar maior que a unidade durante a operação da planta de caso base no período de safra 2. Os valores das eficiências no consumo de combustível da planta térmica da planta híbrida também são apresentados.

Figura 55 – Comportamento do campo de coletores e do ciclo híbrido com $MS = 1,2$ 

Como discutido para a proposta A, a economia de combustível proporcionada pela integração do campo solar é o fator que faz a eficiência de consumo de combustível da planta aumentar com o aumento do argumento solar. A Figura 56 mostra a economia de combustível da planta híbrida da proposta B para o dia de ponto de projeto. Para uma fração solar de aproximadamente 6,9%, a eficiência solar para eletricidade não alcança o valor instantâneo de 12% e o consumo de combustível é reduzido em quase 9 toneladas para o horário de ponto de projeto.

A Tabela 14 apresenta os principais resultados obtidos para a proposta C. Diferentemente das demais, para esta proposta foram executadas 88 simulações do ciclo híbrido de

Figura 56 – Redução no consumo de combustível para a proposta C



cogeração. O tempo extra de operação estendida à entressafra aumenta consideravelmente em relação à proposta A, mas nem tanto em relação à proposta B para múltiplos solar equivalentes. A exportação de potência elétrica durante a entressafra alcança 20,84 GWh, o que representa 15,24 % da energia elétrica exportada durante o período efetivo de safra de cana-de-açúcar do ciclo de cogeração de caso base. A eficiência solar para eletricidade, por sua vez, aumenta com o múltiplo solar, mas apresenta menores índices que os determinados para as propostas A e B em múltiplos solares equivalentes. Novamente, isso é devido à proporcionalidade das perdas térmicas com a temperatura de operação do campo de coletores. A quantidade de bagaço economizado durante a safra ultrapassa 8 % do total consumido pelos dois geradores de vapor durante o período efetivo da safra da cana-de-açúcar para as condições de caso base para o múltiplo solar igual a 1,4.

Tabela 14 – Resultados da proposta C para diferentes múltiplos solares

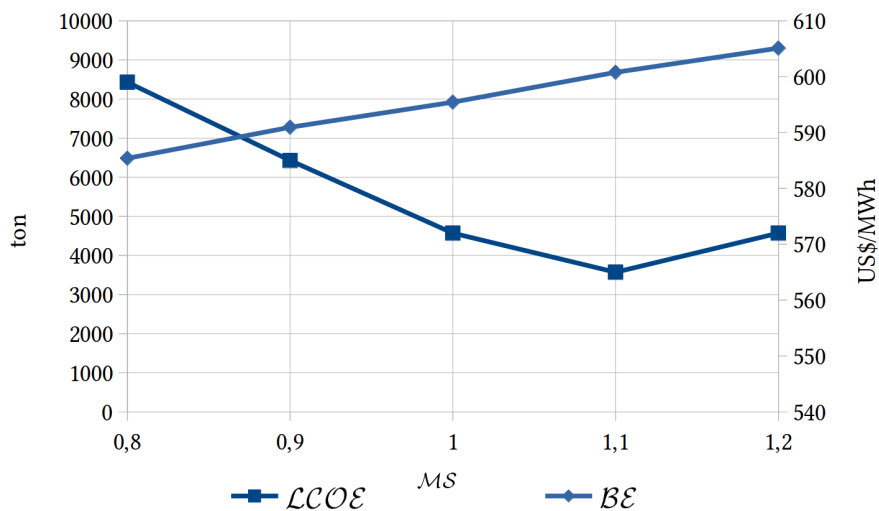
MS [-]	Tempo extra [h]	$\mathcal{G}\mathcal{E}$ [GWh]	η_{STE} [%]	$\mathcal{B}\mathcal{E}$ [ton] / [%]
0,8	381	11,96	5,81	32006 / 5,26
0,9	430	13,53	6,57	35868 / 5,90
1,0	477	14,99	7,28	39401 / 6,48
1,1	520	16,34	7,93	42629 / 7,01
1,2	560	17,60	8,55	45583 / 7,49
1,3	597	18,77	9,11	48286 / 7,94
1,4	631	19,85	9,64	50742 / 8,34
1,5	663	20,84	10,12	52997 / 8,71

5.4 RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA

Como discutido no capítulo anterior, a análise termoeconômica levada a cabo neste trabalho consiste em determinar o custo nivelado da energia, $\mathcal{L}\mathcal{C}\mathcal{O}\mathcal{E}$, para cada múltiplo solar das propostas apresentadas e verificar qual é a melhor forma de integração do sistema de coletores do tipo calha parabólica com o Gerador de Vapor 1 da planta de cogeração de caso base.

A proposta A apresenta os melhores resultados termoeconômicos encontrados entre as simulações realizadas. Embora a área seja reduzida e devido a menor temperatura de operação do campo solar, os valores de eficiência solar para eletricidade determinados nas análises técnicas apresentadas anteriormente mostram que a proposta têm maior potencial de aplicação e também o menor custo inicial de instalação. A Figura 57 apresenta os valores da quantidade de bagaço economizado durante a safra e o custo nivelado da energia para cada múltiplo solar.

Figura 57 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o $LCOE$ de cada múltiplo solar para a proposta A



Pode-se notar que o bagaço economizado aumenta quase linearmente com o múltiplo solar, mas o $LCOE$ por sua vez, não apresenta um comportamento assintótico, senão que tem um ponto de mínimo para $MS = 1,1$. Isso é devido à redução da eficiência solar para eletricidade quando da desfocalização do campo solar necessária para múltiplos solares maiores que a unidade em condições de projeto e/ou próximas à de projeto. O valor de 565 US\$/MWh foi determinado como o menor dos apresentados pela proposta para $MS = 1,1$; para $MS = 1,2$ e $MS = 1,0$ os valores encontrados são superiores a 570 US\$/MWh.

Para a proposta B os valores da quantidade de bagaço economizado são muito maiores que os da proposta A e como dito nas seções anteriores, o tempo de operação estendida à entressafra também o é. Entretanto, o valor do custo nivelado da energia para esta proposta é superior ao da anterior embora também seja mínimo para o múltiplo igual a 1,1 como é apresentado na Figura 58. O valor de 613 US\$/MWh foi determinado como o menor entre os apresentados e é relacionado ao múltiplo solar de 1,1 como no caso da proposta A.

Os resultados da análise termoeconômica para a proposta C são apresentados na Figura 59. Para esta proposta foram realizadas 8 simulações variando o valor do múltiplo solar entre 0,8 e 1,5 em intervalos de 0,1.

Dessa forma, conclui-se que a proposta A apresenta resultados melhores que os das demais, mas além disso, a proposta C também é superada pela proposta B. Neste caso, o menor valor determinado para o custo nivelado da energia é de 559 US\$/MWh para o múltiplo solar de 1,1.

Figura 58 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o $LCOE$ de cada múltiplo solar para a proposta B

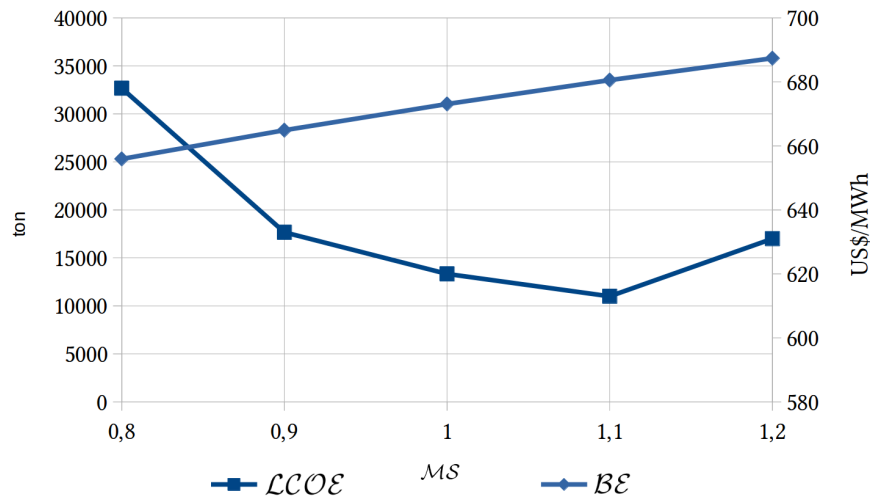
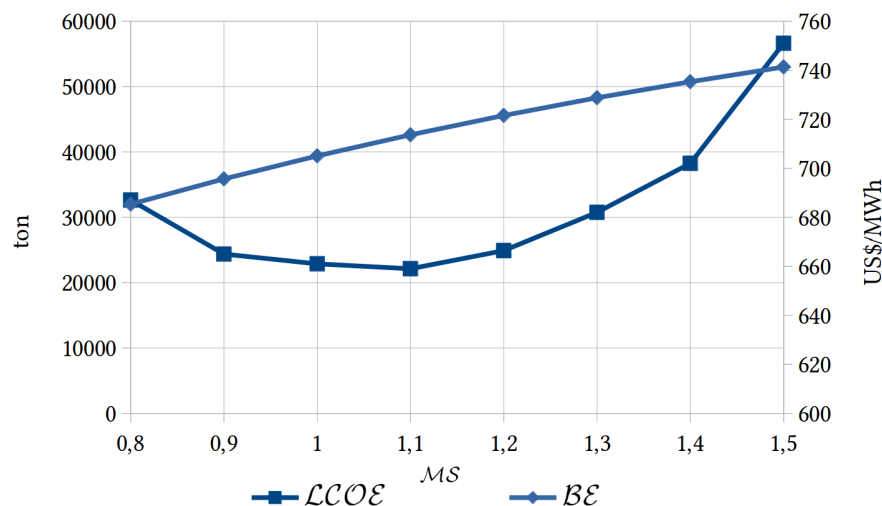


Figura 59 – Quantidade de bagaço economizado durante o período efetivo de safra e o $LCOE$ de cada múltiplo solar para a proposta C



Ressalta-se ainda que um valor ótimo para o múltiplo solar depende dos parâmetros adotados para a análise econômica assim como de aspectos técnicos de cada planta. Os resultados apresentados aqui são válidos para o cenário específico descrito neste trabalho.

Em comparação com outras fontes os valores obtidos não indicam como competitiva, economicamente, a geração com o emprego da tecnologia de concentradores de calha parabólica implementada neste caso. Enquanto o melhor valor encontrado para as propostas deste trabalho (pré-aquecimento da água de alimentação) é de 565 US\$/MWh, as centrais hidroelétricas, que representam a principal tecnologia de geração elétrica no Brasil, apresentam um $LCOE$ inferior a 100 US\$/MWh (BURIN, 2015).

Finalmente, além de apresentar o menor valor do custo nivelado da energia, a proposta A também apresenta os menores custos diretos (para múltiplos solares equivalentes) que dependem fundamentalmente das áreas refletora e de terreno necessárias para a implementação

de cada campo solar. Indica-se assim, que do ponto de vista econômico, o melhor leiaute para a integração de um campo de coletores de calha parabólica com geração direta de vapor a planta termoelétrica de cogeração de caso base consiste na proposta A operando com o múltiplo solar de 1,1.

5.5 AVALIAÇÃO DOS IMPACTOS SOCIOAMBIENTAIS

A implementação de sistemas híbridos combustível/solar representa uma boa alternativa para uma maior diversificação da matriz energética nacional; aproveitando o grande potencial de energia solar e a vasta disponibilidade de biomassa. As plantas híbridas podem representar o suporte que a indústria da energia heliotérmica necessita para construir sua cadeia produtiva no país.

Podem ser tomados como benefícios sociais trazidos pela hibridização da geração termoelétrica a biomassa com energia heliotérmica, a geração de emprego nas etapas de fabricação, transporte e instalação dos campos solares, além do incentivo à pesquisa e ao desenvolvimento de sistemas de coletores solares de alta concentração.

Entre os aspectos ambientais, em primeira instância, a possível redução no consumo de combustíveis fósseis e a redução de emissão de gases de exaustão de plantas termoelétricas convencionais são os principais benefícios trazidos pela hibridização de termoelétricas convencionais com energia heliotérmica.

5.5.1 Principais Impactos Socioambientais Relacionados à Exploração da Cana-de-açúcar

O uso do bagaço da cana-de-açúcar como combustível para caldeiras contribui para a geração de potência com baixo índices de emissão de gases poluentes. O combustível era tido como um sub-produto com pouco valor agregado e a possibilidade de sua combustão é classificada como aproveitamento residual (*energy harvesting*). No Brasil a Resolução nº 382 do Conselho Nacional do Meio Ambiente, CONAMA, estabelece os limites de emissão de particulados e NOx em sistemas térmicos que usam bagaço em combustão externa. A emissão de monóxido de carbono está relacionada com o excesso de ar e a temperatura da combustão. Neste trabalho entretanto, devido a simplificações nos modelos implementados, não foi levado em conta a variação do excesso de ar.

Embora o consumo do bagaço da cana-de-açúcar seja considerado renovável do ponto de vista econômico, a produção da cana-de-açúcar traz consigo uma série de problemáticas socioambientais como (BRUGNOLI; PINTO, 2010):

- A redução da biodiversidade, causada pelo desmatamento e pela implantação de monocultura;
- A contaminação de águas superficiais e subterrâneas por meio da prática excessiva de adubação química, corretivos minerais e aplicação de herbicidas e defensivos agrícolas;
- A compactação do solo, causada pelo tráfego de máquinas pesadas, durante o plantio, tratamentos culturais e colheita;

- O assoreamento de corpos d'água, devido à erosão do solo em áreas de reforma;
- a emissão de fuligem e gases de efeito estufa, na queima, ao ar livre, de palha, durante o período de colheita³;
- Os danos à flora e fauna, causados por possíveis incêndios descontrolados;
- O consumo intenso de óleo diesel, nas etapas de plantio, colheita e transporte; e
- A concentração de terras, rendas e condições subumanas do trabalho do cortador de cana.

5.5.2 Principais Impactos Socioambientais da Exploração da Heliotermia

As tecnologias de conversão de energia solar também apresentam impactos ambientais; estes dependem e se caracterizam conforme os arranjos e diferentes tecnologias com as quais se configuram estes sistemas. A Fundação Estadual do Meio Ambiente, FEAM, de Minas Gerais elaborou uma nota técnica intitulada "Estudos técnicos visando o licenciamento ambiental de usinas solares heliotérmicas no estado de Minas Gerais". Entre os principais impactos sobre o meio físico destacam-se:

- Ocupação de terreno;
- Alteração e/ou degradação da paisagem;
- Emissão de ruídos e alteração sonora;
- Geração de resíduos sólidos e riscos de contaminação do solo;
- Geração de poeiras/gases e alterações na qualidade do ar;
- Aceleração de processos de deterioração de estradas e vias de acesso;
- Consumo de água;
- Geração ou acirramento de processos erosivos e alterações do comportamento hídrico e do fluxo hidrológico superficial; e
- Alterações morfológicas e instabilidade temporária da superfície.

