

Renan Manozzo Galante

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA  
TERMOELÉTRICA A BIOMASSA ASSISTIDA POR ENERGIA  
SOLAR.**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Florianópolis  
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Galante, Renan

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA TERMOELÉTRICA A  
BIOMASSA ASSISTIDA POR ENERGIA SOLAR. / Renan Galante ;  
orientador, Edson Bazzo - Florianópolis, SC, 2015.  
121 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. geração termoeletrica. 3.  
biomassa. 4. Linear Fresnel. 5. planta termosolar hibrida.  
I. Bazzo, Edson. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
III. Título.

Renan Manozzo Galante

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA PLANTA  
TERMOELÉTRICA A BIOMASSA ASSISTIDA POR ENERGIA  
SOLAR.**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 23 de fevereiro de 2015.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Julio César Passos, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Waldir Antonio Bizzo, Dr. Eng.  
Universidade Estadual de Campinas



# ***AGRADECIMENTOS***

Dedico este trabalho de mestrado à minha mãe Glória, meu pai Urbano, minha irmã Raquel, minha tia Iracema, e ao meu caro George André. Vocês foram a minha calma e segurança durante esses dois anos, tendo toda a paciência do mundo comigo. A vocês serei sempre grato.

Agradeço especialmente aos meus amigos Ricieri Tonelli e Bruno Yuji, pelo caráter infalível, por todo o companheirismo e amizade ao longo de tantas e tantas horas de estudo e horas bem vividas.

Agradeço muito aos amigos do labCET Eduardo Burin e Rafael Zotto por todos os conselhos e ajuda que me deram e por estarem sempre disponíveis a uma boa discussão. Agradeço muito a Raphael Miyake pelo auxílio ao longo deste trabalho. Agradeço também a Nury e Marcos Oro pela amizade e paciência. A todos os amigos do labCET (Sara, Renzo, Amir, Roberta, Renato e Talita) por fazerem deste local um ambiente muito saudável e acolhedor para se trabalhar.

Agradeço aos amigos de caminhada do mestrado e da graduação, e também a Dona Marli e sua família por todo apoio e carinho.

Agradeço ao Professor Edson Bazzo por me aceitar neste trabalho, por ter me orientado desde a graduação, gerando resultados que fazem muita diferença na minha vida profissional. Agradeço também ao Professor Jáder que me auxiliou no primeiro ano deste mestrado, sendo sempre muito paciente e compreensivo.

Agradeço aos professores que tive durante este mestrado: Professora Márcia, Professor Maliska, Professor Jáder, Professor Melo, Professor Bazzo e Professor Júlio. A contribuição que vocês me deram é de um valor muito grande. A forma como encaro cada desafio é diferente após a minha convivência com os senhores. Obrigado por tão grande contribuição! Agradeço também aos membros da banca pelo cuidado que tiveram em suas observações.

Agradeço à equipe do POSMEC por toda a ajuda e cuidado que sempre tiveram. Agradeço a CAPES pelo auxílio financeiro.

À Universidade Federal de Santa Catarina a minha eterna gratidão, por ter ampliado minha visão de mundo e propiciar tantas oportunidades incríveis.



## ***RESUMO***

O comportamento térmico de uma planta termoelétrica a biomassa é analisado como um sistema híbrido assistido por energia solar. Os sistemas híbridos de geração termoelétrica biomassa/solar são uma opção promissora para a diversificação da matriz energética brasileira, aproveitando o grande potencial da energia solar com a vasta disponibilidade de biomassa. As plantas híbridas podem também contribuir para o desenvolvimento da cadeia produtiva relacionada com a energia solar, hoje ainda inexistente no mercado brasileiro. Neste trabalho, a aplicação da energia solar é proposta no pré-aquecimento da água de alimentação, na geração direta de vapor, ou ainda, simplesmente para a geração de vapor de processo. 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. Os estudos são desenvolvidos utilizando o programa Engineering Equation Solver para uma planta termoelétrica movida a cavacos de madeira em operação com a inserção de coletores solares do tipo Linear Fresnel. Atenção especial é dedicada ao comportamento da caldeira, considerando a sensibilidade de operação em cargas parciais e diferentes temperaturas de água de alimentação devido à hibridização com a inserção da energia solar. São avaliados os efeitos diretos na eficiência, no consumo de combustível e no comportamento térmico da fornalha, economizador e pré-aquecedores de ar. O teor de incombustos e a formação de CO são considerados como variáveis de processo que interferem na eficiência da caldeira.

Palavras-chave: geração termoelétrica; biomassa; Fresnel; CSP; planta termossolar híbrida.

# ***ABSTRACT***

A biomass power plant thermal behavior is analyzed as a hybrid system assisted by solar energy. The biomass/solar hybrid power generation systems are a promising option to diversify the Brazilian energy grid, taking advantage of the great solar energy potential and great biomass availability. The hybrid power plants may also contribute to the development of the solar energy supply chain in the Brazilian market. In this work the solar energy is considered in the feed water preheating, heat process, and direct vapor generation for both the boiler evaporator and superheated vapor to the turbine. The system is analyzed for each hour of the typical meteorological year for the city of Santa Maria – RS, where it was calculated the solar collector's optical efficiency and the annual average solar-to-electricity conversion efficiency, as well as the system behavior for varying solar energy loads. This work is developed using the Engineering Equation Solver software for a biomass-fired power plant integrated with Linear Fresnel solar concentrators. Special efforts are taken to analyze the boiler thermal behavior considering the part load operation and varying feedwater temperature due to the solar energy hybridization. The boiler efficiency, fuel consumption and its thermal behavior are analyzed, as well as its air heaters and economizers operation. The unburned carbon content and CO formation are considered as process variable and analyzed for the boiler efficiency.

Key-words: Power generation; biomass; Linear Fresnel; CSP; solar hybrid plant.

# ***LISTA DE FIGURAS***

Figura 2.1 – Concentradores solares .....	25
Figura 2.2 - Concentrador solar do tipo Fresnel. ....	26
Figura 3.1 - Ilustração de caldeira e seus trocadores de calor. ....	36
Figura 3.2 - Resistências térmicas para um escoamento interno de gases quentes. ....	37
Figura 3.3 - Eficiência variando com a carga de plantas térmicas .....	43
Figura 3.4 - Variação da eficiência da caldeira em função do excesso de ar e umidade do combustível. ....	45
Figura 3.5 - Proporção de CO <sub>2</sub> e vazão de gases de combustão em função da carga da caldeira. ....	46
Figura 3.6 - Formação de CO em função da temperatura de queima. ....	46
Figura 3.7 - Formação de CO em função do excesso de ar. ....	47
Figura 3.8 - Balanço de energia em geradores de vapor .....	47
Figura 4.1 - Planta termosolar com óleo térmico no campo solar e armazenamento térmico por sal fundido. ....	50
Figura 4.2 - Planta termosolar com sal fundido no campo solar e armazenamento térmico. ....	51
Figura 4.3–Geração direta de vapor em planta termosolar. ....	52
Figura 4.4 - Ângulos transversal e longitudinal de incidência solar. ....	52
Figura 4.5 – Posição do Sol e do plano horizontal <i>H</i> no hemisfério celeste. ....	53
Figura 4.6 – Posicionamento do coletor solar no plano horizontal <i>H</i> . ....	55
Figura 4.7 – Trajetória do sol e ângulo de zênite, altitude e azimute solar. ....	56
Figura 4.8 – Posição do sol ao longo do ano em diferentes horários para a cidade de Santa Maria - RS. ....	57
Figura 4.9 - Montagem fotográfica das posições do sol ao longo do ano para um mesmo horário. ....	57
Figura 4.10 – Mecanismos de perda de eficiência óptica em concentradores Fresnel. ....	59
Figura 4.11 - Efeito cosseno no coletor Fresnel comparado à calha parabólica. ....	59
Figura 5.1 - Radiação solar direta no Brasil, fornecido por INPE. ....	62
Figura 5.2 - Representação do ciclo termodinâmico da planta de cogeração. ....	64
Figura 5.3 - Representação da caldeira à biomassa. ....	65
Figura 5.4 - Representação de condensador de superfície .....	66
Figura 5.5 - Foto de um desaerador e seu reservatório. ....	67
Figura 5.6 - Modelo da planta térmica com energia solar. ....	68
Figura 5.7 - Representação completa do modelo estudado. Volume de controle em azul: VC1, toda a caldeira e seus trocadores. Volume de controle vermelho: VC2 .....	70
Figura 5.8 – Diagrama de pressão-entalpia para o ciclo da planta original. ....	72
Figura 5.9 - Variação do excesso de ar em função da carga da caldeira. ....	73
Figura 5.10 - Caracterização da eficiência de VC1 para carga variável da caldeira. ....	74