O documento também apresenta como principais impactos sobre o meio biótico:

- Perda de cobertura vegetal;
- Fragmentação de habitats;
- Alteração da dinâmica dos ecossistemas locais;
- Afugentamento e fuga da fauna local;

³ Prática que vem sendo substituída pela colheita mecanizada.

- Desequilíbrio de elos tróficos de cadeias alimentares locais;
- Diminuição de potencial ecológico (atributos ambientais e biodiversidade); e
- Riscos de acidentes com animais ou causados por animais.

E finalmente, como os principais impactos sobre o meio socioeconômico destacam-se:

- Alteração do perfil da população;
- Geração de expectativa na população local e tensão emocional;
- Geração de emprego e renda;
- Crescimento da economia local e aumento da arrecadação tributária;
- Desconforto ambiental;
- Ofuscamento de pilotos de aeronaves;
- Riscos ao patrimônio arqueológico não manifesto;
- Aumento do fluxo de veículos;
- Crescimento do setor de serviços;
- Consumo de materiais e ciclo de vida;
- Aquisição de serviços especializados;
- Riscos de acidente de trabalho;
- Segurança operacional;
- Aumento da eficiência dos equipamentos;
- Aproveitamento de fonte de energia;
- Melhoria na oferta de energia elétrica; e
- Aumento da segurança e confiabilidade no setor energético da região.

5.5.3 Comparação Entre Índices Ambiental-Econômicos

Nixon et al. 2012 propõe uma metodologia para a análise da viabilidade de plantas híbridas biomassa/solar no território indiano. Para a análise ambiental recomendou-se a determinação da quantidade de combustível economizado e a redução da área necessária para a produção da biomassa. Como este trabalho propõe o uso do combustível no período de entressafra, não se considera a redução na quantidade de biomassa consumida durante um determinado ano. Logo, não há uma redução na quantidade de área necessária para o plantio de cana-de-açúcar, senão que, uma quantidade de área adicional deve ser considerada para a instalação do campo de coletores de calha parabólica.

Nesse sentido, para a comparação entre a geração termoelétrica por meio da combustão do bagaço da cana-de-açúcar, alguns índices como a utilização do terreno (*land usage*), o retorno energético sobre o investimento (*Energy return on investment*), EROI e análises de ciclo de vida energético podem ser usados como indicadores ambientais. Neste trabalho apresentam-se apenas dados relativos ao EROI de fontes tradicionais para efeito de comparação entre a geração de potência a partir da biomassa, da energia solar e outras fontes, renováveis ou não.

O EROI é definido como a razão entre a quantidade de energia que um sistema gera durante sua vida útil e a energia necessária para a implementação de tal sistema. Em Weißbach et al (2013) foi determinado o EROI das plantas SEGS como valendo 21 enquanto que para plantas a biomassa (proveniente de milho) os autores reportam o valor de 3,5. Outras fontes analisadas no estudo são a solar fotovoltaica (EROI = 3,9 para as condições operacionais da Alemanha), energia eólica (EROI = 16), hidráulica (EROI = 49) e nuclear (EROI = 75).

Para especificar valores mais representativos recorre-se a Veiga et al. (2015), onde apresentam-se dados de retorno energético referentes a uma série de biomassas disponíveis no Brasil; o valor determinado o EROI da cana-de-açúcar foi de 11, considerando a energia disponível no caldo, no bagaço e na palha.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Pelos resultados apresentados, pode-se perceber que a viabilidade da implementação da hibridização de uma planta termoelétrica de cogeração a bagaço com energia solar é garantida do ponto de vista técnico. Os valores de eficiência solar para eletricidade são reduzidos proporcionalmente com a temperatura de operação do campo solar. Dessa forma, considerando um mesmo múltiplo solar, a proposta A supera as demais pelas menores perdas térmicas para o ambiente. Além disso, do ponto de vista econômico, a mesma proposta também apresenta os melhores resultados. Entretanto, em comparação com outras tecnologias, a implementação de sistemas de coletores de calha parabólica não apresenta bons índices econômicos.

A principal análise de sensibilidade das propostas apresentadas diz respeito ao fator de múltiplo solar. Este valor atua como um fator multiplicador da área de projeto do campo de uma determinada proposta. Um resultado importante é a redução no valor horário da eficiência solar para eletricidade quando da ocorrência de disponibilidade de radiação no (ou quando próximo ao) ponto de projeto para múltiplos solares maiores que a unidade. O valor anual da eficiência solar para eletricidade, entretanto e para cada proposta individualmente, é maior quanto maior for o múltiplo solar.

Entre os benefícios operacionais trazidos pela hibridização de centrais termoelétricas estão a economia de combustível e um possível aumento na capacidade de geração, além da redução nos custos de implementação da geração de potência por meio de energia solar num ciclo com infraestrutura já existente. E como benefícios sociais estão a geração de emprego nas etapas de fabricação e instalação, além do incentivo à pesquisa e ao desenvolvimento de sistemas de coletores solares de alta concentração.

6.1 LIMITAÇÕES DESTE TRABALHO/SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Devido às simplificações adotadas para a estruturação dos modelos apresentados neste trabalho, algumas limitações devem ser explicitadas a título de recomendação para trabalhos futuros. Uma das principais hipóteses do trabalho consistiu em avaliar o ciclo termodinâmico considerando que as transferências de calor ocorridas nas caldeiras, no campo solar e no condensador ocorressem à pressão constante. Dessa forma, sugere-se o estudo das perdas de carga que o fluido de trabalho sofre no escoamento através das tubulações dos trocadores de calor do ciclo.

Além disso, elementos como a torre de resfriamento, tanques e bombas auxiliares também podem ser analisados com modelos mais elaborados. A emissão de gases poluentes devido à redução na carga do Gerador de Vapor 1 também pode ser o tema de um estudo detalhado da combustão em fornalhas assim como o procedimento de validação do modelo do sistema de coletores de calha parabólica e a avaliação de outras tecnologias de concentração.

Recomenda-se também o estudo da dinâmica de operação dos geradores de vapor em regime transiente, verificando a real possibilidade de hibridização de sistemas já existentes.

Análises exergéticas e ambientais de plantas híbridas combustível/solar também merecem destaque, assim como o estudo experimental da inserção de energia solar em diferentes pontos do sistema, verificando novas necessidades operacionais.

Configurações de regeneração com campos solares e o modo de geração de potência extra (*Power Boost mode*) são outras possibilidades de propostas para a integração do campo solar que não tiveram tratamento neste trabalho. Finalmente, a estratégia de operação pode ser melhor analisada considerando a distribuição do período efetivo da safra da cana-de-açúcar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). *Banco de Informações de Geração (BIG)*. Brasília: MME/EPE, 2015. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/Operacao-CapacidadeBrasil.asp>>. Acesso em: Agosto de 2017. Citado na página 32.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERING (ASME). *PTC 4-2008 Fired steam generators: performance test codes*. 1. ed. [S.l.: s.n.], 2008. Citado na página 62.

ASSOCIAÇÃO DA INDÚSTRIA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA (Cogen). *Ciclos Topping e Bottoming*. [S.l.], 2016. Disponível em: <<http://www.cogen.com.br>>. Acesso em: 2017. Citado na página 37.

BAZZO, E. *Geração de Vapor*. 2. ed. Florianópolis, SC: Editora da USFC, 1995. Citado 3 vezes nas páginas 57, 58 e 62.

BORGES, A. D. S.; RIBEIRO, J. M. A. *Energia Eólica, Série Didática. Ciências Aplicadas*. Vila Real: Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, 2009. Citado na página 39.

BRESSAN, A.; ANDRADE, R. A. *Perfil do setor do açúcar e do álcool no Brasil: Edição para a safra 2010-2011*. [S.l.], 2013. Citado na página 53.

BRUGNOLI, F. J. S.; PINTO, S. da S. Influência dos aspectos ambientais na tecnologia da cogeração de energia elétrica em usinas de cana-de-açúcar. *Gestão Sucroalcooleira*, v. 1, p. 1–13, 2010. Citado na página 118.

BURIN, E. K. et al. Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater heating scheme. *Applied Energy*, v. 154, p. 232–241, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.100>>. Citado na página 50.

BURIN, E. K. et al. Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant. *Energy*, XXX, p. 1–13, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.071>>. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 100.

BURIN, E. K. L.; BAZZO, E. Feedwater heating of a sugarcane bagasse power plant using parabolic trough solar collectors. In: *ECOS 2013 - THE 26TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS*, Guilin, China, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 98.

BURIN, E. L. K. *PLANTAS DE COGERAÇÃO DO SETOR SUCROALCOOLEIRO ASSISTIDAS POR CONCENTRADORES PARABÓLICOS*. Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, Florianópolis, SC, 2015. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/169305/336496.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 3 jul. 2017. Citado 14 vezes nas páginas 38, 39, 44, 52, 61, 64, 67, 75, 76, 85, 87, 88, 93 e 117.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley and Sons, Inc., 2013. ISBN 9781118418123. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/9781118671603.fmatter>>. Citado 4 vezes nas páginas 43, 81, 82 e 83.

ENERGYPLUS. *EnergyPlus, Weather data by location*. [S.l.], 2017. Disponível em: <<https://googl/jZfVZM>>. Acesso em: Maio de 2017. Citado na página 40.

ENSINAS, A. V. *Integração térmica e integralção termoeconômica aplicadas ao processo industrial de produção de açúcar e etanol a partir da cana-de-açúcar*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2008. Citado na página 37.

FIOMARI, M. C. *Análise energética e exergetica de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão*. Dissertação (Mestrado) — UNESP, Ilha Solteira, SP, 2004. Citado na página 37.

FLIN, D. *Cogeneration: A user's guide*. Londres: The Institution Of Engineering And Technology, 2010. Citado na página 36.

GALANTE, R. M. *ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA TERMOELÉTRICA A BIOMASSA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015. Citado 6 vezes nas páginas 43, 50, 51, 61, 94 e 97.

GAMBI, W. *Avaliação de um modelo físico estimador de irradiância solar baseado em satélites geoestacionários*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998. Citado na página 40.

GARCÍA-CORTÉS S.; BELLO-GARCÍA, A. O. C. Estimating intercept factor of a parabolic solar trough collector with new supporting structure using off-the-shelf photogrammetric equipment. *Applied Energy*, v. 1, p. 71–97, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 85 e 86.

GEYER, M.; "et al.". Parabolrinnensysteme. *FVS Themen*, v. 1, 2002. Citado na página 45.

GÜNTHER, M.; JOEMANN, M.; CSAMBOR, S. *Advanced CSP Teaching Materials: Parabolic Trough Technology*. [S.l.]: German Aerospace Center (DLR)-Solar Research, Pfaffenwaldring 38-40, 70569 Stuttgart, Germany, 2012. Citado 6 vezes nas páginas 44, 45, 76, 77, 79 e 80.

HOU, H. et al. Evaluation of solar aided biomass power generation systems with parabolic trough field. *Science China Technological Sciences*, v. 54, p. 1455–61, 2011. Citado na página 49.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). *Projected Costs of Generating Electricity*. Organisation for Economic Co-operation and Development/International Energy Agency 9, rue de la Fédération, 75739 Paris Cedex 15, France, 2015. Disponível em: <www.iea.org/t&c/>. Acesso em: Maio de 2017. Citado na página 99.

JANK, M. S. *O Futuro do Setor Sucoenergético: Ações da UNICA e Cenários*. [S.l.], 2011. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/multimedia>>. Acesso em: Abril de 2016. Citado na página 52.

JUEDES, M.; VIGERSKE, S.; TSATSARONIS, G. *Optimization in the energy industry energy systems. cap. Optimization of the Design and Partial-Load Operation of Power Plants Using Mixed-Integer Nonlinear Programming*. 1. ed. [S.l.]: Springer, 2009. Citado na página 64.

JÚNIOR, R. A. R. *Análise da Viabilidade do Aproveitamento da Palha da Cana de Açúcar para Cogeração de Energia numa Usina Sucroalcooleira*. Dissertação (Mestrado) — UNESP, Ilha Solteira, SP, 2009. Citado na página 36.

KALOGIROU, S. A. Chapter 1 - introduction. In: KALOGIROU, S. A. (Ed.). *Solar Energy Engineering (Second Edition)*. Second edition. Boston: Academic Press, 2014. p. 51 – 123. ISBN 978-0-12-397270-5. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123972705000029>>. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 43.

- KALOGIROU, S. A. Chapter 2 - environmental characteristics. In: KALOGIROU, S. A. (Ed.). *Solar Energy Engineering (Second Edition)*. Second edition. Boston: Academic Press, 2014. p. 51 – 123. ISBN 978-0-12-397270-5. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123972705000029>>. Citado na página 81.
- KALOGIROU, S. A. Chapter 3 - solar energy collectors. In: KALOGIROU, S. A. (Ed.). *Solar Energy Engineering (Second Edition)*. Second edition. Boston: Academic Press, 2014. p. 144 – 223. ISBN 978-0-12-397270-5. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123972705000029>>. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 48.
- LAMÔNICA, H.; LINERO, F. A. B. *Importância da palha na geração de excedentes de eletricidade. In: Curso de Caldeiras, Vapor e Energia*. [S.l.]: SINATUB, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 56.
- LIZZARRAGA, J. M. S. *Cogeneración*. Bilbao: Universidad del Pais Vasco, 1999. Citado na página 36.
- LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. c. *Geração Termelétrica: planejamento, projeto e operação*. Primeira edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004. v. 2. 644-896 p. ISBN 85-7193-105-4. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J. c. *Biocombustíveis*. Primeira edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2012. v. 1. 48-142 p. ISBN 978-85-7193-228-9. Citado 3 vezes nas páginas 35, 59 e 61.
- MANZOLINI, G. et al. Development of an innovative code for the design of thermodynamic solar power plants part b: Performance assessment of commercial and innovative technologies. *Renewable Energy*, v. 36, p. 2465–73, 2011. Citado na página 100.
- MARKANDYA A.; WILKINSON, P. Electricity generation and health. *The Lancet, Elsevier*, v. 370,, n. 9591, p. 979–990, 2007. Citado na página 39.
- MCDONALD, C. F. A hybrid solar closed-cycle gas turbine combined heat and power plant concept to meet the continuous total energy needs of a small community. *Journal of Heat Recovery Systems*, v. 6, n. 5, p. 399–419, 1986. Citado na página 49.
- MIYAKE, R. G. *Análise termodinâmica e de transferência de calor em um gerador de vapor a carvão pulverizado e palha de arroz*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011. Citado na página 35.
- (MME), M. *Balanço Energético Nacional: Relatório Síntese - ano base 2016*. Brasília: MME/EPE, 2017. Citado na página 31.
- MORIN, G. et al. Comparison of linear fresnel and parabolic trough collector power plants. *Solar Energy*, v. 86, p. 1–12, 2012. Citado na página 100.
- MORVAY, Z.; GVOZDENAC, D. *Applied industrial energy and environmental management*. 1. ed. [S.l.]: Wiley, 2008. Citado na página 67.
- NETO, V. C.; RAMON, D. *Análises de opções tecnológicas para projetos de cogeração no setor sucroalcooleiro*. [S.l.: s.n.], 2002. Citado na página 38.
- NIXON, J.; DEY, P.; DAVIES, P. The feasibility of hybrid solar-biomass power plants in india. *Energy*, v. 46, p. 541–554, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 120.
- NREL. *Concentrating Solar Power Projects*. [S.l.], 2014. Disponível em: <http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm>. Acesso em: 2016. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 51.