Figura 5.11 - Caracterização das perdas crescentes da caldeira com a redução de sua carga. ....	76
Figura 5.12 - Representação do economizador e dos fluxos de água de alimentação e dos gases quentes. ....	76
Figura 5.13 - Fluxograma para o método de cálculo do coeficiente $U$ fora das condições de projeto. ....	78
Figura 6.1 - Esquema da caldeira com suas informações na condição padrão. ....	81
Figura 6.2 - Eficiência imposta à VC1 e comportamento de T29 (saída de VC1) conforme perdas térmicas. ....	84
Figura 6.3 - Perdas térmicas relativas ao calor disponível e eficiência de VC1 em função da carga da caldeira. ....	84
Figura 6.4 - Consumo de combustível em função da carga da caldeira. Curva vermelha mostra tendência de consumo dos três primeiros pontos. ....	85
Figura 6.5 - Eficiência de VC1 e da caldeira. ....	86
Figura 6.6 - Vazões de ar para a caldeira variando com sua carga. ....	87
Figura 6.7 - Vazão de água de alimentação e gases de combustão. ....	87
Figura 6.8 - Coeficientes global de transferência de calor. ....	88
Figura 6.9 - Temperaturas do escoamento no Pré-AR Alta. ....	89
Figura 6.10 - Temperaturas do escoamento no Economizador. ....	89
Figura 6.11 - Temperaturas do escoamento no Pré-Ar Baixa. ....	90
Figura 6.12 - Eficiência do sistema para temperatura de condensação constante e variável. ....	91
Figura 6.13 - Consumo de combustível e gases de combustão variando com a temperatura da água de alimentação (T10). Caldeira em 100% da carga. ....	92
Figura 6.14 - Temperaturas da caldeira em função da temperatura da água de alimentação (T10). ....	92
Figura 6.15 - Perdas térmicas e créditos de energia da caldeira em relação à temperatura da água de alimentação (T10). ....	93
Figura 6.16 – Condutâncias globais variando com a temperatura da água de alimentação (T10). ....	94
Figura 6.17 - Eficiência da caldeira e do sistema variando com a temperatura da água de alimentação(T10). ....	94
Figura 6.18 - Eficiência óptica dos coletores Fresnel ao longo do ano para a cidade de Santa Maria – RS. ....	95
Figura 6.19 - Eficiência óptica dos coletores Fresnel nos solstícios para a cidade de Santa Maria – RS. ....	95
Figura 6.20 - DNI ao longo do ano para Santa Maria. ....	96
Figura 6.21 –DNI, eficiência óptica e energia que chega ao coletor solar para o dia 23 de dezembro do ano típico meteorológico para Santa Maria – RS. ....	97
Figura 6.22 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar A. ....	98
Figura 6.23 - Consumo de combustível e temperatura da água de alimentação. Campo Solar A 18700 m <sup>2</sup> . ....	98
Figura 6.24 - Eficiência de VC1, caldeira e sistema completo com a atuação do campo Solar A. Área igual a 18700 m <sup>2</sup> . ....	99

Figura 6.25 - Biomassa completando a energia solar para saída constante de potência útil. ....	100
Figura 6.26 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar B. ....	101
Figura 6.27 - Potência térmica da caldeira e do campo Solar B. ....	102
Figura 6.28 - Eficiência de VC1, caldeira e do sistema com a atuação do campo Solar B. ....	102
Figura 6.29 - Carga da caldeira e economia de combustível em momento de alta incidência solar no campo Solar B. ....	104
Figura 6.30 - Eficiência solar para eletricidade e consumo de combustível variando com o múltiplo solar do campo Solar B. ....	104
Figura 6.31 - Energia solar incidente e absorvida no campo Solar B. ....	105
Figura 6.32 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar C. ....	106
Figura 6.33 - Aumento da potência útil com a geração de vapor de processo pelo campo Solar C. ....	107
Figura 6.34 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar D. ....	108
Figura 6.35 - Vazão de água pelo economizador e temperaturas da caldeira com a atuação do campo Solar D. ....	108
Figura 6.36 - Eficiência do sistema com a atuação dos quatro campos solares. ....	110

# ***LISTA DE TABELAS***

Tabela 2.1 - Tecnologia de concentradores solares e sua faixa de aplicação.....	25
Tabela 2.2– Plantas híbridas solar/combustível em operação.....	31
Tabela 2.3– Projetos com CSP por país.....	32
Tabela 3.1 - Composição de combustíveis, base seca.....	33
Tabela 4.1 – Multiplicadores $K_I$ e $K_{II}$ em função dos ângulos de incidência solar. .....	58
Tabela 5.1- Dados operacionais da planta termoe elétrica. ....	65
Tabela 5.2 - Dados de entrada do modelo completo.....	71
Tabela 5.3 - Características do Economizador .....	77
Tabela 5.4 - Características dos pré-aquecedores de ar. ....	77
Tabela 6.1 - Dados de projeto e valores simulados para a caldeira. ....	80
Tabela 6.2 - Valores dos coeficientes de transferência de calor para os três trocaadores de calor da caldeira. Valores em kW/m <sup>2</sup> -K. ....	82
Tabela 6.3 - Coeficiente global de transferência de calor pelo método MLDT. ....	82
Tabela 6.4 – Ajustes aplicados de acordo com a Eq. (5.9). ....	82
Tabela 6.5 – Perdas térmicas referentes ao calor disponível com a caldeira em 100% de carga. ....	83
Tabela 6.6 - Requisitos e áreas de projeto. ....	97
Tabela 6.7 – Desempenho anual do campo Solar A. ....	100
Tabela 6.8 - Desempenho anual do campo Solar B. ....	105
Tabela 6.9 - Desempenho anual do campo Solar C. ....	107
Tabela 6.10 - Desempenho anual do campo Solar D. ....	109
Tabela 6.11 - Desempenho anual dos campos solares. ....	110
Tabela A.9.1 - Valores dos coeficientes para a Eq.(A.2). ....	121

## *Lista de Abreviaturas e Siglas*

### **Símbolos Gerais**

$A$	Área	$m^2$
$a$	Distância paralela ao escoamento	$m$
$b$	Distância perpendicular ao escoamento	$m$
$\bar{c}_p$	Calor específico médio a pressão constante	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
$C$	Fração mássica de carbono no combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$C_l$	Constante referente ao posicionamento dos tubos	-
$D$	Diâmetro	$m$
$e$	Excesso de ar nos gases de combustão	-
$f$	Fator de atrito	-
$F_m$	Fração mássica	$[\text{kg/kg}]$
$h$	Coefficiente de convecção	$\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$
$h$	Entalpia específica	$\text{kJ/kg}$
$H$	Fração mássica de hidrogênio no combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$k$	Coefficiente de condutividade térmica	$\text{kW/m}\cdot\text{K}$
$K$	Aquecimento ou resfriamento do escoamento	-
$l$	Comprimento	$m$
$L$	Ângulo de longitude	-
$L$	Fator de perdas térmicas	-
$m$	Massa por massa de combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$\text{kg/s}$
$m^*$	Massa estequiométrica por massa de combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$N$	Fração mássica de nitrogênio no combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$N$	Número de tubos	-
$n$	Número do dia no ano	-
$NO_x$	Fração mássica de óxidos nitrosos por massa de combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$Nu$	Número de Nusselt	-
$NUT$	Número de unidades de transferência	-
$O$	Fração mássica de oxigênio no combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$P$	Representação das bombas mecânicas	-
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	$\text{kW}$
$R$	Resistência térmica	$\text{K/kW}$
$Re$	Número de Reynolds	-
$S$	Fração mássica de enxofre no combustível	$\text{kg/kg}_{\text{cb}}$
$ST$	Correção do horário solar	minuto
$T$	Temperatura	$\text{K}$

$UA$	Condutância global	kW/K
$V$	Velocidade	m/s
$W$	Fração mássica de umidade	[kg/kg]
$Z$	Fração mássica de cinzas no combustível	kg/kg <sub>cb</sub>

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Ângulo de altitude solar	-
$\beta$	Inclinação do coletor com a horizontal	-
$\gamma$	Ângulo de azimute solar	-
$\delta$	Ângulo de declinação solar	-
$\varepsilon$	Efetividade do trocador de calor	-
$\eta$	Eficiência	-
$\theta$	Ângulo de incidência solar	-
$A$	Ajuste a $UA$	-
$\mu$	Viscosidade cinemática	Pa.s
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	Latitude	-
$\psi$	Fração de vazios	-
$\psi$	Ângulo de azimute	-
$\omega$	Ângulo horário	-