- PANOSSO, G. C. *MÉTODOS DE SIMULAÇÃO PARA CICLOS DE RANKINE*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Apr. 2003. Citado na página 55.
- PEREIRA, E. B. et al. *Atlas brasileiro de energia solar*. São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2006. Citado na página 40.
- PEREIRA, M. C. *A highly innovative, high temperature, high concentration, solar optical system at the turn of the nineteenth century*. [S.l.]: The pyrliophoro, 2004. Citado na página 42.
- PETERSEIM, J. et al. Concentrating solar power/alternative fuel hybrid plants: Annual electricity potential and ideal areas in Australia. *Energy*, v. 2, 2014. Citado na página 51.
- PETERSEIM, J. H. et al. Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities. *Solar Energy*, v. 99, p. 203–214, 2014. Citado na página 49.
- PETERSEIM, J. H. et al. Increasing the efficiency of parabolic trough plants using thermal oil through external superheating with biomass. *Energy Conversion and Management*, v. 77, p. 784–793, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 51.
- PINHEIRO, P. C.; CERQUIRA, S. A. Método de cálculo do balanço térmico de caldeiras. In: *XVII Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades*. Rio de Janeiro, Brasil, 1995. Citado na página 59.
- PINHO J. T.; GALDINO, M. A. *Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos*. [S.l.], 2014. Citado 3 vezes nas páginas 40, 42 e 48.
- PITA, M. J. M. *Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero*. Tese (Doutorado) — Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, November 2008. Disponível em: <<http://oa.upm.es/1242/>>. Citado 15 vezes nas páginas 45, 46, 47, 75, 77, 78, 79, 80, 84, 86, 87, 88, 89, 90 e 91.
- PITZ-PAAL, R. *Concentrating Solar Power*. [S.l.]: Oxford: Elsevier, 2008. Citado na página 43.
- POPOV, D. An option for solar thermal repowering of fossil fuel fired power plants. *Solar Energy*, v. 85, p. 344–49, 2011. Citado na página 49.
- QUERO, M. et al. Operation experience of the first solar hybrid gas turbine system at MW scale. *Energy Procedia*, v. 49, p. 1820–1830, 2014. Citado na página 49.
- SCHMIDT, T. H. S. *TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMA HELIOTÉRMICO-FOTOVOLTAICO*. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica). Brasília, DF: Universidade de Brasília, 2016. Citado na página 48.
- SEABRA, J. E. A. *Avaliação técnico-econômica de opções para o aproveitamento integral da biomassa de cana no Brasil*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 38.
- SHUKLA, R. et al. Recent advances in the solar water heating systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 19, p. 173–190, 2013. Citado na página 42.
- SOLARGIS. *Base de dados da irradiação solar global*. [S.l.], 2015. Disponível em: <<http://solargis.info/doc/free-solar-radiation-maps-GHI>>. Acesso em: novembro de 2016. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 52.
- SOLARITE. *Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant*. [S.l.], 2016. Disponível em: <www.solarlite.de>. Acesso em: 2017. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 48.

SolarPaces. *CSP projects around the world*. [S.l.], 2016. Disponível em: <<http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-projects-around-the-world>>. Acesso em: 2017. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 48.

SOUZA, Z. J. d. *Bioelectricity overview*. Brasília: MME/EPE, 2014. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/multimedia>>. Acesso em: Novembro de 2016. Citado na página 32.

SPENCER, J. Fourier series representation of the position of the sun. *Search*, v. 2, 1971. Disponível em: <<http://www.mail-archive.com/sundial@uni-koeln.de/msg01050.html>>. Citado na página 81.

SRINIVAS, T.; REDDY, B. V. Hybrid solar–biomass power plant without energy storage. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 2, p. 75–81, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2013.12.004>>. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 98.

SUKHATME S. P.; NAYAK, J. K. *Solar Energy - Principles of Thermal Collection and Storage: Comparison of linear fresnel and parabolic trough collector power plants*. [S.l.: s.n.], 2008. Citado na página 40.

SURESH, M.; REDDY, K.; KOLAR, A. K. 4-e (energy, exergy, environment, and economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants. *Energy for Sustainable Development*, v. 14, p. 267–79, 2010. Citado na página 49.

SVOBODA, P.; DAGAN, E.; KENAN, G. Comparison of dsg vs. htf technology for parabolic trough solar power plants - performance and cost. In *Proceedings of 1997 International Solar Energy Conference*. Washington, DC, April 27-30 1997. Citado na página 46.

SWERA. *Mapas*. Disponível em: <<http://maps.nrel.gov/SWERA>>. [S.l.], 2016. Acesso em: 1 dez. 2016. Citado 2 vezes nas páginas 40 e 97.

TURCHI, C. *Parabolic Trough Reference Plant for Cost Modeling with the Solar Advisor Model (SAM)*. [S.l.], 2010. Citado na página 100.

ULMER, S. et al. *Measurement techniques for the optical quality assessment of parabolic trough collector fields in commercial solar power plants*. Forschungsbericht, DLR, PSA, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 76 e 78.

VEIGA, J. P. S. et al. Energy embodiment in brazilian agriculture: an overview of 23 crops. *Scientia Agricola*, v. 72, p. 471–477, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1590/0103-9016-2015-0188>>. Citado na página 121.

WAGNER, M. J.; GILMAN, P. *Technical Manual for the SAM Physical Trough Model*. 1617 Cole Boulevard, Golden, Colorado 80401, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 82 e 87.

WEIßBACH, D. et al. Energy intensities, erois (energy returned on invested), and energy payback times of electricity generating power plants. *Energy*, v. 52, p. 210–221, 2013. Citado na página 121.

WINTER, C. J.; SIZMANN, R. L.; VANT-HULL, L. L. *Solar Power Plants – Fundamentals, Technology, Systems, Economics*. 1. ed. Berlin: Springer-Verlag, Heidelberg, 1991. Citado na página 44.

YAN, Q. et al. Multipoint and multi-level solar integration into a conventional coal-fired power plant. *Energy Fuels*, v. 24, p. 3733–38, 2010. Citado na página 49.

YANG, Y. et al. An efficient way to use medium-or-low temperature solar heat for power generation - integration into conventional power plant. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, p. 157–62, 2011. Citado na página 49.

ZARZA, E. *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS)*. Tese (Doutorado) — Universidad de Sevilla, Sevilha, Espanha, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 85 e 86.

ZARZA, E. et al. The diss project: Direct steam generation in parabolic trough systems. operation and maintenance experience and update on project status. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, v. 124, p. 126 –133, 2002. Citado na página 47.

ZHAO, J. Analysis of solar aided steam production in a pulverized coal boiler. In: *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, v. 77, p. 1–4, 2012. Citado na página 49.

ZHU, G. et al. Thermodynamic evaluation of solar integration into a natural gas combined cycle power plant. *Renewable Energy*, v. 74, p. 815–824, 2015. Citado na página 49.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *TERMODINÂMICA*. 7. ed. México, D.F.: McGRAW-HILL, 2011. ISBN 978-607-15-0743-3. Citado na página 68.

Apêndices

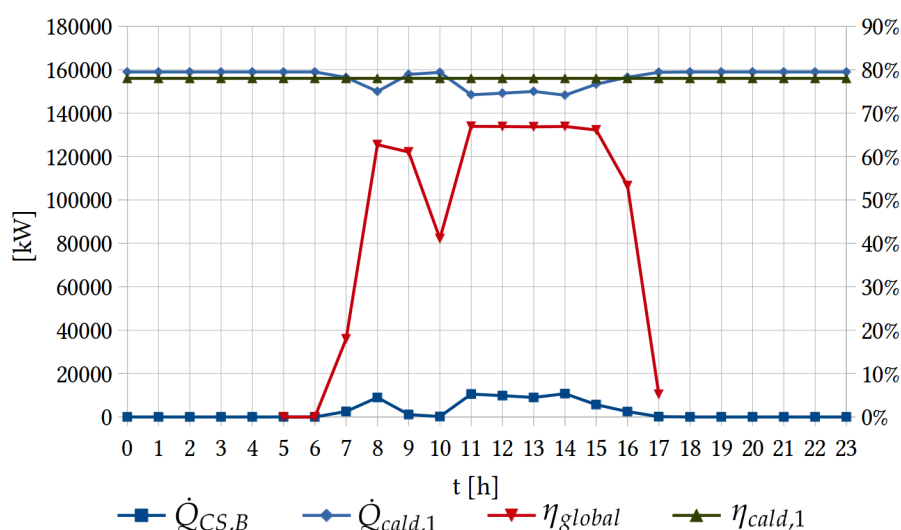
APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DE ENTRESSAFRA

Neste Apêndice apresentam-se os resultados obtidos para a simulação da planta híbrida de cogeração operando durante o período de entressafra para as três propostas. Como a carga máxima de operação do Gerador de Vapor 1 é reduzida a 88,2%, a desfocalização do campo de coletores para níveis de radiação equivalente ou mesmo próximos ao do ponto de projeto ocorre obrigatoriamente neste caso para todas as propostas.

A.1 RESULTADOS DA PROPOSTA A

Considera-se como o dia de início de operação durante a entressafra o dia primeiro de Janeiro. O comportamento do sistema Gerador de Vapor - Compo de coletores A para a operação durante a entressafra é apresentado na Figura 64.

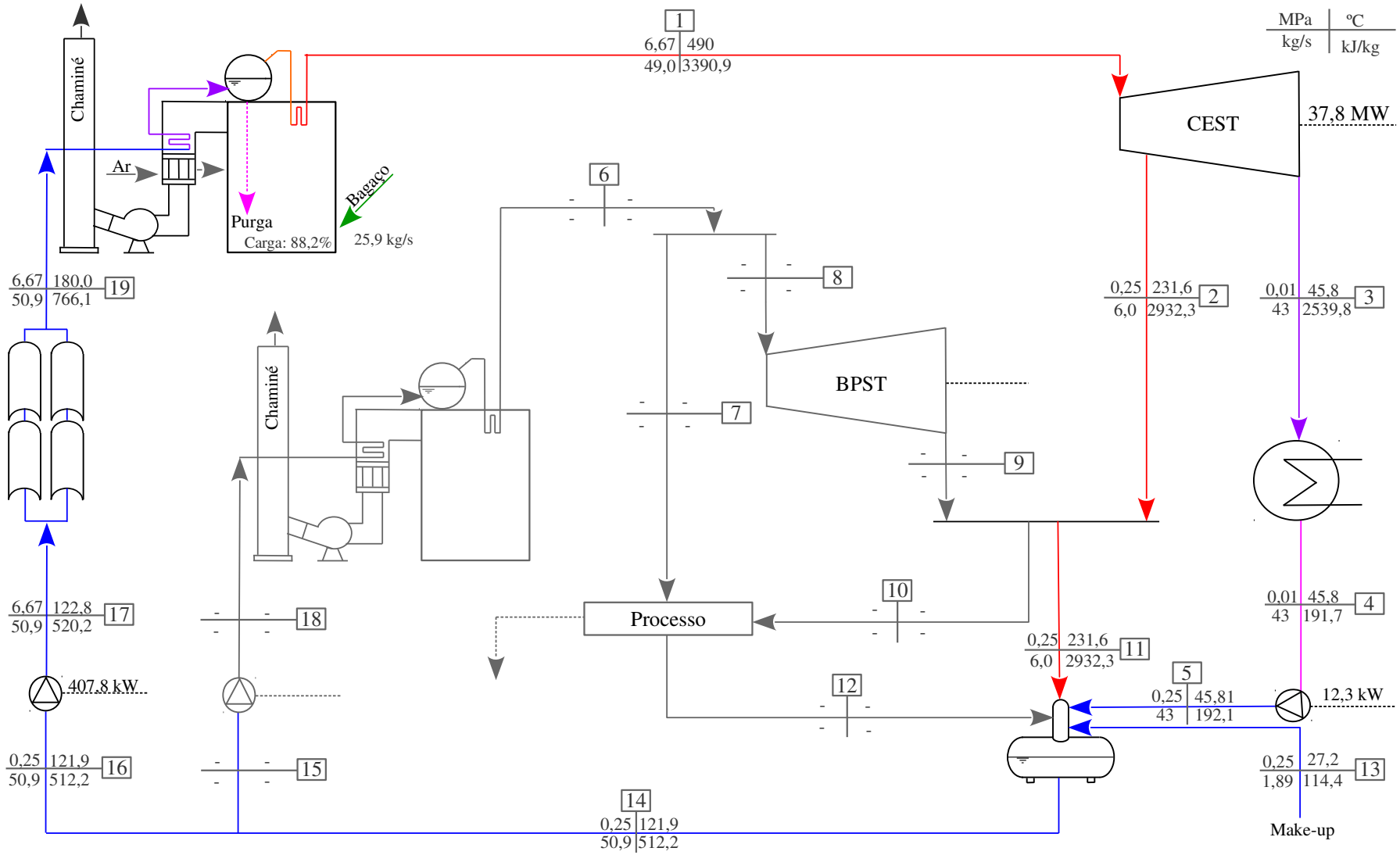
Figura 60 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A



Nota-se que embora a carga do Gerador de Vapor 1 seja reduzida durante a operação na entressafra, o valor de sua eficiência pouco varia em relação ao valor determinado para o caso base durante a safra. O consumo de combustível é reduzido para 25,9 kg/s para valores próximos ao da radiação normal direta considerada como ponto de projeto do campo solar.

A Figura 61 apresenta os valores obtidos pela simulação da planta de cogeração de caso base para a operação durante a entressafra com a integração do campo de coletores da proposta A.