### Subíndices

$0$	Referente ao escoamento antes do banco de tubos
$amb$	Ambiente
$ar$	Ar atmosférico
$c$	Referente à caldeira
$cald$	Referente à caldeira
$cb$	Combustível
$conv$	Referente à troca de calor por convecção
$cz$	Referente às cinzas
$disp$	Referente ao calor disponível
$e$	Externo
$f$	Referente ao fluido de trabalho
$fuso$	referente à posição do fuso horário local
$gás$	Gases de combustão
$gc$	gases quentes
$i$	Interno
$l$	Longitudinal
$liq$	referente à potência líquida
$n$	Ângulo referenciado norte
$opt$	Referente à eficiência óptica do coletor

<i>p</i>	Referente à perda térmica
<i>perdas</i>	Referente às perdas térmicas
<i>rad</i>	Referente à troca de calor por radiação
<i>real</i>	Referente à posição real do local
<i>ref</i>	Condição de referência, igual à ambiente
<i>s</i>	Referente à superfície de troca de calor
<i>se</i>	Conversão solar-elétrica
<i>sis</i>	Referente ao sistema completo
<i>solar</i>	Referente ao coletor solar
<i>t</i>	transversal
<i>tot</i>	Total
<i>tubo</i>	Referente aos tubos dos trocadores de calor
<i>útil</i>	Referente ao calor útil
<i>var</i>	Referente às perdas térmicas variáveis
<i>VCI</i>	Referente ao volume de controle interno da caldeira
<i>z</i>	Referente ao zênite

### **Abreviações**

DNI	Radiação solar direta	kW/m <sup>2</sup>
Eco	Economizador	
FS	Fração solar	-
HX	Representação do desuperaquecedor	
MLDT	Médias logarítmicas das diferenças de temperaturas	K
MS	Múltiplo solar	-
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
PCS	Poder calorífico superior	kJ/kg
Pré-Ar HP	Pré aquecedor de ar de alta temperatura	
Pré-Ar LP	Pré aquecedor de ar de baixa temperatura	
VC	Volume de controle	

# Sumário

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
1.1. PLANTAS TERMOELÉTRICASASSISTIDAS POR ENERGIA SOLAR	17
1.2. MOTIVAÇÃO	17
1.3. OBJETIVOS	18
1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO	19
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>20</b>
2.1. GERAÇÃO TERMOELÉTRICA	20
2.1.1. <i>Carvão</i>	20
2.1.2. <i>Petróleo e Gás Natural</i>	21
2.1.3. <i>Biomassa</i>	22
2.2. GERAÇÃO TERMOSSOLAR	23
2.2.1. <i>Energia solar</i>	23
2.2.2. <i>Concentradores Solares</i>	24
2.3. GERAÇÃO TERMOELÉTRICA HÍBRIDA SOLAR/COMBUSTÍVEL	28
2.3.1. <i>Plantas híbridas em operação</i>	30
<b>3. GERAÇÃO TERMOELÉTRICA</b>	<b>33</b>
3.1. COMBUSTÃO	33
3.2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CALDEIRAS	36
3.2.1. <i>Trocadores de calor</i>	37
3.3. COMPONENTES E EFICIÊNCIAS DE PLANTAS TERMOELÉTRICAS	43
<b>4. GERAÇÃO TERMOSSOLAR</b>	<b>50</b>
4.1. ÂNGULOS SOLARES	52
4.1.1. <i>Eficiência dos Coletores Solares Fresnel</i>	58
<b>5. PROPOSTA DE SIMULAÇÃO HÍBRIDA BIOMASSA/SOLAR</b>	<b>62</b>
5.1. CICLO TÉRMICO ORIGINAL	63
5.1.1. <i>Modelo da planta térmica com energia solar.</i>	67
<b>6. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>80</b>
<b>7. CONCLUSÃO</b>	<b>113</b>
<b>8. REFERÊNCIAS</b>	<b>115</b>
<b>APÊNDICE A</b>	<b>121</b>

# ***1. Introdução***

## **1.1. Plantas termoeletricas assistidas por energia solar**

A energia solar pode ser empregada na geração de eletricidade juntamente com outras fontes de energia em uma planta termoeletrica, possibilitando a economia de combustível ou aumento da geração de potência. Estes sistemas híbridos se mostram melhores do que os somente solares, já que permitem a utilização da energia solar sem sua típica intermitência, resultando em sistemas estáveis e com melhor retorno financeiro (PETERSEIM et al., 2014a).

## **1.2. Motivação**

O desenvolvimento e prosperidade das sociedades foram permitidos graças ao domínio de fontes de energia, e esta dependência aumenta com a industrialização e urbanização dos países. Contudo, toda forma de exploração energética traz consigo impactos que serão sentidos local ou globalmente. O uso da energia hoje ocorre, em grande parte, de forma pouco planejada, e ainda com muitas fontes de desperdício.

Embora seja um assunto essencialmente técnico, as questões energéticas são carregadas de pontos políticos e de teor social, ambiental e econômico. Possuir reservas de energia fóssil, como carvão, petróleo e gás, possibilita o desenvolvimento econômico de um país e promove o poder político sobre outros. As formas tradicionais de geração de energia, baseadas em carvão, petróleo e gás, poderão continuar fornecendo energia barata para a humanidade por muito tempo, já que novas formas de exploração são desenvolvidas e novas reservas são descobertas, permitindo que nas décadas futuras a humanidade se mantenha ainda dependente de combustíveis fósseis para garantir seu desenvolvimento e conforto. Porém o impacto social e ambiental deste tipo de exploração energética acaba não sendo repassado em seu valor para o consumidor final. Como exemplo destes impactos podem-se citar as mortes e acidentes causados pela exploração de carvão em minas, a má qualidade do ar em grandes centros urbanos, e os conflitos, políticos ou armados, entre países pelo controle dessas reservas.

Se opondo a este cenário já conhecido, a exploração de fontes de energias renováveis nutre a independência dos países, já que estes podem reduzir, mesmo que ainda em pequena escala, as importações de energia. Contribuem também para a redução dos danos ambientais e sociais relacionados aos combustíveis fósseis. No atual estágio de desenvolvimento, algumas fontes alternativas de energia necessitam de subsídios governamentais para sua implementação. Porém esta deficiência diminuirá com o desenvolvimento da cadeia produtiva que envolve estas tecnologias.

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 lentamente em conjunto com a já bem estruturada indústria da biomassa.

### **1.3. Objetivos**

O principal objetivo deste trabalho é avaliar a viabilidade de utilização da energia solar em plantas termoelétricas, novas ou já existentes, movidas a combustíveis tradicionais como biomassa e carvão.

O comportamento de uma caldeira de uma planta termoelétrica existente movida à biomassa será estudado para mostrar os efeitos no consumo de combustível, eficiências e comportamento térmico do sistema com a hibridização pela energia solar. Seus trocadores de calor serão modelados e a perda energética através dos gases de combustão analisada para a operação da caldeira em carga parcial e com diferentes temperaturas de água de alimentação.

A aplicação da energia solar será estudada no pré-aquecimento da água de alimentação, na geração direta de vapor para a caldeira e para a turbina e ainda na geração de vapor de processo.

O sistema será analisado para cada hora do ano típico meteorológico, onde será 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.

Estes estudos serão desenvolvidos através de simulações da planta termoeétrica movida à biomassa e dos coletores solares através do programa *Engineering Equation Solver*.

## **1.4. Estrutura do trabalho**

Este primeiro capítulo apresentou o assunto fundamental do trabalho, a motivação para o estudo e os objetivos a serem desenvolvidos.

No Capítulo 2 será desenvolvida a revisão bibliográfica, onde será feita uma contextualização do trabalho sobre geração termoeétrica, considerando carvão, gás natural e biomassa como principais combustíveis. As tecnologias para o aproveitamento da energia solar serão expostas, bem como suas vantagens, limitações e eficiências típicas de conversão de energia solar em energia elétrica. Além de expor o atual estágio de desenvolvimento das plantas híbridas solar/combustível ao redor do mundo.

No Capítulo 3 será abordada a geração termoeétrica com a revisão de conteúdo necessária para a modelagem de uma planta termoeétrica: processos de combustão, estrutura e eficiência de caldeiras, trocadores de calor, turbinas, condensadores, dasaeradores, etc.

No Capítulo 4 será dado foco à geração termossolar. Será exposta a metodologia de cálculo dos ângulos de incidência solar sobre o globo terrestre, os fatores que influenciam na eficiência dos coletores solares, a geração termossolar com óleos térmicos, sal fundido e geração direta de vapor, bem como a influência dos sistemas de armazenamento de energia térmica.