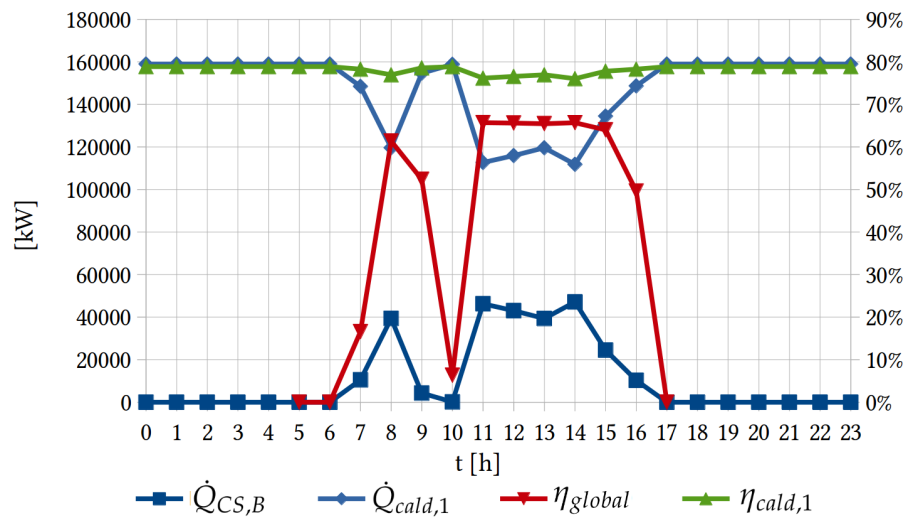
Figura 61 – Resultados da simulação da proposta A para as condições de operação de projeto, $MS = 1$



A.2 RESULTADOS DA PROPOSTA B

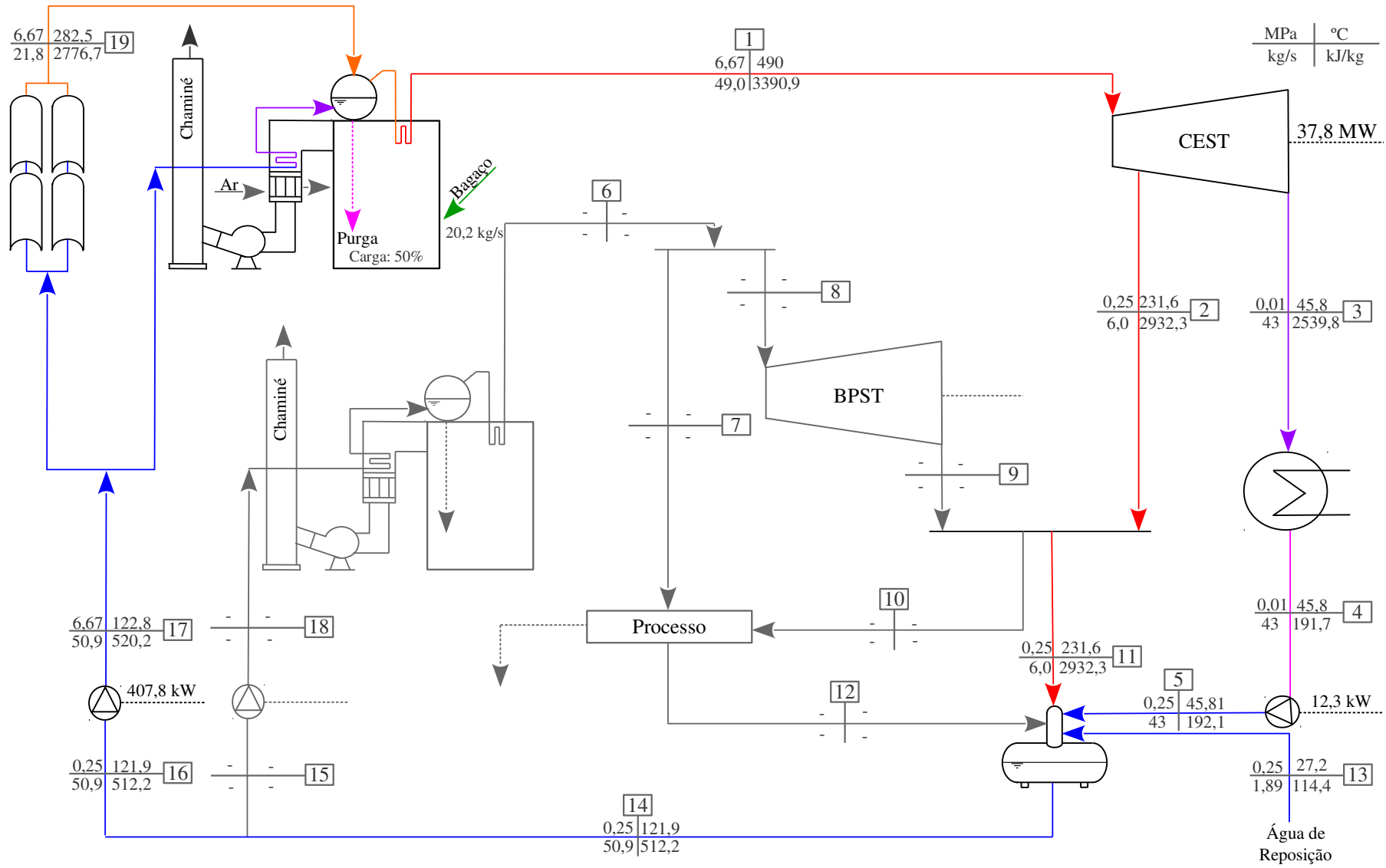
O comportamento do sistema Gerador de Vapor - Campo de coletores B para a operação durante a entressafra é apresentado na Figura 64, novamente o dia primeiro de janeiro foi tomado como exemplo para mostrar as variações na eficiência global do campo de coletores e do Gerador de Vapor 1. Os valores encontrados para a proposta de pré-aquecimento da água de alimentação durante a entressafra são menores que os encontrados para a operação durante o período de safra.

Figura 62 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores B



A Figura 63 apresenta os valores obtidos para a operação do ciclo híbrido de cogeração com operação estendida à entressafra para valores de radiação iguais ou próximos ao valor da radiação direta normal. A redução no consumo de combustível é menor que no caso da operação em modo de safra sob condições semelhantes.

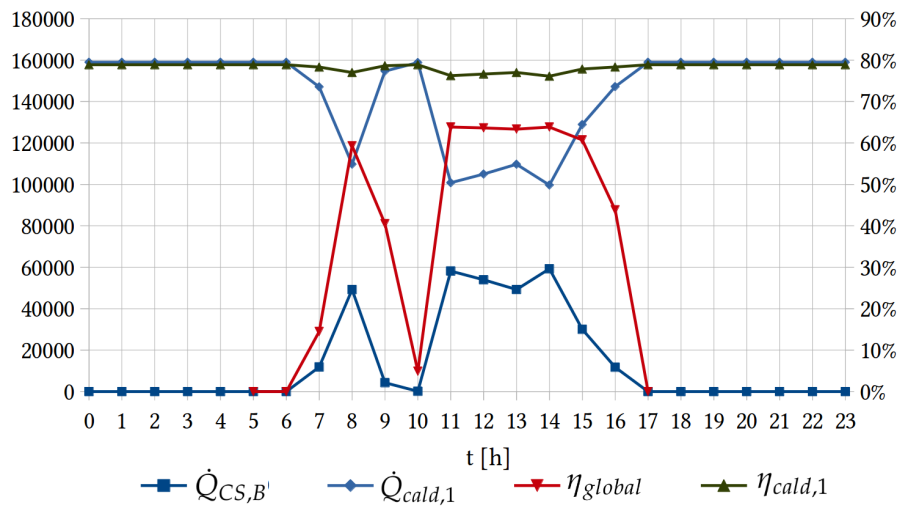
Figura 63 – Resultados da simulação da proposta B para as condições de operação de projeto, $MS = 1$



A.3 RESULTADOS DA PROPOSTA C

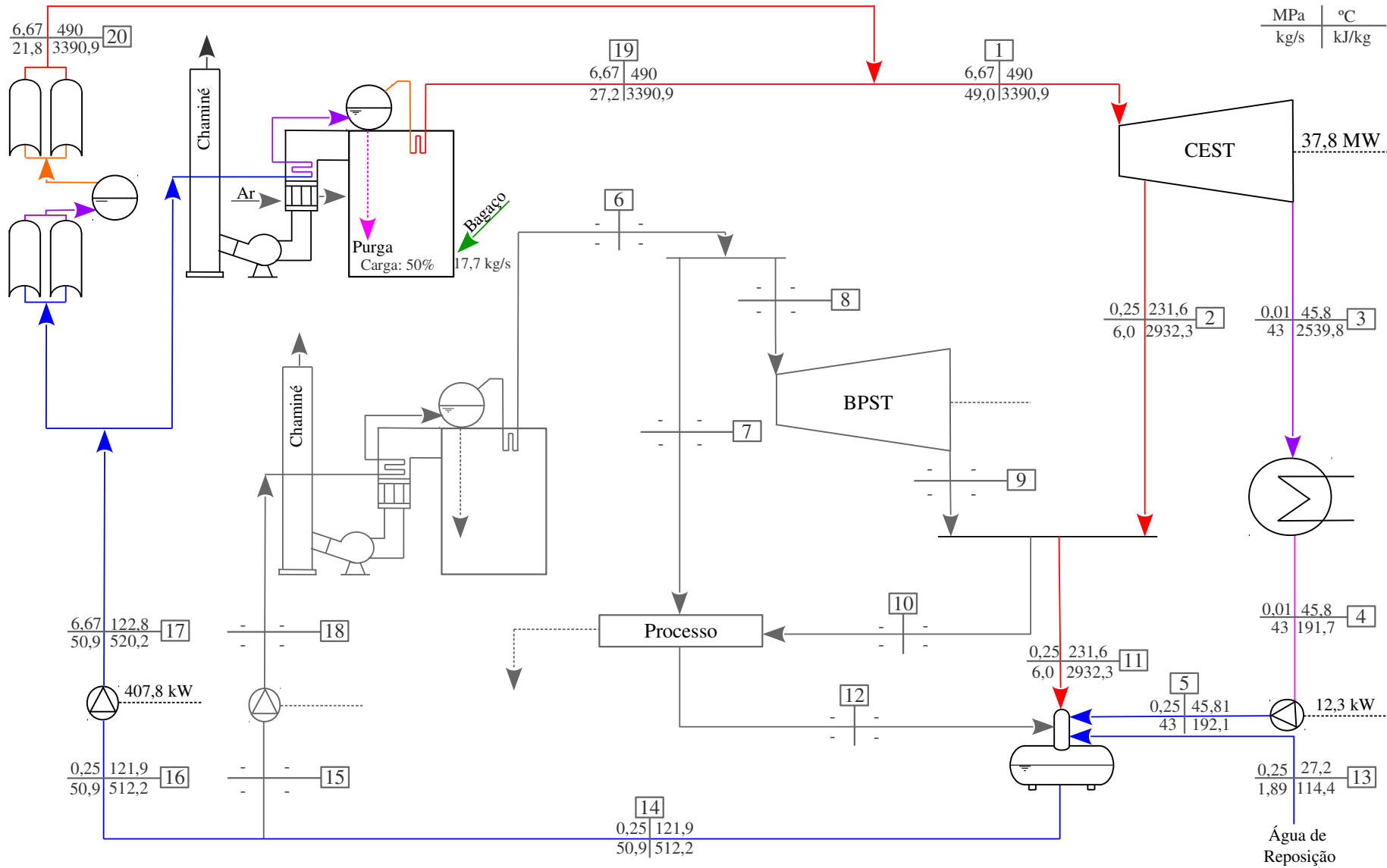
O comportamento do sistema Gerador de Vapor - Compo de coletores C para a operação durante a entressafra é apresentado na Figura 64. Da mesma forma que para as demais propostas, a redução no consumo de combustível não é tão acentuada, devido ao argumento solar máximo, quanto no caso da operação em safra.

Figura 64 – Comportamento do sistema Gerador de Vapor 1 - Campo de coletores A



A Figura 65 apresenta os valores obtidos para a operação do ciclo híbrido de cogeração com operação estendida à entressafra para valores de radiação iguais ou próximos ao valor da radiação direta normal. A redução no consumo de combustível é menor que no caso da operação em modo de safra sob condições semelhantes.

Figura 65 – Resultados da simulação da proposta C para as condições de operação de projeto, $MS = 1$