O Capítulo 5 mostrará o estudo de caso analisado, com os dados e as características da planta à biomassa existente. Será exposto também o modelo completo da planta modificada híbrida biomassa/solar.

O Capítulo 6 mostrará o comportamento do modelo da planta original somente à biomassa, mostrando a coerência do modelo sobre o qual se estuda o caso híbrido. Os resultados do sistema híbrido serão então expostos e discutidos.

O Capítulo de conclusão traz, por fim, um resumo dos pontos mais marcantes do trabalho, sintetizando o alcance dos objetivos de trabalho.

## ***2. Revisão Bibliográfica***

### **2.1. Geração Termoeétrica**

As pesquisas e investimentos em energias renováveis explicitam a necessidade de fornecimento constante de energia, principal desvantagem da energia solar e eólica, por exemplo. A crescente demanda energética e o atual desenvolvimento tecnológico tornam todos os países profundamente dependentes de métodos tradicionais de fornecimento de energia. A queima de combustíveis tradicionais é uma forma segura, estável, previsível e com tecnologia dominada para suprir as necessidades de calor e eletricidade, e será assim dominante pelas décadas seguintes.

#### **2.1.1. Carvão**

O carvão é o combustível fóssil cujo consumo mais aumenta globalmente; Em 2013 representou 30,1% da parcela de consumo de energia primária mundial, maior valor desde 1970 (“BP Global”, 2014). É também o combustível fóssil com a maior razão entre consumo e reservas, podendo chegar a mais 150 anos de fornecimento. O Brasil possui somente 0,7% das reservas de carvão conhecidas no mundo, sendo estas reservas de carvão de menor qualidade (sub-betuminoso e linhito) (BALAT, 2008).

China e Índia ampliarão muito suas usinas termoeétricas movidas a carvão nos próximos anos. Esses países terão que contar com fontes externas do combustível para obterem preços mais baixos. Os países mais desenvolvidos que buscam diminuir a contribuição do carvão em suas matrizes energéticas poderão exportar suas reservas de carvão baratas e de boa qualidade para os crescentes consumidores, ainda pouco preocupados com questões ambientais (THE ECONOMIST, 2011).

No cenário brasileiro de 2013 o carvão representou 5,6% da oferta de energia primária e 2,6% da geração de eletricidade. Dentre as termoeétricas nacionais em operação, as movidas a carvão representam 9,1%, e entre os novos investimentos de termoeétricas (em construção e outorgados) no Brasil, as unidades que serão movidas por este combustível fóssil representam apenas 3,9%, (ANEEL, 2014; MME, 2014).

O uso de plantas termoelétricas movidas a carvão é associado a um grande custo com problemas ambientais e de saúde. A água utilizada para a limpeza dos gases de combustão contém metais pesados que podem contaminar as bacias hídricas da região, afetando fauna e flora. Emissões de dióxido de enxofre, óxidos nitrosos, particulados, monóxido de carbono, compostos voláteis e traços de metais pesados são todos associados à queima de carvão. Esses poluentes carregados com os gases contaminam o solo e são especialmente prejudiciais à agricultura e à saúde humana. As plantas termoelétricas a carvão são ainda as principais responsáveis pela emissão de gás carbônico, contribuindo para o aumento do efeito estufa (GUTTIKUNDA; JAWAHAR, 2014).

A qualidade do ar e da água nos ambientes das termoelétricas pode ser melhorada com medidas para redução de poluentes, uso de carvão com baixo teor de enxofre, filtros para particulados e tratamento da água. Para mais informações sobre as tecnologias de redução de poluentes, suas vantagens e desvantagens, conferir (BALAT, 2008).

Outra abordagem para reduzir os impactos causados pelas plantas termoelétricas movidas a carvão é a implementação das tecnologias de captura e armazenamento de carbono. Porém, este benefício ambiental ocorre com uma redução de eficiência e aumento de custos das plantas térmicas, levando a um maior período para o retorno de investimentos (HAMMOND; SPARGO, 2014).

### **2.1.2. Petróleo e Gás Natural**

Espera-se que as reservas mundiais comprovadas de petróleo e gás natural possam fornecer combustível por mais 53 e 55 anos, respectivamente. Porém, novas reservas estão sendo descobertas juntamente com novas tecnologias de exploração, o que pode garantir esses combustíveis por mais tempo. A participação do petróleo no consumo de energia primária representa 32,9% na fração mundial e 46,7% na fração brasileira. Para o gás natural, a participação no consumo de energia primária representa 23,7% e 11,9% na fração mundial e nacional, respectivamente. Observa-se que o Brasil é muito dependente do petróleo e seus derivados, principalmente no setor de transporte, porém conta com uma participação bem menor do que a do gás natural na geração de eletricidade: em 2013 o Brasil produziu 109,9 milhões de toneladas de petróleo e consumiu 132,7 milhões de toneladas, sendo que a participação de derivados de petróleo na geração de eletricidade foi de 4,4%. Em relação ao gás natural, este contribuiu

com 11,3% da geração de eletricidade em 2013, sendo que o país importou 43,3% de seu gás natural da Bolívia (“BP Global”, 2014; MME, 2014).

Com informações atualizadas em 02 de Setembro de 2014, do total das usinas em operação, gás natural representa 33,5%, enquanto diesel e óleo combustível representam 20,5%; entre os novos empreendimentos de termoeletricas no Brasil, 12,2% serão movidos a gás natural e 32,2% movidos a diesel ou óleo combustível (ANEEL, 2014).

O gás natural é associado a altos investimentos iniciais para seu transporte e distribuição. O comércio de gás natural no Brasil falhou com as regulamentações do setor em 2009, que diminuiu a atratividade de novos investidores principalmente no setor de transporte de gás. Novas regulamentações em 2011 foram desenvolvidas, mas ainda sem condições de tornar o mercado competitivo para os investidores (COLOMER FERRARO; HALLACK, 2012).

O uso de gás natural é preferível em comparação aos derivados de petróleo e ao carvão, pois este é o mais limpo dos combustíveis fósseis. Porém, como o metano é o principal constituinte deste combustível, deve-se haver o cuidado para que durante sua extração, transporte e uso não ocorram vazamentos, tendo em vista que o metano contribui vinte vezes mais ao efeito estufa do que o gás carbônico.

### **2.1.3. Biomassa**

A rápida taxa de crescimento com que os combustíveis fósseis estão liberando gás carbônico e outros poluentes na atmosfera estimularam os esforços internacionais para o desenvolvimento de fontes alternativas de energia. A biomassa é uma dessas fontes mais promissoras; acredita-se que durante o crescimento da biomassa esta absorva a mesma quantidade de gás carbônico que será liberado durante sua combustão. Desta forma a contribuição líquida para o aquecimento global é nula. Além disso, biomassa contém apenas frações negligenciáveis de enxofre, não contribuindo para problemas como a chuva ácida. Entre as opções de biomassa para combustível encontram-se os resíduos florestais (troncos, cascas e madeira sem valor comercial), os resíduos da indústria de processamento de madeira e papel (serragem, cascas, licor negro), os resíduos da agricultura (palhas e bagaço), resíduos de árvores urbanas e biomassa processada para combustível em forma de briquete e pellet. Conforme a origem da biomassa, esta poderá ter uma fração muito alta de umidade. Considera-se que o limite

máximo de umidade permitido é de 62% em base mássica. Em relação ao conteúdo de cinzas, os valores são baixos para as biomassas combustíveis, variando de 0,5% para porções limpas até 5% para cascas sujas. As cinzas de plantas térmicas que queimam biomassa geralmente possuem bastante carbono não queimado, que contém óxidos de potássio, cálcio e sódio. Esse material pode ser utilizado para a correção e recuperação de solo na agricultura(ELLIOT; CHEN; SWANEKAMP, 1997).

Na oferta interna de energia brasileira de 2013, lenha e carvão vegetal representaram 8,3%; derivados de cana-de-açúcar representaram 16,1%. Na geração de eletricidade a biomassa representou 7,6% em 2013. O Brasil é o terceiro maior produtor de lenha combustível no mundo, com 8% da produção mundial em 2012 (“FAO-USA”, 2014; MME, 2014).

Com informações atualizadas em 02 de Setembro de 2014, 32,2% das termoeletricas brasileiras operam com biomassa; entre os novos empreendimentos, considerando os que estão em processo de construção e os outorgados, serão 1,82 GW, sendo 28% das novas termoeletricas(ANEEL, 2014).