APÊNDICE B – CÓDIGOS DESENVOLVIDOS EM PYTHON

B.1 OPERAÇÃO DO CASO BASE NA SAFRA

```
# -*- coding: utf-8 -*-

"""

@author: bapossatto

"""

import math
import numpy as np
import scipy
import matplotlib as mpl
from pylab import *
from iapws import IAPWS97
#from iapws import IAPWS95

E,P,h,T,v,x,s,Phase={}, {}, {}, {}, {}, {}, {}, {}
s_l,s_v={}, {}

E_s,P_s,h_s,T_s,v_s,x_s,s_s,Phase_s={}, {}, {}, {}, {}, {}, {}, {}
s_sl,s_sv,h_l,h_v={}, {}, {}, {}

w,W,w_s,W_s={}, {}, {}, {}
Q,Q_s,q,q_s={}, {}, {}, {}
m_dot,delta_m,delta_E={}, {}, {}

"1 -Entrada da turbina de condensação/extração: Saída da caldeira 1"
T[1]=490+273.15 # K
P[1]=6.671 # MPa

E[1]=IAPWS97(T=T[1], P=P[1])
h[1],s[1],v[1],Phase[1],x[1]=E[1].h,E[1].s,E[1].v,E[1].region,E[1].x

m_dot[1]=196/3.6 # [kg/s]
Q[1]=m_dot[1]*h[1]
```

```
"2s - Ponto de extração a 0,25 MPa (isentrópico)"
```

```
P[2]=0.250034 # [MPa]
```

```
s_s[2]=s[1] # [kJ/kg.K]
```

```
E_s[2]=IAPWS97(P=P[2], s=s_s[2]) # Definição do estado termodinâmico isentrópico
```

```
h_s[2],T_s[2],v_s[2],Phase_s[2],x_s[2]=E_s[2].h,E_s[2].T,E_s[2].v,E_s[2].region,E_s[2].x # Definição
```

```
m_dot[2]=142.011/3.6 # [kg/s]
```

```
Q_s[2]=m_dot[2]*h_s[2]
```

```
Ws2=m_dot[1]*(h[1]-h_s[2])
```

```
"2 - Ponto de extração a 0,25 MPa (real)"
```

```
eta_iso_tcest=0.72
```

```
h[2]=((h[1]-h_s[2])*eta_iso_tcest)-h[1]*(-1)
```

```
E[2]=IAPWS97(P=P[2], h=h[2])
```

```
s[2],h[2],T[2],v[2],Phase[2]=E[2].s,E[2].h,E[2].T,E[2].v,E[2].region # Definição das propriedades
```

```
Q[2]=m_dot[2]*h[2]
```

```
W2=m_dot[1]*(h[1]-h[2])
```

```
"3s - Saída da turbina/Entrada do condensador (isentrópico)"
```

```
T[3]=273.15+45.8
```

```
s_s[3]=s[2]
```

```
s_sl[3]=IAPWS97(T=T[3], x=0).s
```

```
s_sv[3]=IAPWS97(T=T[3], x=1).s
```

```
x_s[3]=(s_s[3]-s_sl[3])/(s_sv[3]-s_sl[3])
```

```
E_s[3]=IAPWS97(T=T[3], x=x_s[3])
```

```
h_s[3],P_s[3],v_s[3],Phase_s[3],x_s1=E_s[3].h,E_s[3].P,E_s[3].v,E_s[3].region,E_s[3].x
```

```
m_dot[3]=m_dot[1]-m_dot[2] # [kg/s]
```

```
delta_m[1]=m_dot[1]-(m_dot[2]+m_dot[3])
```

```
Q_s[3]=m_dot[3]*h_s[3]
```

```
W_isotcest=Q[1]-(Q_s[2]+Q_s[3])
```

```
Ws3=m_dot[3]*(h[2]-h_s[3])
```

```
"3 - Saída da turbina/Entrada do condensador (real)"
```

```
h[3]=((h[2]-h_s[3])*eta_iso_tcest)-h[2]*(-1)
```

```
h_l[3]=IAPWS97(T=T[3], x=0).h
```

```
h_v[3]=IAPWS97(T=T[3], x=1).h
```

```

x[3]=(h[3]-h_1[3])/(h_v[3]-h_1[3])
E[3]=IAPWS97(T=T[3], x=x[3])
s[3],P[3],v[3],Phase[3]=E[3].s,E[3].P,E[3].v,E[3].region

Q[3]=m_dot[3]*h[3]
W_tcest=m_dot[1]*((h[1]-h[2])+((1-(142.011/196))*(h[2]-h[3])))
delta_E[1]=Q[1]-(Q[2]+Q[3]+W_tcest)
W3=m_dot[3]*(h[2]-h[3])

"4 - Saída do condensador (isobárico)"
T[4]=45.8+273.15
x[4]=0

E[4]=IAPWS97(T=T[4], x=x[4])
h[4],s[4],P[4],v[4],Phase[4]=E[4].h,E[4].s,E[4].P,E[4].v,E[4].region

m_dot[4]=m_dot[3]
Q[4]=m_dot[4]*h[4]
Q_cond=Q[3]-Q[4]
delta_E[4]=Q[3]-(Q[4]+Q_cond)

"5s - Saída da bomba de baixa (isentrópico)"
P[5]=P[2]
s_s[5]=s[4]

E_s[5]=IAPWS97(P=P[5], s=s_s[5])
h_s[5],T_s[5],v_s[5],Phase_s[5]=E_s[5].h,E_s[5].T,E_s[5].v,E_s[5].region

m_dot[5]=m_dot[4]
Q_s[5]=m_dot[5]*h_s[5]

"5 - Saída da bomba de baixa (real)"
eta_bb=0.85
h[5]=(h_s[5]-h[4])/eta_bb + h[4]

E[5]=IAPWS97(P=P[5], h=h[5])
h[5],T[5],v[5],Phase[5]=E[5].h,E[5].T,E[5].v,E[5].region

Q[5]=m_dot[5]*h[5]
W_s[5]=Q_s[5]-Q[4]
W[5]=(h[5]-h[4])*m_dot[5]
delta_E[5]=Q[5]-(Q[4]+W[5])

```

"6 - Entrada do distribuidor de vapor no.1/Saída da caldeira 2"

T[6]=330+273.15

P[6]=2.0594

E[6]=IAPWS97(T=T[6], P=P[6])

h[6],s[6],v[6],Phase[6],x[6]=E[6].h,E[6].s,E[6].v,E[6].region,E[6].x

m_dot[6]=79/3.6

Q[6]=m_dot[6]*h[6]

"7,8 - Saídas do distribuidor de vapor no.1/Entrada para processo e turbina de contrapressão"

T[7]=T[6]

P[7]=P[6]

T[8]=T[7]

P[8]=P[7]

E[7]=IAPWS97(T=T[7], P=P[7])

h[7],s[7],v[7],Phase[7],x[7]=E[7].h,E[7].s,E[7].v,E[7].region,E[7].x

E[8]=E[7]

h[8],s[8],v[8],Phase[8]=h[7],s[7],v[7],Phase[7]

m_dot[7]=4/3.6

m_dot[8]=m_dot[6]-m_dot[7]

Q[7]=m_dot[7]*h[7]

Q[8]=m_dot[8]*h[8]

delta_E[6]=Q[6]-(Q[7]+Q[8])

delta_m[6]=m_dot[6]-(m_dot[7]+m_dot[8])

"9s - Saída da turbina de contrapressão (isentrópico)"

P[9]=P[2]

s_s[9]=s[8]

E_s[9]=IAPWS97(P=P[9], s=s_s[9])

h_s[9],T_s[9],v_s[9],Phase_s[9]=E_s[9].h,E_s[9].T,E_s[9].v,E_s[9].region

W_s_tbp=m_dot[8]*(h[8]-h_s[9])

"9 - Saída da turbina de contrapressão (real)/Entrada distribuidor de vapor no.2"

eta_iso_tbp=0.67

h[9]=((h[8]-h_s[9])*eta_iso_tbp-h[8])*(-1)

E[9]=IAPWS97(P=P[9], h=h[9])

T[9],s[9],v[9],Phase[9],x[9]=E[9].T,E[9].s,E[9].v,E[9].region,E[9].x

$m_{dot}[9]=m_{dot}[8]$

$W_{tbp}=m_{dot}[9]*(h[8]-h[9])$

"10, 11 - Saídas do distribuidor de vapor no.2/Entradas para processo e desaerador"

$P[10]=P[9]$

$P[11]=P[10]$

$m_{dot}[11]=6.88/3.6$

$m_{dot}[10]=m_{dot}[2]+m_{dot}[9]-m_{dot}[11]$

$\Delta m[11]=(m_{dot}[11]+m_{dot}[10])-(m_{dot}[9]+m_{dot}[2])$

$h[11]=((m_{dot}[2])/(m_{dot}[2]+m_{dot}[9])*h[2])+((m_{dot}[9])/(m_{dot}[2]+m_{dot}[9])*h[9])$

$h[10]=h[11]$

$E[10]=IAPWS97(P=P[10], h=h[10])$

$T[10], s[10], v[10], Phase[10], x[10]=E[10].T, E[10].s, E[10].v, E[10].region, E[10].x$

$E[11]=IAPWS97(P=P[11], h=h[11])$

$T[11], s[11], v[11], Phase[11], x[11]=E[11].T, E[11].s, E[11].v, E[11].region, E[11].x$

$\Delta E[11]=(m_{dot}[2]*h[2] + m_{dot}[9]*h[9])-(m_{dot}[10]*h[10] + m_{dot}[11]*h[11])$

$Q[10]=m_{dot}[10]*h[10]$

"12 - Saída do Processo"

$P[12]=P[11]$

$E[12]=IAPWS97(P=P[12], x=0)$

$T[12], h[12], s[12], P[12], v[12], Phase[12]=E[12].T, E[12].h, E[12].s, E[12].P, E[12].v, E[12].region$

$m_{dot}[12]=58.1$

$Q_{processo}=Q[10]+Q[7]-m_{dot}[12]*h[12]$

$\Delta m[12]=m_{dot}[10]+m_{dot}[7]-m_{dot}[12]$

"13,14 - Saída do desaerador + Make up water/Entrada das bombas das caldeiras (processo e p

$T[13]=27.23+273.15$

$P[13]=P[11]$

$E[13]=IAPWS97(P=P[13], T=T[13])$

$h[13], s[13], v[13], Phase[13], x[13]=E[13].h, E[13].s, E[13].v, E[13].region, E[13].x$

$m_{dot}[14]=78.77$

$m_{dot}[13]=m_{dot}[14]-(m_{dot}[12]+m_{dot}[11]+m_{dot}[5])$ #Make Up Water = 3,77 (dado operacional)

$P[14]=P[13]$

```

h[14]=(m_dot[5]*h[5] + m_dot[11]*h[11] + m_dot[12]*h[12] + m_dot[13]*h[13])/m_dot[14]

E[14]=IAPWS97(P=P[14],h=h[14]) # T[14]=120 (dado operacional)!!!
T[14],s[14],P[14],v[14],Phase[14],x[14]=E[14].T,E[14].s,E[14].P,E[14].v,E[14].region,E[14].x

"15 - Entrada da bomba de baixa pressão"
P[15]=P[14]
s[15]=s[14]

E[15]=IAPWS97(P=P[15],s=s[15])
T[15],h[15],v[15],Phase[15],x[15]=E[14].T,E[15].h,E[14].v,E[14].region,E[14].x

m_dot[15]=m_dot[14]-(202.66/3.6)
Q[15]=m_dot[15]*h[15]

"16 - Entrada da bomba de alta pressão"
P[16]=P[14]
s[16]=s[14]

E[16]=IAPWS97(P=P[16],s=s[16])
h[16],T[16],v[16],Phase[16],x[16]=E[14].h,E[14].T,E[14].v,E[14].region,E[14].x

m_dot[16]=m_dot[14]-m_dot[15]
Q[16]=m_dot[16]*h[16]

"17s - Saída da bomba de alta pressão (isentrópico)"
P[17]=P[1]
s_s[17]=s[16]

E_s[17]=IAPWS97(P=P[17],s=s_s[17])
h_s[17],T_s[17],v_s[17],Phase_s[17]=E_s[17].h,E_s[17].T,E_s[17].v,E_s[17].region

m_dot[17]=m_dot[16]
Q_s[17]=m_dot[17]*h_s[17]

"17 - Saída da bomba de alta pressão (real)"
eta_ap=0.85
h[17]=(h_s[17]-h[16])/eta_ap + h[16]

E[17]=IAPWS97(P=P[17],h=h[17])
T[17],h[17],T[17],v[17],Phase[17]=E[17].T,E[17].h,E[17].T,E[17].v,E[17].region

Q[17]=m_dot[17]*h[17]

```

```

W_s[17]=Q_s[17]-Q[16]
W[17]=(h[17]-h[16])*m_dot[17]
delta_E[17]=Q[17]-(Q[16]+W[17])

```

"18s - Saída da bomba de baixa pressão (isentrópico)"

```
P[18]=P[6]
```

```
s_s[18]=s[15]
```

```
E_s[18]=IAPWS97(P=P[18], s=s_s[18])
```

```
h_s[18],T_s[18],v_s[18],Phase_s[18]=E_s[18].h,E_s[18].T,E_s[18].v,E_s[18].region
```

```
m_dot[18]=m_dot[15]
```

```
Q_s[18]=m_dot[18]*h_s[18]
```

"18 - Saída da bomba de baixa pressão (real)"

```
eta_bp=0.85
```

```
h[18]=(h_s[18]-h[15])/eta_bp + h[15]
```

```
E[18]=IAPWS97(P=P[18], h=h[18])
```

```
T[18],s[18],v[18],Phase[18]=E[18].T,E[18].s,E[18].v,E[18].region
```

```
Q[18]=m_dot[18]*h[18]
```

```
W_s[18]=Q_s[18]-Q[15]
```

```
W[18]=(h[18]-h[15])*m_dot[18]
```

```
delta_E[18]=Q[18]-(Q[15]+W[18])
```

```

.....

```

Sistema Híbrido de Geração de Potência:

Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa

Assistida por Energia Solar

Simulação do Ciclo de Caso Base

Autor: Benhur A. Possatto

E-mail: bapossatto@gmail.com

```

.....

```

"Balanço energético da caldeira"

"Estequiometria da combustão"

```
x_C=45.6/100
```

```

x_H=5.8/100
x_N=0.4/100
x_O=48.2/100
x_S=0/100
x_Cl=0/100
x_W=0/100

m_ar_esteq=138.2*(x_C/12 + x_H/4 + x_S/32 - x_O/32)
V_ar_esteq=106.7*(x_C/12 + x_H/4 + x_S/32 - x_O/32)

m_gas_esteq=((44/12)*x_C)+(9*(x_H+(x_W/9))) + (64/32)*x_S + x_N + 0.7685*m_ar_esteq
V_gas_esteq=22.4*(x_C/12 + x_H/2 + x_W/18 + x_S/32 + x_N/28)+ 0.79*V_ar_esteq

e=1.3

m_ar=e*m_ar_esteq
V_ar=e*V_ar_esteq

Ve_CO_2=22.4*(x_C/12)
Ve_N_2=22.4*(x_H/2)
Ve_H_2=22.4*(x_N/28)

V_N_2=0.79*V_ar + 22.4*(x_N/28)
V_O_2=0.21*(2-e)*V_ar_esteq
V_g=V_O_2+V_N_2+Ve_CO_2

x_O2=V_O_2/V_g
x_N2=V_N_2/V_g

x_CO2_SO2_CO=1-(x_O2+x_N2)

# Base de trabalho:
fatt=(100-50-1.6)/100
x_Ct=x_C*fatt
x_Ht=x_H*fatt

rho_ar=1.1819
V_h20=(x_Ht*22.4/2) + (0.5*22.4/18) + 22.4*rho_ar*V_ar*0.0073
V_gt=V_h20 + V_g

V_gtotal=V_gt+V_N_2+V_O_2

m_gas=m_gas_esteq + (e-1)*m_ar_esteq

```

$$V_{\text{gas}}=V_{\text{gas_esteq}} + (e-1)*V_{\text{ar_esteq}}$$

$$\text{eta_cald}=0.7936$$

$$\text{PCI}=7162 \text{ \# Heating value (as received [kJ/kg])}$$

$$\text{p_bd}=6/3.6 \text{ \#Perdas pelas purgas "Blowdown"}$$

$$\text{P_purgas1}=\text{P}[1] \text{ \# Estado termodinâmico das purgas na caldeira}$$

$$\text{T_purgas1}=\text{IAPWS97}(\text{P}=\text{P_purgas1}, \text{x}=0).\text{T}$$

$$\text{h_bd1}=\text{IAPWS97}(\text{P}=\text{P_purgas1}, \text{x}=0).\text{h}$$

$$\text{m_bc1}=(\text{m_dot}[1]*\text{h}[1] + ((\text{m_dot}[17]-\text{m_dot}[1])*\text{h_bd1}) - \text{m_dot}[17]*\text{h}[17])/(\text{eta_cald}*\text{PCI})$$

$$\text{Q_bd1}=(\text{m_dot}[17]-\text{m_dot}[1])*\text{h_bd1}$$

$$\text{P_purgas2}=\text{P}[6] \text{ \# Estado termodinâmico das purgas na caldeira}$$

$$\text{T_purgas2}=\text{IAPWS97}(\text{P}=\text{P_purgas2}, \text{x}=0).\text{T}$$

$$\text{h_bd2}=\text{IAPWS97}(\text{P}=\text{P_purgas2}, \text{x}=0).\text{h}$$

$$\text{p_bd2}=2/3.6$$

$$\text{m_bc2}=(\text{m_dot}[6]*\text{h}[6] + ((\text{m_dot}[18]-\text{m_dot}[6])*\text{h_bd2}) - \text{m_dot}[18]*\text{h}[18])/(\text{eta_cald}*\text{PCI})$$

$$\text{Q_bd2}=(\text{m_dot}[18]-\text{m_dot}[6])*\text{h_bd2}$$

$$\text{W_torre}=\text{Q_cond}*0.05$$

$$\text{W_cald1}=\text{m_bc1}*36$$

$$\text{W_cald2}=\text{m_bc2}*36$$

$$\text{W_S_b}=\text{W}[18]+\text{W}[17]+\text{W}[5]$$

$$\text{W_proc}=3665$$

$$\text{W_exp}=(\text{W_tcest}*(0.98*0.98)) - \text{W_proc} - \text{W_S_b} - \text{W_cald2} - \text{W_cald1} - \text{W_torre}$$

.....