Alguns sistemas de geração de eletricidade permitem que junto de seu combustível principal seja acrescentado frações de biomassa. Esse método, conhecido como *co-firing* pode ser visto em MIYAKE, (2011), que analisou a queima de palha de arroz em plantas termoeletricas a carvão.

## **2.2. Geração termossolar**

### **2.2.1. Energia solar**

A energia solar é uma confiável fonte de energia renovável, bem distribuída ao longo do globo terrestre. Porém, seu uso não é sempre viável já que esta energia chega até a superfície terrestre com baixa densidade e com grande intermitência. A potência solar que chega até a Terra, medida fora da atmosfera, é de 1367 W/m<sup>2</sup>. Parte desta energia é refletida na atmosfera, outra parte difratada pela atmosfera e nuvens (radiação solar difusa), e outra parcela chega diretamente na superfície terrestre (radiação solar direta, ou DNI). À soma destas duas parcelas de energia solar que chegam à superfície terrestre dá-se o nome de radiação global.

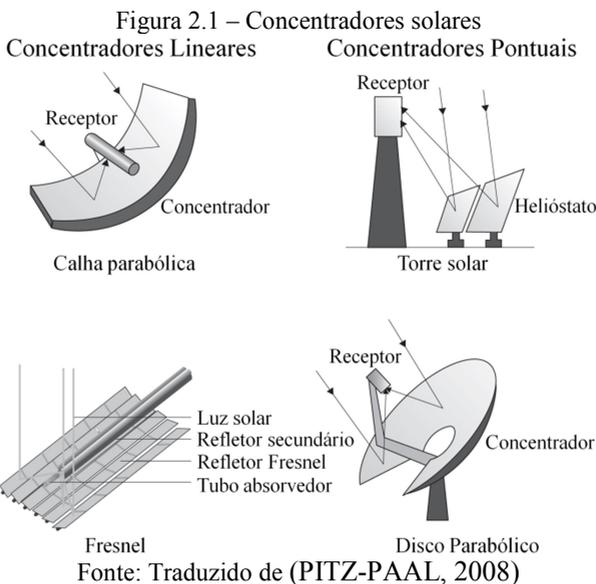
A energia solar pode ser utilizada para geração direta de eletricidade em painéis fotovoltaicos. A capacidade de geração de eletricidade ao redor do mundo por esta abordagem foi de 98 GW no fim de 2012 (PETERSEIM et al., 2014b) e de apenas 5MW no Brasil (0,004% da eletricidade brasileira) (MME, 2014). Esta tecnologia utiliza tanto a radiação solar direta, como a radiação solar difusa para gerar eletricidade. A eficiência média de conversão solar-elétrica,  $\eta_{se}$ , anual, varia conforme o tipo de célula fotovoltaica, percorrendo valores entre 6-20%. Em um estudo recente com células fotovoltaicas com eficiência de pico de 9,7% encontrou-se uma eficiência anual de conversão de energia solar para eletricidade de 7,6% (DUBEY; SARVAIYA; SESHADRI, 2013). As melhores eficiências de conversão de energia solar em eletricidade são obtidas pelas células fotovoltaicas de silício monocristalinos, variando de 18 a 20%. O tipo de célula fotovoltaica mais difundida atualmente, feitas de silício cristalino, consomem muita energia durante sua fabricação. Uma das alternativas são as células de filme fino, que ainda representam apenas 10% do mercado, mas que possuem o potencial de serem mais baratas em longo prazo, além de exigirem menos energia para sua fabricação. Células solares de pigmentos e poliméricas são pesquisadas, porém por ora degradam-se com a radiação ultravioleta (FISAC; VILLASEVIL; LÓPEZ, 2014; INFIELD, 2008).

Uma abordagem bastante difundida de utilização de energia solar é o uso para aquecimento de água em baixas temperaturas (60-80°C). Esta é a forma mais eficiente de aproveitamento da energia solar, com eficiências ao redor de 70-80%. Com um coletor de 83% de eficiência, a eficiência anual de 51% foi encontrada. Porém, esta tecnologia limita-se a aplicações domésticas ou de indústrias leves (SHUKLA et al., 2013; ZONDAG et al., 2003).

### **2.2.2. Concentradores Solares**

Os concentradores de energia solar (CSP – Concentrating Solar Power) podem ser utilizados para fornecer calor em alta temperatura proveniente da radiação solar direta concentrada para a geração de potência em ciclos térmicos convencionais, com ou sem o auxílio de combustíveis fósseis. Os coletores solares podem ser classificados em lineares ou pontuais, como mostra a Figura 2.1 (PITZ-PAAL, 2008). Até o final de 2012, a capacidade instalada de plantas termossolares com essas tecnologias alcançavam 3GW de geração elétrica. “SolarPaces”, (2014), indica 3,78 GW entre as plantas em operação, e outros 5,67 GW

entre as plantas em construção e em desenvolvimento. Novos conceitos de plantas térmicas e o desenvolvimento de uma curva de aprendizado são necessários para evolução destas tecnologias (PETERSEIM et al., 2014b).



A faixa de capacidade térmica e a eficiência anual de conversão de energia solar em energia elétrica,  $\eta_{se}$ , em plantas termosolares que utilizam cada uma dessas tecnologias é exposta na Tabela Tabela 2.1 de acordo com os projetos cadastrados em (“NREL - Concentrating Solar Power Projects”, 2014).

Tabela 2.1 - Tecnologia de concentradores solares e sua faixa de aplicação

Tecnologia	Capacidade [MWe]	$\eta_{se}$ [%]
Calha Parabólica	1,1 – 360	12,0 – 16,0
Fresnel	0,25 – 125	8– 12*
Torre solar	1 – 500	13,7 – 28,7
Disco solar - Stirling	1,5	26,0

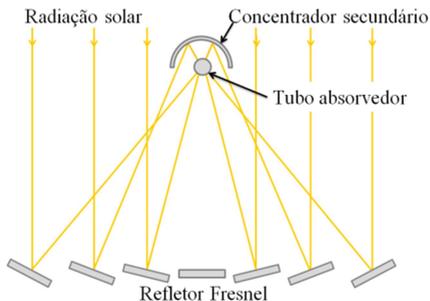
Fonte: (“NREL - Concentrating Solar Power Projects”, 2014); \*(TRIEB et al., 2009)

Os coletores lineares do tipo calha parabólica consistem em espelhos côncavos com o perfil de uma parábola, onde paralelamente a

seu eixo axial percorre o tubo que absorve a radiação solar. Este tubo absorvedor, geralmente um tubo evacuado para alta temperatura, deve ser posicionado no foco da parábola, onde ocorrerá a convergência dos raios solares. O eixo axial dos espelhos é posicionado paralelamente ao sentido norte-sul e os espelhos se movimentam para rastrear o Sol de leste a oeste. O fluido de trabalho escoia por dentro do tubo absorvedor, transportando a energia térmica para a geração de potência ou para o sistema de armazenamento de energia. Reportam-se resultados de temperatura de até  $393^{\circ}\text{C}$  com o uso de óleo térmico,  $535^{\circ}\text{C}$  com sal fundido como fluido de trabalho, de até  $600^{\circ}\text{C}$  com geração direta de vapor (PETERSEIM et al., 2013; SRINIVAS; REDDY, 2014). A tecnologia da calha parabólica é a mais comercializada entre os concentradores solares, sendo normalmente tomada como ponto de referência, pois representava 94% do mercado no final de 2011, segundo PETERSEIM et al., 2014b. Estes coletores possuem alta eficiência óptica, a custos de uma geometria e fabricação custosa. Ocupam uma porção de terreno 3,5 vezes maior do que a área de abertura dos coletores (MORIN et al., 2012).

Os concentradores lineares do tipo Fresnel são fabricados a partir de espelhos planos ou com pequena curvatura, dispostos lado a lado, que refletem a radiação solar para um segundo concentrador. Esse concentrador secundário focaliza a radiação solar para o tubo absorvedor por onde escoia o fluido de trabalho e ainda o protege de perdas térmicas pelo vento, Figura 2.2. Os concentradores solares são dispostos horizontalmente, alinhados na direção norte-sul, e os espelhos rastreiam o Sol de leste a oeste.

Figura 2.2 - Concentrador solar do tipo Fresnel.



Fonte: Modificado e traduzido de (GHARBI et al., 2011)

A fabricação de concentradores solares do tipo Fresnel é significativamente mais simples quando comparada à fabricação de calhas parabólicas. A forma simples do concentrador solar, as juntas fixas do absorvedor estacionário e a alta densidade de espelhos reduzem custos de fabricação. A área de terreno necessária para esta tecnologia é de duas vezes a área de coletores. Sua simplificação de geometria e fabricação leva a perdas ópticas, reduzindo sua eficiência em relação às calhas parabólicas (MORIN et al., 2012; PITZ-PAAL, 2008).

Entre os projetos cadastrados em “NREL - Concentrating Solar Power Projects”, (2014), a temperatura de saída do campo solar varia de 270°C a 370°C, porém reporta-se na literatura que a tecnologia Fresnel pode gerar vapor superaquecido a temperatura de até 550°C (“Novatec Solar”, 2014; PETERSEIM et al., 2014a, 2014c).

As torres solares são concentradores solares do tipo pontual. Nesta tecnologia um grande grupo de espelhos com rastreamento em dois eixos, refletem os raios solares em um absorvedor no topo da torre central. No absorvedor da torre solar encontra-se um feixe de tubos associados a uma estrutura porosa para melhor troca térmica. Essa tecnologia favorece ciclos de alta eficiência com a geração de vapor em altas temperaturas. Também permite ciclos com turbinas a gás com temperaturas acima de 1000°C. Devido às possíveis grandes escalas de potência e alta eficiência térmica, esta tecnologia apresenta um bom potencial de redução de custos em médio prazo (PITZ-PAAL, 2008).

Os discos parabólicos concentram a energia solar em ponto no foco de sua parábola, fazendo um rastreamento solar em três eixos. No ponto focal, um absorvedor transfere a energia térmica para o fluido de trabalho, normalmente hidrogênio ou hélio, que opera um motor Stirling acoplado na própria estrutura do coletor (PITZ-PAAL, 2008). À esta tecnologia é atribuída uma boa eficiência solar-elétrica.

Os concentradores solares podem operar com fluidos de trabalho diferentes daqueles utilizados em seu ciclo de potência. Calhas parabólicas, por exemplo, podem operar com óleos térmicos ou sal fundido. Nesses casos, pode-se ainda empregar armazenadores de energia térmica, que acrescentam novas estratégias operacionais ao sistema. O uso de ciclos externos com fluidos de trabalho diferentes exige o uso de trocadores de calor adicionais, o que pode aumentar a complexidade e o custo da planta térmica.

Os armazenadores permitem que plantas pequenas operem por várias horas, gerando a mesma quantidade de energia que plantas maiores gerariam por menos horas sem o armazenamento. O armazenamento de energia térmica agrega custos iniciais muito altos,

porém, permite que uma planta que opera apenas com energia solar gere eletricidade até mesmo durante a noite, dependendo das proporções de armazenamento. Em ciclos de geração de potência a eficiência de conversão em energia térmica para energia mecânica é maior quanto mais elevada for a temperatura da fonte quente. Contudo, a eficiência de coletores solares cai com o aumento da temperatura, devido a perdas térmicas para o ambiente. Atualmente, metade do potencial de redução de custos está associado ao aumento da escala das plantas termossolares e a outra metade encontra-se em inovações tecnológicas. Dentre as inovações com potencial de redução de custos em CSP pode-se citar modificações e simplificações da estrutura dos coletores, com o uso de novos materiais; uso de armazenadores de energia com capacidade para várias horas de operação e ciclos otimizados de carga e descarga; e aumento da temperatura do ciclo com superaquecimento. Um exemplo prático de redução de custos é o uso direto de vapor d'água em coletores de calha parabólica e Fresnel, pois elimina os custos com óleo térmico e trocadores de calor óleo/água além de superar as limitações de temperatura do óleo térmico. Estima-se que uma planta de 50 MWe operando com vapor direto em calhas parabólicas possa ter uma redução de custos de 35% (PITZ-PAAL, 2008).

### **2.3. Geração termoeétrica híbrida solar/combustível**

Considerando o caráter não renovável e poluente dos combustíveis largamente utilizados, a energia solar entra como uma alternativa abundante e inesgotável de fonte energética alternativa e limpa para a geração de vapor em termoeétricas. A hibridização de plantas termoeétricas tradicionais com energia solar vem atraindo a atenção dos pesquisadores desde o final dos anos 80. Esse conceito de planta híbrida, primeiramente exposto por (MCDONALD, 1986), buscava fornecer energia elétrica e calor de processo de forma constante para regiões isoladas, obtendo alguma economia de combustível com a energia solar. Foi proposto um 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.

Os custos de geração de eletricidade podem ser reduzidos com a hibridização quando comparado a uma planta somente solar de mesma

área de concentradores solares, além de representar um investimento de retorno mais rápido e de menor risco (ZHAO; HONG; JIN, 2014).

De acordo com LIBBY; MEAGHER, (2010) a energia solar pode ser utilizada para: pré-aquecer a água de alimentação da caldeira, substituindo ou não algum estágio de extração da turbina; gerar vapor saturado, para, por exemplo, inserção direta no tambor da caldeira; gerar vapor superaquecido, na mesma condição de saída da caldeira; e reaquecimento entre estágios de turbinas. Em algumas condições a temperatura do coletor solar deve atingir até 540°C.

A abordagem de planta termoelétrica híbrida é uma forma eficiente de utilizar energia solar de baixa temperatura (até 260°C) para a geração de eletricidade (YAN et al., 2011). Porém, a energia solar é melhor aproveitada nos ciclos térmicos quando utilizada como uma fonte de calor de alta temperatura. A energia solar empregada no economizador resultará em maior economia de energia do que se for empregada nos pré-aquecedores de água, que se utiliza de vapor extraído da turbina. Da mesma forma que a substituição de extrações de alta pressão resultará em maior economia de combustível do que se for utilizada para diminuir a vazão das extrações de baixa pressão. Reduzir as extrações de alta pressão da turbina permite que vapor extra de alta energia continue se expandindo, gerando mais potência (HONG-JUAN et al., 2013; YANG et al., 2008, 2011; ZHAO et al., 2012).

Para os sistemas híbridos, os armazenadores de energia não se fazem fundamentais. Estes equipamentos possuem valores elevados, e o sistema de geração de vapor a combustível pode manter o fornecimento de energia nos horários sem insolação a preços baixos, anulando assim, a natural intermitência da energia solar. Pode-se considerar que a energia está sendo armazenada no combustível economizado, que poderá ser utilizado quando não houver insolação(PETERSEIM et al., 2014a).

A hibridização de plantas térmicas interfere no funcionamento do sistema, seja aumentando a temperatura da água de alimentação, seja modificando a carga de operação da caldeira e turbina. Como cada elemento da planta térmica possui suas restrições de operação, a análise dos trocadores de calor da caldeira e dos outros componentes do sistema se torna importante para conhecer os limites de hibridização pelos campos solares.

### 2.3.1. Plantas híbridas em operação

O Projeto Solar Integrado de Colorado construiu a primeira planta híbrida solar/carvão americana. Na ocasião, coletores do tipo calha parabólica pré-aqueciam a água de alimentação de uma planta antiga já existente, reduzindo o consumo de carvão. O uso da energia solar foi bem sucedido, não interferindo nas operações normais de geração (ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE, 2010).

Em Julho de 2011 a empresa espanhola Abengoa inaugurou uma planta híbrida solar/gás natural com capacidade de gerar 150 MW na Argélia, sendo que 20 MW são provenientes da energia solar. A planta aproveita os dois recursos largamente disponíveis na região com um ciclo combinado a gás natural e o campo solar com a tecnologia da calha parabólica. A mesma empresa está desenvolvendo uma planta solar/gás natural no México, com 14 MW solar e posteriormente 464 MW no ciclo combinado de gás e vapor (“Abengoa Solar”, 2011, 2014).

Países como Austrália, Espanha, Itália, Grécia, Tailândia, Índia e Brasil possuem boa incidência solar e boa disponibilidade de biomassa, o que favorece a aplicação de sistemas híbridos de geração elétrica com essas fontes de energia.

SRINIVAS; REDDY, 2014, analisam a utilização de concentradores solares do tipo calha parabólica, fornecendo vapor superaquecido para a turbina em paralelo com uma caldeira que opera com palha de arroz. O estudo explicita que a eficiência do sistema aumenta com o aumento da pressão de operação da caldeira. Mostra também que a eficiência cai com o aumento da temperatura de superaquecimento do vapor; isso ocorre pelo aumento das perdas térmicas dos concentradores solares. O autor mostra a queda da eficiência do sistema com a entrada da energia solar, que ocorre, pois a eficiência dos coletores solares é menor do que a eficiência dos sistemas a combustão. Expôs-se ainda que para cada fração de participação solar haja uma pressão ótima de operação do sistema, que variou de 5000 para 4000 kPa com o aumento da participação solar de 10% para 50%.