Sistema Híbrido de Geração de Potência:

Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa

Assistida por Energia Solar

Simulação do Ciclo de Caso Base

Autor: Benhur A. Possatto

E-mail: bapossatto@gmail.com

.....

"Análise energética da planta"

$$\text{kgv_kgb}=(\text{m_dot}[1]+\text{m_dot}[6])/(\text{m_bc1}+\text{m_bc2}) \text{ \# Taxa de evaporação}$$

$$\text{eta_termico}=(\text{W_exp}+\text{W_proc}+(\text{W_tbp}*0.98))/((\text{m_dot}[6]*\text{h}[6] + ((\text{m_dot}[18]-\text{m_dot}[6])*\text{h_bd2}) - \text{m_dot}[18]*\text{h}[18])$$

```
f_u=(Q_processo+W_exp+W_tbp)/((m_dot[6]*h[6] + ((m_dot[18]-m_dot[6])*h_bd2) - m_dot[18]*h[18]) +

steam_rate=3600/((h[1]-h[3])*0.96) #Consumo específico de vapor (Steam Rate) kg/kWh
heat_rate=steam_rate*(h[1]-h[17]) #Consumo específico de calor (Heat Rate) kJ/kWh
fuel_rate=heat_rate/PCI #Consumo específico de combustível g/kJ
```

B.2 OPERAÇÃO DO CASO BASE NA ENTRESAFRA

```
# -*- coding: utf-8 -*-
```

```
.....
```

```
Sistema Híbrido de Geração de Potência:
Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
Assistida por Energia Solar
```

```
Simulação do Ciclo de Caso Base Entressafra
```

```
Autor: Benhur A. Possatto
E-mail: bapossatto@gmail.com
```

```
.....
```

```
import math
import numpy as np
import scipy
import matplotlib as mpl
from pylab import *
from iapws import IAPWS97
#from iapws import IAPWS95

E,P,h,T,v,x,s,Phase={}, {}, {}, {}, {}, {}, {}, {}
s_l,s_v={}, {}

E_s,P_s,h_s,T_s,v_s,x_s,s_s,Phase_s={}, {}, {}, {}, {}, {}, {}, {}
s_sl,s_sv,h_l,h_v={}, {}, {}, {}

w,W,w_s,W_s={}, {}, {}, {}
Q,Q_s,q,q_s={}, {}, {}, {}
m_dot,delta_m,delta_E={}, {}, {}
```

```

m_dot_2=39.4 # [kg/s]
eta_iso_tcest0=0.72
m_dot2=6. #35.388-1.888
eta_iso_tcest=eta_iso_tcest0*((-1.0176*( m_dot2/m_dot_2)**4) + (2.4443*(m_dot2/m_dot_2)**3))

"1 -Entrada da turbina de condensação/extração: Saída da caldeira 1"
T[1]=490+273.15 # K
P[1]=6.671 # MPa

E[1]=IAPWS97(T=T[1], P=P[1])
h[1],s[1],v[1],Phase[1],x[1]=E[1].h,E[1].s,E[1].v,E[1].region,E[1].x

m_dot[1]=(196/3.6)*0.9 # [kg/s]
Q[1]=m_dot[1]*h[1]

"2s - Ponto de extração a 0,25 MPa (isentrópico)"
P[2]=0.250034 # [MPa]
s_s[2]=s[1] # [kJ/kg.K]

E_s[2]=IAPWS97(P=P[2], s=s_s[2]) # Definição do estado termodinâmico isentrópico
h_s[2],T_s[2],v_s[2],Phase_s[2],x_s[2]=E_s[2].h,E_s[2].T,E_s[2].v,E_s[2].region,E_s[2].x #

m_dot[2]=6. # [kg/s]
Q_s[2]=m_dot[2]*h_s[2]

"2 - Ponto de extração a 0,25 MPa (real)"
eta_iso_tcest=0.5896
h[2]=(((h[1]-h_s[2])*eta_iso_tcest)-h[1])*(-1)

E[2]=IAPWS97(P=P[2], h=h[2])
s[2],h[2],T[2],v[2],Phase[2]=E[2].s,E[2].h,E[2].T,E[2].v,E[2].region # Definição das propri

Q[2]=m_dot[2]*h[2]
W[2]=m_dot[1]*(h[1]-h[2])

"3s - Saída da turbina/Entrada do condensador (isentrópico)"
T[3]=273.15+45.8
s_s[3]=s[2]

s_sl[3]=IAPWS97(T=T[3], x=0).s
s_sv[3]=IAPWS97(T=T[3], x=1).s
x_s[3]=(s_s[3]-s_sl[3])/(s_sv[3]-s_sl[3])

```

```

E_s[3]=IAPWS97(T=T[3], x=x_s[3])
h_s[3],P_s[3],v_s[3],Phase_s[3],x_s1=E_s[3].h,E_s[3].P,E_s[3].v,E_s[3].region,E_s[3].x

m_dot[3]=m_dot[1]-m_dot[2] # [kg/s]
delta_m[1]=m_dot[1]-(m_dot[2]+m_dot[3])
Q_s[3]=m_dot[3]*h_s[3]
W_isotcest=Q[1]-(Q_s[2]+Q_s[3])

"3 - Saída da turbina/Entrada do condensador (real)"
eta_iso_tcest2=0.72
h[3]=((h[2]-h_s[3])*eta_iso_tcest2)-h[2]*(-1)

h_l[3]=IAPWS97(T=T[3], x=0).h
h_v[3]=IAPWS97(T=T[3], x=1).h
x[3]=(h[3]-h_l[3])/(h_v[3]-h_l[3])
E[3]=IAPWS97(T=T[3], x=x[3])
s[3],P[3],v[3],Phase[3]=E[3].s,E[3].P,E[3].v,E[3].region

W[3]=m_dot[3]*(h[2]-h[3])
Q[3]=m_dot[3]*h[3]
W_tcest=m_dot[1]*((h[1]-h[2])+((1-(m_dot[2]/m_dot[1]))*(h[2]-h[3])))
delta_E[1]=Q[1]-(Q[2]+Q[3]+W_tcest)

"4 - Saída do condensador (isobárico)"
T[4]=45.8+273.15
x[4]=0

E[4]=IAPWS97(T=T[4], x=x[4])
h[4],s[4],P[4],v[4],Phase[4]=E[4].h,E[4].s,E[4].P,E[4].v,E[4].region

m_dot[4]=m_dot[3]
Q[4]=m_dot[4]*h[4]
Q_cond=Q[3]-Q[4]
delta_E[4]=Q[3]-(Q[4]+Q_cond)

"5s - Saída da bomba de baixa (isentrópico)"
P[5]=P[2]
s_s[5]=s[4]

E_s[5]=IAPWS97(P=P[5], s=s_s[5])
h_s[5],T_s[5],v_s[5],Phase_s[5]=E_s[5].h,E_s[5].T,E_s[5].v,E_s[5].region

m_dot[5]=m_dot[4]

```


$$Q_s[5]=m_dot[5]*h_s[5]$$

"5 - Saída da bomba de baixa (real)"

$$\eta_{bb}=0.85$$

$$h[5]=(h_s[5]-h[4])/eta_bb + h[4]$$

$$E[5]=IAPWS97(P=P[5], h=h[5])$$

$$h[5], T[5], v[5], Phase[5]=E[5].h, E[5].T, E[5].v, E[5].region$$

$$Q[5]=m_dot[5]*h[5]$$

$$W_s[5]=Q_s[5]-Q[4]$$

$$W[5]=(h[5]-h[4])*m_dot[5]$$

$$\Delta E[5]=Q[5]-(Q[4]+W[5])$$

"6 - Entrada do distribuidor de vapor no.1/Saída da caldeira 2"

$$T[6]=330+273.15$$

$$P[6]=2.0594$$

$$E[6]=IAPWS97(T=T[6], P=P[6])$$

$$h[6], s[6], v[6], Phase[6], x[6]=E[6].h, E[6].s, E[6].v, E[6].region, E[6].x$$

$$m_dot[6]=0$$

$$Q[6]=m_dot[6]*h[6]$$

"7,8 - Saídas do distribuidor de vapor no.1/Entrada para processo e turbina de contrapressão"

$$T[7]=T[6]$$

$$P[7]=P[6]$$

$$T[8]=T[7]$$

$$P[8]=P[7]$$

$$E[7]=IAPWS97(T=T[7], P=P[7])$$

$$h[7], s[7], v[7], Phase[7], x[7]=E[7].h, E[7].s, E[7].v, E[7].region, E[7].x$$

$$E[8]=E[7]$$

$$h[8], s[8], v[8], Phase[8]=h[7], s[7], v[7], Phase[7]$$

$$m_dot[7]=0$$

$$m_dot[8]=m_dot[6]-m_dot[7]$$

$$Q[7]=m_dot[7]*h[7]$$

$$Q[8]=m_dot[8]*h[8]$$

$$\Delta E[6]=Q[6]-(Q[7]+Q[8])$$

$$\Delta m[6]=m_dot[6]-(m_dot[7]+m_dot[8])$$

"9s - Saída da turbina de contrapressão (isentrópico)"

```

P[9]=P[2]
s_s[9]=s[8]

E_s[9]=IAPWS97(P=P[9], s=s_s[9])
h_s[9],T_s[9],v_s[9],Phase_s[9]=E_s[9].h,E_s[9].T,E_s[9].v,E_s[9].region

W_s_tbp=m_dot[8]*(h[8]-h_s[9])

"9 - Saída da turbina de contrapressão (real)/Entrada distribuidor de vapor no.2"
eta_iso_tbp=0.67
h[9]=(((h[8]-h_s[9])*eta_iso_tbp)-h[8])*(-1)
E[9]=IAPWS97(P=P[9], h=h[9])
T[9],s[9],v[9],Phase[9],x[9]=E[9].T,E[9].s,E[9].v,E[9].region,E[9].x

m_dot[9]=m_dot[8]
W_tbp=m_dot[9]*(h[8]-h[9])

"10, 11 - Saídas do distribuidor de vapor no.2/Entradas para processo e desaerador"
P[10]=P[9]
P[11]=P[10]

m_dot[11]=m_dot[2]
m_dot[10]=m_dot[2]+m_dot[9]-m_dot[11]

delta_m[11]=(m_dot[11]+m_dot[10])-(m_dot[9]+m_dot[2])

h[11]=((m_dot[2])/(m_dot[2]+m_dot[9])*h[2])+((m_dot[9])/(m_dot[2]+m_dot[9])*h[9])
h[10]=h[11]
E[10]=IAPWS97(P=P[10], h=h[10])
T[10],s[10],v[10],Phase[10],x[10]=E[10].T,E[10].s,E[10].v,E[10].region,E[10].x
E[11]=IAPWS97(P=P[11], h=h[11])
T[11],s[11],v[11],Phase[11],x[11]=E[11].T,E[11].s,E[11].v,E[11].region,E[11].x

delta_E[11]=(m_dot[2]*h[2] + m_dot[9]*h[9])-(m_dot[10]*h[10] + m_dot[11]*h[11])
Q[10]=m_dot[10]*h[10]

"12 - Saída do Processo"
P[12]=P[11]

E[12]=IAPWS97(P=P[12], x=0)
T[12],h[12],s[12],P[12],v[12],Phase[12]=E[12].T,E[12].h,E[12].s,E[12].P,E[12].v,E[12].region

m_dot[12]=0