Estudos para hibridização de plantas termoelétrica com as particularidades do setor sucroalcooleiro brasileiro foram desenvolvidos por BURIN e BAZZO, (2013), utilizando a tecnologia da calha parabólica para substituir uma das extrações da turbina e aquecer a água de alimentação da caldeira. 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%.

A Tabela 2.2 expõe 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.

Tabela 2.2– Plantas híbridas solar/combustível 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

A Tabela 2.3 mostra a potência instalada ou em construção de plantas termossolares ao redor do mundo que se utilizam de concentradores solares.

Tabela 2.3– Projetos com CSP por país.

<b>País</b>	<b>MW</b>	<b>%</b>
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
<b>Total</b>	<b>9450</b>	<b>100,0</b>

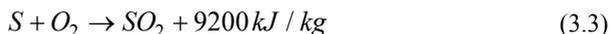
Fonte: (“Solar Paces”, 2014)

### 3. Geração Termoelétrica

A geração termoelétrica compreende o processo de geração de eletricidade a partir de um ciclo de potência movido por uma fonte de energia térmica. A fonte térmica pode ser proveniente de elementos radioativos, energia geotérmica e, como foco deste trabalho, combustíveis e energia solar. Para a correta simulação de um processo termoelétrico movido a combustíveis é necessária a aplicação dos conhecimentos de combustão.

#### 3.1. Combustão

Toda substância, sólida, líquida ou gasosa, que libera energia térmica ao reagir com oxigênio é considerada um combustível. O potencial de liberar energia vai depender de sua composição química, ou seja, das reações que este combustível sofre até gerar os produtos finais da combustão. As Eq.(3.1) a Eq.(3.3) expõem a energia liberada com as reações que o carbono (C), hidrogênio (H<sub>2</sub>) e enxofre (S) sofrem ao reagir com oxigênio (O<sub>2</sub>) em um processo de combustão completo:



Valores típicos de composição em base seca de alguns combustíveis são expostos na Tabela 3.1, onde C, H, O, N, S e Z representam as frações em massa de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre e cinzas, respectivamente.

Tabela 3.1 - Composição de combustíveis, base seca.

Combustível	Composição elementar [%]					
	C	H	O	N	S	Z
Pinheiro <sup>[a]</sup>	49,29	5,99	44,36	0,06	0,03	0,27
Casca de arroz <sup>[a]</sup>	40,96	4,30	35,86	0,40	0,02	18,34
Bagaço de cana <sup>[a]</sup>	44,80	5,35	39,55	0,38	0,01	9,79
Carvão catarinense <sup>[b]</sup>	47,00	3,00	5,00	1,00	4,00	40,00
Óleos <sup>[b]</sup>	83,00	10,00	-	-	6,00	-

<sup>[a]</sup>(LORA; NASCIMENTO, 2004); <sup>[b]</sup>(BAZZO, 1995)

O poder calorífico superior (*PCS*) e inferior (*PCI*), aproximados por BAZZO, 1995, são fornecidos pelas Eq.(3.4) e Eq.(3.5). Esses poderes caloríficos, expressos em kJ/kg<sub>cb</sub> (quilograma de combustível) informam a quantidade de energia que o combustível libera na combustão. Do valor do *PCS* se subtrai a energia necessária para aquecer e evaporar a umidade presente no combustível, obtendo-se então o *PCI*.

$$PCS = 33900C + 141800 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 9200S \quad (3.4)$$

$$PCI = PCS - 2440(9H + W) \quad (3.5)$$

onde *W* representa a umidade do combustível (kg/kg<sub>cb</sub>).

Para que toda a energia do *PCI* seja liberada durante uma combustão ideal é preciso que um mínimo de ar ( $m_{ar}^*$  [kg/kg<sub>cb</sub>], massa de ar estequiométrico) seja fornecida, como mostra a Eq.(3.6), onde  $C_{nq}$  representa a fração mássica de carbono não queimado, tanto nos gases quanto nas cinzas.

$$m_{ar}^* = 138,23 \left[ \frac{C - C_{nq}}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right] \quad (3.6)$$

Em condições reais de queima em um forno ou caldeira, fatores como a mistura de ar e combustível, umidade do combustível, temperatura da câmara de combustão, entre outros, interferem na queima do combustível, fazendo com que seja necessário um excesso de ar. Esse excesso de ar, *e*, é definido como qualquer quantidade extra de ar além do necessário pelo balanço estequiométrico da combustão. Este fator varia conforme o tipo de combustível e o tipo de queimador. Para madeira e seus derivados, em queimadores do tipo grelha, valores para *e* variam de 1,20 a 1,25. Para bagaço de cana-de-açúcar, em todo tipo de fornalha, *e* varia de 1,25 a 1,35. Para estes e outros valores, conferir KITTO; STULTZ, 2009.

A massa de ar que entra no queimador ( $m_{ar}$ , [kg/kg<sub>cb</sub>]) passa a ser então definida pelo produto  $m_{ar}^* \cdot e$ .

A massa de gases formada no processo de combustão contém o gás carbônico e dióxido de enxofre formados pelos componentes do combustível, o vapor de água proveniente do combustível e da umidade da atmosfera e o nitrogênio atmosférico. Os gases estequiométricos de

combustão, ( $m_{gás}^*$  [kg/kg<sub>cb</sub>]) e suas frações mássicas são descritas pelas Eq.(3.7) a Eq.(3.11). Devido às baixas quantidades, outros produtos como NO<sub>x</sub> podem ser desconsiderados nesta análise.

$$m_{gás}^* = m(CO_2) + m(SO_2) + m^*(H_2O) + m^*(N_2) \quad (3.7)$$

$$m(CO_2) = \frac{44}{12}(C - C_{nq}) \quad (3.8)$$

$$m(SO_2) = \frac{64}{32}S \quad (3.9)$$

$$m^*(H_2O) = W + 9H \quad (3.10)$$

$$m^*(N_2) = 0,7685m_{ar}^* + N \quad (3.11)$$

A quantidade de gases de combustão  $m_{gás/cb}$ , [kg/kg<sub>cb</sub>], com o excesso de ar e a umidade atmosférica, pode ser fornecida pela Eq.(3.12). A vazão mássica total [kg/s] de gases de combustão é obtida pela Eq.(3.13), onde além do ar para a combustão, soma-se a massa de combustível.

$$m_{gás/cb} = m_{gás}^* + (e-1)m_{ar}^* + e \cdot m_{ar}^* \cdot W_{ar} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{gas} = m_{gás/cb} \cdot m_{cb} \quad (3.13)$$

Esta última vazão de gases, da Eq. (3.13) que, conforme sua temperatura poderá ser utilizada para pré aquecer a água de alimentação no economizador e o ar para a combustão.

Para o cálculo da energia associada ao escoamento dos gases quentes de combustão, deve-se definir o calor específico à pressão constante,  $c_p$ . Considera-se usualmente que os componentes desses gases se comportam como uma mistura de gases ideais, sendo o calor específico da mistura,  $\bar{c}_p$ , definido por:

$$\begin{aligned} \bar{c}_p = & F_m^{CO_2} \cdot \bar{c}_{p_{CO_2}} + F_m^{H_2O} \cdot \bar{c}_{p_{H_2O}} + F_m^{SO_2} \cdot \bar{c}_{p_{SO_2}} + \\ & F_m^{N_2} \cdot \bar{c}_{p_{N_2}} + F_m^{O_2} \cdot \bar{c}_{p_{O_2}} \end{aligned} \quad (3.14)$$

onde os termos  $F_m$  representam as frações mássicas de cada componente, que se obtêm dividindo os valores obtidos com as Equações (3.8) a (3.11) pela massa total de gases da Eq. (3.12). O calor específico de cada componente é determinado conforme mostrado no Apêndice A.

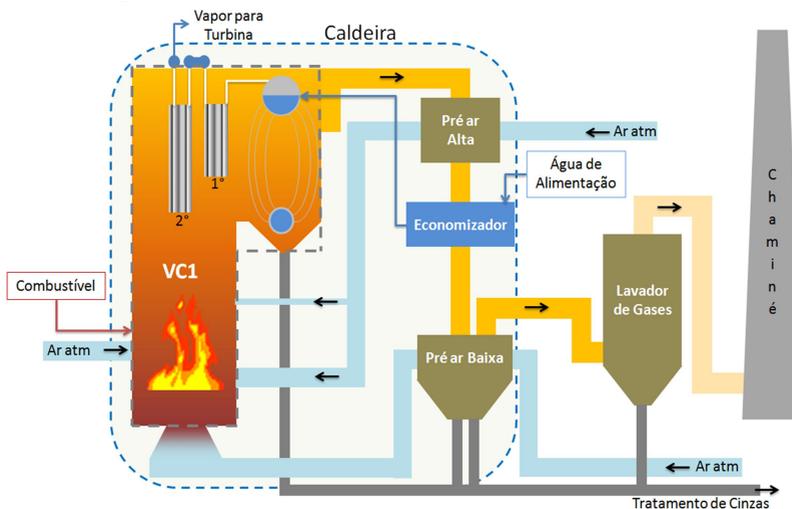
### 3.2. Transferência de calor em caldeiras

A Figura 3.1 expõe uma ilustração de uma caldeira, com seu volume de controle interno (VC1) e trocadores de calor. Deve-se ressaltar que as paredes d'água de VC1 não estão representadas nesta imagem.