```

```
Q_processo=Q[10]+Q[7]-m_dot[12]*h[12]
```

```
delta_m[12]=m_dot[10]+m_dot[7]-m_dot[12]
```

```
"13,14 - Saída do desaerador + Make up water/Entrada das bombas das caldeiras (processo e p
```

```
T[13]=27.23+273.15
```

```
P[13]=P[11]
```

```
E[13]=IAPWS97(P=P[13],T=T[13])
```

```
h[13],s[13],v[13],Phase[13],x[13]=E[13].h,E[13].s,E[13].v,E[13].region,E[13].x
```

```
m_dot[14]=49+(1.9)
```

```
m_dot[13]=m_dot[14]-(m_dot[12]+m_dot[11]+m_dot[5]) #Make Up Water = 3,77 (dado operacional)
```

```
P[14]=P[13]
```

```
h[14]=(m_dot[5]*h[5] + m_dot[11]*h[11] + m_dot[12]*h[12] + m_dot[13]*h[13])/m_dot[14]
```

```
E[14]=IAPWS97(P=P[14],h=h[14]) # T[14]=120 (dado operacional)!!!
```

```
T[14],s[14],P[14],v[14],Phase[14],x[14]=E[14].T,E[14].s,E[14].P,E[14].v,E[14].region,E[14].x
```

```
"15 - Entrada da bomba de baixa pressão"
```

```
P[15]=P[14]
```

```
s[15]=s[14]
```

```
E[15]=IAPWS97(P=P[15],s=s[15])
```

```
T[15],h[15],v[15],Phase[15],x[15]=E[14].T,E[15].h,E[14].v,E[14].region,E[14].x
```

```
m_dot[15]=0
```

```
Q[15]=m_dot[15]*h[15]
```

```
"16 - Entrada da bomba de alta pressão"
```

```
P[16]=P[14]
```

```
s[16]=s[14]
```

```
E[16]=IAPWS97(P=P[16],s=s[16])
```

```
h[16],T[16],v[16],Phase[16],x[16]=E[14].h,E[14].T,E[14].v,E[14].region,E[14].x
```

```
m_dot[16]=m_dot[14]-m_dot[15]
```

```
Q[16]=m_dot[16]*h[16]
```

```
"17s - Saída da bomba de alta pressão (isentrópico)"
```

```
P[17]=P[1]
```

```
s_s[17]=s[16]
```

```

E_s[17]=IAPWS97(P=P[17], s=s_s[17])
h_s[17],T_s[17],v_s[17],Phase_s[17]=E_s[17].h,E_s[17].T,E_s[17].v,E_s[17].region

m_dot[17]=m_dot[16]
Q_s[17]=m_dot[17]*h_s[17]

"17 - Saída da bomba de alta pressão (real)"
eta_ap=0.85
h[17]=(h_s[17]-h[16])/eta_ap + h[16]

E[17]=IAPWS97(P=P[17], h=h[17])
T[17],h[17],T[17],v[17],Phase[17],x[17]=E[17].T,E[17].h,E[17].T,E[17].v,E[17].region,E[17].x

Q[17]=m_dot[17]*h[17]
W_s[17]=Q_s[17]-Q[16]
W[17]=(h[17]-h[16])*m_dot[17]
delta_E[17]=Q[17]-(Q[16]+W[17])

"18s - Saída da bomba de baixa pressão (isentrópico)"
P[18]=P[6]
s_s[18]=s[15]

E_s[18]=IAPWS97(P=P[18], s=s_s[18])
h_s[18],T_s[18],v_s[18],Phase_s[18]=E_s[18].h,E_s[18].T,E_s[18].v,E_s[18].region

m_dot[18]=m_dot[15]
Q_s[18]=m_dot[18]*h_s[18]

"18 - Saída da bomba de baixa pressão (real)"
eta_bp=0.85
h[18]=(h_s[18]-h[15])/eta_bp + h[15]

E[18]=IAPWS97(P=P[18], h=h[18])
T[18],s[18],v[18],Phase[18]=E[18].T,E[18].s,E[18].v,E[18].region

Q[18]=m_dot[18]*h[18]
W_s[18]=Q_s[18]-Q[15]
W[18]=(h[18]-h[15])*m_dot[18]
delta_E[18]=Q[18]-(Q[15]+W[18])

eta_cald=0.7892
PCI=7162 # Heating value (as received [kJ/kg])
p_bd=6/3.6 #Perdas pelas purgas "Blowdown"

```

```

P_purgas1=P[1]# Estado termodinâmico das purgas na caldeira
T_purgas1=IAPWS97(P=P_purgas1, x=0).T
h_bd1=IAPWS97(P=P_purgas1, x=0).h
m_bc1=(m_dot[1]*h[1] + ((m_dot[17]-m_dot[1])*h_bd1) - m_dot[17]*h[17])/(eta_cald*PCI)
Q_bd1=(m_dot[17]-m_dot[1])*h_bd1

```

```

P_purgas2=P[6]# Estado termodinâmico das purgas na caldeira
T_purgas2=IAPWS97(P=P_purgas2, x=0).T
h_bd2=IAPWS97(P=P_purgas2, x=0).h
p_bd2=2/3.6
m_bc2=(m_dot[6]*h[6] + ((m_dot[18]-m_dot[6])*h_bd2) - m_dot[18]*h[18])/(eta_cald*PCI)
Q_bd2=(m_dot[18]-m_dot[6])*h_bd2

```

```

W_torre=Q_cond*0.05
W_cald1=m_bc1*36
W_cald2=m_bc2*36*0
W_S_b=W[18]+W[17]+W[5]
W_proc=3665*0

```

```

W_exp=(W_tcest*(0.98*0.98)) - W_S_b-W_cald1-W_torre

```

```

.....

```

Sistema Híbrido de Geração de Potência:
 Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
 Assistida por Energia Solar

Simulação do Ciclo de Caso Base

Autor: Benhur A. Possatto
 E-mail: bapossatto@gmail.com

```

.....

```

"Análise energética da planta"

```

kgv_kgb=(m_dot[1]+m_dot[6])/(m_bc1+m_bc2) # Taxa de evaporação
eta_termico=(W_exp)/(m_dot[1]*h[1] + ((m_dot[17]-m_dot[1])*h_bd1) - m_dot[17]*h[17])
f_u=(Q_processo+W_exp)/((m_dot[6]*h[6] + ((m_dot[18]-m_dot[6])*h_bd2) - m_dot[18]*h[18]) +

steam_rate=3600/((h[1]-h[3])*0.96) #Consumo específico de vapor (Steam Rate) kg/kWh
heat_rate=steam_rate*(h[1]-h[17]) #Consumo específico de calor (Heat Rate) kJ/kWh
fuel_rate=heat_rate/PCI #Consumo específico de combustível g/kJ

```

B.3 SISTEMA SOLAR E HIBRIDIZAÇÃO

```
# -*- coding: utf-8 -*-
```

```

.....
                Sistema Híbrido de Geração de Potência:
                Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
                Assistida por Energia Solar

                Simulação do Sistema Solar

                Autor: Benhur A. Possatto
.....

```

```

import math
import numpy as np
import scipy
import matplotlib as mpl
from pylab import *
import xlrd

# Fatores de eficiência óptica
rho_col=0.92# Reflexividade
alpha_col=0.94 # Absortividade
tau_col=0.945 # Transmissividade
gamma_col=0.92 # Fator de interceptação
eta_col_pico=gamma_col*tau_col*alpha_col*rho_col # Peak efficiency

a0=24.899
a1=0.2021
a2=0.00154
b0=24.899
b1=0.2029
b2=0.00036

L_p1=0.01693 #
L_p2=0.0001683 #
L_p3=6.78*10**(-7) #

f=7.1 # [m]
L_col=150 # [m]

"Dados geográficos da região de análise"

```

```

latitude=-22.9 #Norte Sul
longitude=-47.06 #Leste Oeste
longitude_ref=-45.0

file_location="/home/bapossatto/Documents/17.2/TCC2/Modelo térmico/campeenas.xls"
workbook=xlrd.open_workbook(file_location)
sheet=workbook.sheet_by_index(1)

DNI1=np.zeros(8760)
T_amb1=np.zeros(8760)

for i in range(8760):
    DNI1[i]=sheet.cell_value(i+3,21)
    T_amb1[i]=sheet.cell_value(i+3,20)
DNI=DNI1.reshape((365,24))
T_amb=T_amb1.reshape((365,24))

N=range(365) # Número de dias do ano
B=np.zeros(365) # vetor auxiliar
Gamma=np.zeros(365) # vetor auxiliar
E=np.zeros(365) # vetor armazenador dos resultados da equação do tempo

t_loc= np.repeat(np.array([range(24)]),365,axis=0) # matriz contendo o tempo local anual
t_sol=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # matriz para os resultados do tempo solar aparente
omega=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # matriz para os resultados do angulo horário
delta=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Ângulo de declinação solar
alpha=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Altitude solar
PSI=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Ângulo de azimute
PSI_n=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Ângulo de azimute
theta_ewp=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #Ângulo de incidência 1
theta_tilted=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #Ângulo de incidência 2
theta_hew=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #Ângulo de incidência 3
theta_hns=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #Ângulo de incidência 4

IAM=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Modificador do ângulo de incidência
K=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Fator do IAM
R_S=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Coeficiente de sombreamento (Raw Shadow Coefficient)
E_L=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # END Losses

theta_z=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #Ângulo complementar ao azimute
gamma=np.zeros(8760).reshape((365,24))
beta=np.zeros(8760).reshape((365,24))

```

```
P_col=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_abs=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Potência absorvida
P_loss_col=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Potência perd. col
P_loss_pipe=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Potência perd. linhas
T_col=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Temp.saida
T_col_in=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Temp. entrada
T_col_av=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Temp.med
deltaT=np.zeros(8760).reshape((365,24)) # Del_Temp
L_c1=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #
L_c2=np.zeros(8760).reshape((365,24)) #
P_col1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_col2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_col3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
Q_cal=np.zeros(8760).reshape((365,24))
Q_cal1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
Q_cal2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
Q_cal3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
BE1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
BE2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
BE3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
B_1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
FS3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
W_sol3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_global1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_global3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
m_cb_b=np.zeros(8760).reshape((365,24))
m_cb_h3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
m_cb_h2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
m_cb_h1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
carga1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_cald=np.zeros(8760).reshape((365,24))
carga2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_cald2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_thc=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_cbc=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_thch=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_ste3=np.zeros(8760).reshape((365,24))
FS2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
W_sol2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
FS1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
W_sol1=np.zeros(8760).reshape((365,24))

eta_global2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
```



```
eta_thc2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_cbc2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_thch2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_ste2=np.zeros(8760).reshape((365,24))

eta_global1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_thc1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_cbc1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_thch1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
eta_ste1=np.zeros(8760).reshape((365,24))

P_col01=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_loss_pipe1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_loss_col1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
L_c21=np.zeros(8760).reshape((365,24))
L_c11=np.zeros(8760).reshape((365,24))
deltaT1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col_av1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col1=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col_in1=np.zeros(8760).reshape((365,24))

P_col02=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_loss_pipe2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
P_loss_col2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
L_c22=np.zeros(8760).reshape((365,24))
L_c12=np.zeros(8760).reshape((365,24))
deltaT2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col_av2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
T_col_in2=np.zeros(8760).reshape((365,24))
```

.....

Sistema Híbrido de Geração de Potência:
Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
Assistida por Energia Solar

Simulação Solar

Autor: Benhur A. Possatto
E-mail: bapossatto@gmail.com

.....

```

for i in N:
    B[i]=(2*math.pi*(N[i]))/(365.0)
    E[i]=229.18*(0.000075 + 0.001868*math.cos(B[i]) - 0.032077*math.sin(B[i]) - 0.014615*math.cos(2
for ii in range(24):
    t_sol[i,ii]=t_loc[i,ii] + ((longitude_ref-longitude)/15.0) + E[i]/60.0
    omega[i,ii]=(12.0-t_sol[i,ii])*15*math.pi/180
    if sign(latitude)==1:
        delta[i,ii]=(0.006918 - 0.399912*math.cos(B[i]) + 0.070257*math.sin(B[i]) - 0.006758*
    else:
        delta[i,ii]=- (0.006918 - 0.399912*math.cos(B[i]) + 0.070257*math.sin(B[i]) - 0.006758*
    alpha[i,ii]=math.asin(math.sin(latitude*math.pi/180)*math.sin(delta[i,ii]) + math.cos(latit
    if sign(omega[i,ii]) == 1:
        PSI[i,ii]=math.acos((math.sin(alpha[i,ii])*math.sin(latitude*math.pi/180) - math.sin(de
    else:
        PSI[i,ii]=-math.acos((math.sin(alpha[i,ii])*math.sin(latitude*math.pi/180) - math.sin(d
    theta_z[i,ii]=(math.pi/2)-alpha[i,ii]
    theta_ewp[i,ii]=delta[i,ii] # Polar N-S axis with E-W tracking
    theta_tilted[i,ii]=math.acos((math.sin(delta[i,ii])**2) + ((math.cos(delta[i,ii]))**2)*ma
    theta_hew[i,ii]=math.acos(sqrt(1-(math.cos(delta[i,ii])**2)*math.sin(omega[i,ii])**2)) # Ho
    theta_hns[i,ii]=math.acos(sqrt(math.sin(alpha[i,ii])**2 + (math.cos(delta[i,ii])**2)*math.s
    PSI_n[i,ii]=(math.pi) - PSI[i,ii]
    soma+=cos(theta_ewp[i,ii])
    K[i,ii]=math.cos(theta_ewp[i,ii]) - (5.25097*10**(-4)*theta_ewp[i,ii]) - (2.859621*10**(-5)*
    IAM[i,ii]=K[i,ii]/cos(theta_ewp[i,ii])
    R_S[i,ii]=(17.28*cos(theta_z[i,ii]))/(5.76*cos(theta_ewp[i,ii]))#
    if R_S[i,ii]<0:
        R_S[i,ii]=0
    elif R_S[i,ii]>1:
        R_S[i,ii]=1
    else:
        R_S[i,ii]=R_S[i,ii]
    E_L[i,ii]=1-(f*math.tan(theta_ewp[i,ii])/L_col)
    P_abs[i,ii]=(DNI[i,ii])*(math.cos(theta_ewp[i,ii]))*eta_col_pico*(IAM[i,ii])*(R_S[i,ii])*(E

T_col_in2[i,ii]=121.2 #
T_col_in1[i,ii]=282 #superaquecedor
T_col_in[i,ii]=121.2 # SAFRA, mudar para ES!

T_col2[i,ii]= 282 # 282 #180#
T_col1[i,ii]= 490 # 282 #180#
T_col[i,ii]= 180 # 282 #180#

```

```

T_col_av[i,ii]=(T_col[i,ii]+T_col_in[i,ii])/2
T_col_av1[i,ii]=(T_col1[i,ii]+T_col_in1[i,ii])/2
T_col_av2[i,ii]=(T_col2[i,ii]+T_col_in2[i,ii])/2

deltaT[i,ii]=T_col_av[i,ii]-T_amb[i,ii]
deltaT1[i,ii]=T_col_av1[i,ii]-T_amb[i,ii]
deltaT2[i,ii]=T_col_av2[i,ii]-T_amb[i,ii]

L_c1[i,ii]=a2*deltaT[i,ii]**2 + a1*deltaT[i,ii] - a0
L_c2[i,ii]=(b2*deltaT[i,ii]**2 + b1*deltaT[i,ii] - b0)*(DNI[i,ii]/900)*math.cos(theta)
L_c11[i,ii]=a2*deltaT1[i,ii]**2 + a1*deltaT1[i,ii] - a0
L_c21[i,ii]=(b2*deltaT1[i,ii]**2 + b1*deltaT1[i,ii] - b0)*(DNI[i,ii]/900)*math.cos(theta)
L_c12[i,ii]=a2*deltaT2[i,ii]**2 + a1*deltaT2[i,ii] - a0
L_c22[i,ii]=(b2*deltaT2[i,ii]**2 + b1*deltaT2[i,ii] - b0)*(DNI[i,ii]/900)*math.cos(theta)

P_loss_col[i,ii]=(L_c1[i,ii]+L_c2[i,ii])/5.76
P_loss_pipe[i,ii]=L_p1*deltaT[i,ii] - L_p2*deltaT[i,ii]**2 + L_p3*deltaT[i,ii]**3
P_col[i,ii]=P_abs[i,ii]-P_loss_col[i,ii]-P_loss_pipe[i,ii]
if P_col[i,ii]<0:
    P_col[i,ii]=0

P_loss_col1[i,ii]=(L_c11[i,ii]+L_c21[i,ii])/5.76
P_loss_pipe1[i,ii]=L_p1*deltaT1[i,ii] - L_p2*deltaT1[i,ii]**2 + L_p3*deltaT1[i,ii]**3
P_col01[i,ii]=P_abs[i,ii]-P_loss_col1[i,ii]-P_loss_pipe1[i,ii]
if P_col01[i,ii]<0:
    P_col01[i,ii]=0

P_loss_col2[i,ii]=(L_c12[i,ii]+L_c22[i,ii])/5.76
P_loss_pipe2[i,ii]=L_p1*deltaT2[i,ii] - L_p2*deltaT2[i,ii]**2 + L_p3*deltaT2[i,ii]**3
P_col02[i,ii]=P_abs[i,ii]-P_loss_col2[i,ii]-P_loss_pipe2[i,ii]
if P_col02[i,ii]<0:
    P_col02[i,ii]=0

A_col=150*5.76

# Ponto de projeto 2: 50% caldeira 1 \\ vapor saturado
m_sol2=0.5*196/3.6
Q_sol2=m_sol2*(2776.74-513.2)
A2=((Q_sol2/P_col02[324,11]))*1.5
P_col2=P_col02*A2
A2=A2*1000 # 4X (4Shads)

```

```

A2_land=A2*4/10000
n_col2=A2/A_col

# Ponto de projeto 3: T<=180C - água comprimida
m_sol3=56.3
Q_sol3=m_sol3*(766.1-513.2)
A3=((Q_sol3/606.2913759)-0.180790988)*1.
P_col3=P_col*A3
A3=A3*1000 # 4X (4Shads)
A3_land=A3*4/10000
n_col3=A3/A_col

# Ponto de projeto 1: 15% caldeira 1 \\ vapor superaquecido
m_sol1=0.5*196/3.6
Q_sol1=17218.52 #m_sol1*(3390.96-513.78)
A1=(35*A_col/1000)*1.5
P_col1=P_col01*A1 + P_col2
A1=A1*1000 # 4X (4Shads)
A1_land=A1*4/10000
n_col1=A1/A_col
Q_sol1=78331

EB1=0
EB2=0
EB3=0
eta_cald1=0.7888419
PCI=7162
P_max=0
FS_1=0
W_sol1_ano=0
q_cal2=56918.32579774143
eta_x=0

```

.....

Sistema Híbrido de Geração de Potência:
 Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
 Assistida por Energia Solar

Simulação Solar

Autor: Benhur A. Possatto
 E-mail: bapossatto@gmail.com

```

.....

for i in range(299):#N:#range(297): # TROCAR N PELO INTERVALO DE SIMULAÇÃO NECESSÁRIO (VERI
for ii in range(24):
    if P_col3[i,ii]>Q_sol3:
        P_col3[i,ii]=Q_sol3
    if P_col2[i,ii]>Q_sol2:
        P_col2[i,ii]=Q_sol2
    if P_col1[i,ii]>Q_sol1:
        P_col1[i,ii]=Q_sol1

    Q_cal[i,ii]=(196/3.6)*(3390.96-513.78) + 2313
    Q_cal1[i,ii]=Q_cal[i,ii]-P_col1[i,ii]
    Q_cal2[i,ii]=Q_cal[i,ii]-P_col2[i,ii]
    Q_cal3[i,ii]=Q_cal[i,ii]-P_col3[i,ii]

    carga1[i,ii]=(((196/3.6)-(P_col1[i,ii]/(3390.96-513.78)))/(196/3.6))*100
    carga2[i,ii]=(((196/3.6)-(P_col2[i,ii]/(2776.74-513.2)))/(196/3.6))*100

    eta_cald[i,ii]=0.99*((8.8021*(10**-5)*carga1[i,ii]**3) - (0.0224*carga1[i,ii]**2) + (1
    eta_cald2[i,ii]=0.99*((8.8021*(10**-5)*carga2[i,ii]**3) - (0.0224*carga2[i,ii]**2) + (

    m_cb_b[i,ii]=Q_cal[i,ii]/(eta_cald1*PCI)
    m_cb_h3[i,ii]=(Q_cal[i,ii]-P_col3[i,ii])/((eta_cald1*PCI)
    m_cb_h2[i,ii]=(Q_cal[i,ii]-P_col2[i,ii])/((eta_cald2[i,ii]*PCI)
    m_cb_h1[i,ii]=(Q_cal[i,ii]-P_col1[i,ii])/((eta_cald[i,ii]*PCI)

    BE1[i,ii]=(m_cb_b[i,ii]-m_cb_h1[i,ii])*3600

    BE2[i,ii]=(m_cb_b[i,ii]-m_cb_h2[i,ii])*3600

    BE3[i,ii]=(m_cb_b[i,ii]-m_cb_h3[i,ii])*3600

    if P_col[i,ii]>P_max:
        P_max=P_col[i,ii]
    EB1=EB1+BE1[i,ii]
    EB2=EB2+BE2[i,ii]
    EB3=EB3+BE3[i,ii]

    FS3[i,ii]=P_col3[i,ii]/(P_col3[i,ii]+Q_cal3[i,ii]+q_cal2) # ATENÇÃO PARA SIMULAÇÕES DE
    W_sol3[i,ii]=FS3[i,ii]*37016.3 # 31421

```

```

FS2[i,ii]=P_col2[i,ii]/(P_col2[i,ii]+Q_cal2[i,ii]+q_cal2)
W_sol2[i,ii]=FS2[i,ii]*37016.3 # 31421

FS1[i,ii]=P_col1[i,ii]/(P_col1[i,ii]+Q_cal1[i,ii]+q_cal2)
W_sol1[i,ii]=FS1[i,ii]*37016.3 # 31421

eta_global3[i,ii]=P_col3[i,ii]/(DNI[i,ii]*A3/1000)
eta_thc[i,ii]=(37016.3)/(Q_cal3[i,ii]+P_col3[i,ii]+q_cal2)
eta_cbc[i,ii]=(37016.3)/((m_cb_h3[i,ii]+10)*PCI)
eta_thch[i,ii]=(37016.3)/(DNI[i,ii]*(A3/1000) + ((m_cb_h3[i,ii]+10)*PCI))
eta_ste3[i,ii]=W_sol3[i,ii]/(DNI[i,ii]*A3/1000)

eta_global2[i,ii]=P_col2[i,ii]/(DNI[i,ii]*A2/1000)
eta_thc2[i,ii]=(37016.3)/(Q_cal2[i,ii]+P_col2[i,ii]+q_cal2)
eta_cbc2[i,ii]=(37016.3)/((m_cb_h2[i,ii]+10)*PCI)
eta_thch2[i,ii]=(37016.3)/(DNI[i,ii]*(A2/1000) + ((m_cb_h2[i,ii]+10)*PCI))
eta_ste2[i,ii]=W_sol2[i,ii]/(DNI[i,ii]*A2/1000)

eta_global1[i,ii]=P_col1[i,ii]/(DNI[i,ii]*(A1+A2)/1000)
eta_thc1[i,ii]=(37016.3)/(Q_cal1[i,ii]+P_col1[i,ii]+q_cal2)
eta_cbc1[i,ii]=(37016.3)/((m_cb_h1[i,ii]+10)*PCI)
eta_thch1[i,ii]=(37016.3)/(DNI[i,ii]*((A1+A2)/1000) + ((m_cb_h1[i,ii]+10)*PCI))
eta_ste1[i,ii]=W_sol1[i,ii]/(DNI[i,ii]*(A1+A2)/1000)

## Gráficos
xlabel(r't [h]')
ylabel(r'kW$_{th}$')
axes = plt.gca()
plot(t_sol[324], Q_cal3[324], '-vr', label='$\dot{Q}_{cald,A}$')
plot(t_sol[324], Q_cal2[324], '-og', label='$\dot{Q}_{cald,B}$')
plot(t_sol[324], Q_cal1[324], '-*b', label='$\dot{Q}_{cald,C}$')

plot(t_sol[324], P_col1[324], '-~b', label='$\dot{Q}_{CS,C}$')
plot(t_sol[324], P_col2[324], '-Dg', label='$\dot{Q}_{CS,B}$')
plot(t_sol[324], P_col3[324], '-sr', label='$\dot{Q}_{CS,A}$')
legend()
loc=2
xticks(range(25))
plt.grid()
plt.show()
savefig('teste.png')

```

```

## Exemplo Safra
#
xlabel(r't [h]')
ylabel(r'[-]')
plot(t_sol[324],eta_thc[324],'-vr',label='$\eta_{th,ciclo}$')
plot(t_sol[324],eta_cbc[324],'-^g',label='$\eta_{cb,planta}$')
plot(t_sol[324],eta_thch[324],'-*b',label='$\eta_{th,planta,h}$')
plot(t_sol[324],eta_cbc2[324],'->g',label='$\eta_{cb,planta}$')
plot(t_sol[324],eta_thch2[324],'-Db',label='$\eta_{th,planta,h}$')
plot(t_sol[324],eta_cbc1[324],'-og',label='$\eta_{cb,planta}$')
plot(t_sol[324],eta_thch1[324],'-bp',label='$\eta_{th,planta,h}$')
legend()
loc=2
#plt.legend(bbox_to_anchor=(1.05, 1), loc=2, borderaxespad=0.)
#plt.legend(bbox_to_anchor=(0., 1.02, 1., .102), loc=3,
#           ncol=2, mode="expand", borderaxespad=0.)
#legend(loc=0)
xticks(range(25))
plt.grid()
plt.show()
savefig('teste2.png')

xlabel(r't [h]')
ylabel(r'[-]')
plot(t_sol[324],eta_thc2[324],'-vr',label='$\eta_{th,ciclo}$')
plot(t_sol[324],eta_cbc2[324],'-og',label='$\eta_{cb,planta}$')
plot(t_sol[324],eta_thch2[324],'-*b',label='$\eta_{th,planta,h}$')
legend()
loc='5'
xticks([0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24])
plt.grid()
plt.show()

xlabel(r'$t$ $[h]$')
ylabel(r'$\mathcal{EB}$ $[kg/h]$')
plot(t_loc[324],BE2[324],'-r',label='$\mathcal{BE}_{B}$')
plot(t_loc[324],FS2[324],'+g',label='$\mathcal{FS}_{B}$')
plot(t_loc[324],eta_ste2[324],'-*b',label='$\eta_{STE}$')
legend()
xticks([0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24])
plt.grid()

```

```

plt.show()
#
xlabel(r'$t$ $[h]$')
ylabel(r'$Q$ $[kW]$')
plot(t_sol[324],P_col[324],t_sol[324],DNI[324])
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 24)
plt.grid()
plt.show()
#
#
## Equação do tempo
xlabel(r'$t$ $[dias]$')
ylabel(r'$\mathcal{ET}$ $[min]$')
plot(E, 'k')
savefig('eq_tempo.png')
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()
plt.show()

.....

Sistema Híbrido de Geração de Potência:
Planta Termoelétrica de Cogeração a Biomassa
Assistida por Energia Solar

Simulação do Ciclo de Caso Base

Autor: Benhur A. Possatto
E-mail: bapossatto@gmail.com

.....

## Declinações (para hemisférios sul e norte)
xlabel(r'$t$ $[dias]$')
ylabel(r'$\delta$')
plot(N,delta, '-k',N,-delta, '-c')
savefig('declinas.png')
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()

```



```
#plt.show()
#
##EWP
xlabel('$t$ [dias]$')
ylabel(r'$\cos(\theta)$')
plot(N,cos(theta_ewp))
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()
plt.show()
#
##TILTED
xlabel('$t$ [dias]$')
ylabel(r'$\cos(\theta)$')
plot(N,cos(theta_tilted))
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()
plt.show()
#
##HEW
xlabel('$t$ [dias]$')
ylabel(r'$\cos(\theta)$')
plot(N,cos(theta_hew))
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()
plt.show()
#
## HNS
xlabel('$t$ [dias]$')
ylabel(r'$\cos(\theta)$')
plot(N,cos(theta_hns))
axes = plt.gca()
axes.set_xlim(0, 365)
plt.grid()
plt.show()
#
## R Shadowing
xlabel('$t$ [dias]$')
ylabel('$R_S$')
plot(N,R_S)
axes = plt.gca()
```

```
#axes.set_xlim(0, 365)
#plt.grid()
#plt.show()
#
## E Losses
#xlabel('$t$ [dias]$')
#ylabel('$E_L$')
#plot(N,E_L)
#axes = plt.gca()
#axes.set_xlim(0, 365)
#plt.grid()
#plt.show()
#
## P_abs
#xlabel('$t$ $[horas]$')
#ylabel('$Q_{abs}$ $[kW]$')
#plot(t_sol,P_col, '+c', t_sol, DNI)
#axes = plt.gca()
#plt.grid()
#plt.show()
```

Anexos

ANEXO A – COLOFÃO E ACESSO AOS FONTES

Os códigos elaborados apresentados anteriormente necessitam de pacotes externos aos nativos da linguagem Python como o pacote *math*. Devem ser instalados: *numpy*, *scipy*, *matplotlib*, *pylab*, *IAPWS* e *xlrd*. O desenvolvimento foi feito com o uso do ambiente Spyder 2.3.5.2 compilando em terminal IPython a versão 2.7.10 da linguagem Python. Além disso, alguns resultados apresentados (o que inclui quase a totalidade da análise econômica) foram obtidos com auxílio arquivos exportados para planilhas eletrônicas manipuladas com o programa LibreOffice Calc versão 5.0.6.2. Todos os softwares utilizados na elaboração deste trabalho foram executados em sistema operacional GNU/Linux baseado na distribuição Debian.

O licenciamento dos scripts elaborados para as simulações levadas a cabo neste trabalho não foi feito até o momento em que se escreve este colofão e devido à pouca diligência deste autor para a inserção dos códigos fonte desenvolvidos neste trabalho (note que as linhas ultrapassam os limites determinados para as margens do texto), disponibiliza-se neste anexo o endereço virtual da plataforma onde pode-se aceder aos fontes: <https://github.com/bapossatto/hysolbio.py>; o acesso também pode ser feito através do código QR abaixo.