A modelagem da caldeira pode ser feita através de modelos analíticos que consideram os fenômenos de radiação da chama para as paredes d'água e superaquecedores e a transferência de calor por convecção em todo o sistema. Exemplo de modelagem de caldeira por esta abordagem pode ser conferida em MIYAKE, 2011.

Devido à natureza dos métodos analíticos semi-empíricos, seus resultados podem ser questionáveis. A simulação numérica entra como alternativa para a solução de fornalhas, permitindo a solução de detalhes específicos como os queimadores, superaquecedores, etc.

Figura 3.1 - Ilustração de caldeira e seus trocadores de calor.



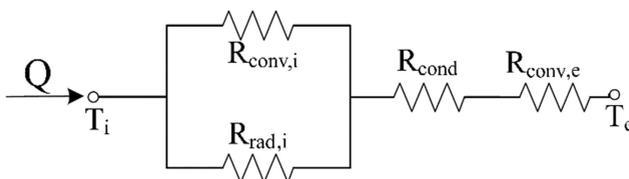
Fonte: do autor.

### 3.2.1. Trocadores de calor

A metodologia para caracterização de trocadores de calor é amplamente conhecida, estando disponível em livros textos como INCROPERA et al., 2007.

Uma das abordagens para a caracterização de um trocador de calor ocorre pela determinação de suas resistências térmicas como esquematizado no exemplo da Figura 3.2 para um escoamento de gases quentes no interior de um tubo.

Figura 3.2 - Resistências térmicas para um escoamento interno de gases quentes.



Fonte: modificado de MIYAKE, 2011.

A resistência térmica total,  $R_T$ , em K/kW referente ao exemplo da Figura 3.2, é determinada pela Eq. (3.15).

$$R_{tot} = \left( \frac{1}{R_{conv,i}} + \frac{1}{R_{rad,i}} \right)^{-1} + R_{cond} + R_{conv,e} \quad (3.15)$$

Os termos das resistências referentes à radiação e a convecção interna e externa são definidos como exemplificado na Eq. (3.16), variando o coeficiente de transferência de calor equivalente e o diâmetro correspondente. O termo  $N_{tubo}$  representa o número total de tubos no trocador de calor;  $D$  representa o diâmetro interno ou externo do tubo;  $l_{tubo}$  representa o comprimento total do tubo e  $h$  representa o coeficiente de transferência de calor, que pode ser referente à radiação, convecção interna ou externa. A Eq. (3.17) expõe a resistência térmica à condução ao longo da parede do tubo, onde  $k_{tubo}$  é a condutividade do material do tubo. Onde sujeira e oxidação dos tubos forem relevantes, deve-se acrescentar essas resistências térmicas, na forma da Eq. (3.17), considerando os diâmetros de deposição e oxidação e suas respectivas condutividades térmicas.

$$R_{conv,i} = \frac{1}{N_{tubo} \cdot \pi \cdot D_i \cdot l_{tubo} \cdot h_i} \quad (3.16)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{N_{tubo} \cdot \pi \cdot l_{tubo} \cdot k_{tubo}} \quad (3.17)$$

Finalmente, com a resistência térmica total do banco de tubos que compõe o trocador de calor, pode-se definir a condutância térmica global  $UA$ , definido pela Eq. (3.18).

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} \quad (3.18)$$

Quando as temperaturas de entrada e saída do trocador de calor são conhecidas, outras duas abordagens podem ser utilizadas para a determinação de  $UA$ , além do cálculo de todas as resistências à transferência de calor (Eq. (3.15)). São eles o método das médias logarítmicas das diferenças de temperaturas (MLDT) e o método  $\epsilon$ -NUT. Ambos os métodos são equivalentes, fornecendo os mesmos resultados através de uma abordagem matemática distinta. A metodologia de ambos os métodos está disponível em INCROPERA et al., 2007.

Para dimensionar um trocador de calor é necessário que se resolva o sistema definido pelas Equações (3.19) e (3.20) que definem a taxa de calor trocado no equipamento.

$$\dot{Q} = UA \cdot MLTD \quad (3.19)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{in} \cdot h_{in} = \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \quad (3.20)$$

No estudo de transferência de calor e de escoamentos turbulentos, vários trabalhos deram origem às correlações empíricas para a determinação do coeficiente de transferência de calor para algumas condições bem definidas. Para a análise de trocadores de calor industriais, como economizadores e pré-aquecedores de ar, duas configurações se destacam: a convecção interna em tubos circulares e a convecção externa através de feixes tubulares. As correlações fornecem

valores de número de Nusselt,  $Nu_D$ , que se correlaciona com o coeficiente de troca de calor de acordo com a Eq. (3.21), onde  $k_f$  representa a condutividade térmica do fluido.

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k_f} \quad (3.21)$$

### ***Convecção Interna***

As correlações expostas devem ser aplicadas a escoamentos monofásicos e turbulentos. A equação de Dittus-Boelter é exposta na Eq. (3.22), deve ser empregada para escoamentos plenamente desenvolvidos em tubos.

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^a \quad (3.22)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ L / D \geq 10 \end{array} \right]$$

onde  $a=0,4$  para aquecimento e  $a=0,3$  para resfriamento; Pr representa o número de Prandtl. O número de Reynolds,  $Re_D$ , é definido pela Eq. (3.23), onde  $\dot{m}$  é vazão mássica do escoamento,  $D$  é o diâmetro do duto, neste caso, diâmetro interno,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido e  $A$  é a área da seção transversal.

$$Re_D = \frac{\dot{m} \cdot D}{\mu \cdot A} \quad (3.23)$$

KAKAÇ; YENER, 1995, indica uma correlação que considera que a resistência térmica da parede quente ao fluido frio resulta da contribuição de três regiões do escoamento: sub-camada laminar; região de transição e núcleo turbulento. A expressão é dada pela Eq. (3.24).

$$\frac{1}{Nu_D} = \frac{5}{Re_D \cdot Pr} \cdot \sqrt{\frac{2}{f}} \cdot \left[ Pr + \ln(5 \cdot Pr + 1) + 0,5 \cdot \ln \left( \frac{Re_D}{60} \cdot \sqrt{\frac{f}{2}} \right) \right] \quad (3.24)$$

onde  $f$  é o fator de atrito que pode ser determinado através do diagrama de Moody. Para condições de tubo liso com  $3.000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$   $f$  pode ser determinado através da Eq. (3.25) (INCROPERA et al., 2007).

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (3.25)$$

Gnieliski (apud INCROPERA et al., 2007), fornece uma correlação para uma ampla faixa de número de Reynolds que pode ser usada a partir da região de transição laminar/turbulento do escoamento.

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.26)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

### **Convecção Externa**

Para a modelagem dos feixes de tubos que constituem os trocadores de calor, a convecção externa deve igualmente ser resolvida.

Grimison (apud INCROPERA et al., 2007) fornece a Eq. (3.27), onde todas as propriedades devem ser determinadas na temperatura de película. Os valores das constantes  $C_1$  e  $n$  são definidos de acordo com o arranjo dos tubos, e podem ser encontrados na literatura.

$$\overline{Nu_D} = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^n \cdot Pr^{1/3} \quad (3.27)$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

onde  $Re_{D,max}$ , é obtido para a velocidade máxima do escoamento no feixe de tubos, que vai depender se os tubos estão alinhados ou não.

Zukauskas (apud INCROPERA et al., 2007) fornece a relação da Eq. (3.28), onde todas as propriedades são tomadas na temperatura média do escoamento, com exceção de  $Pr_s$  que é tomado na temperatura da superfície.

$$(3.28)$$

$$\overline{Nu_D} = C \cdot \text{Re}_{D,\max}^m \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4}$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 \leq \text{Re}_{D,\max} \leq 2 \times 10^6 \\ 0,7 \leq \text{Pr} \leq 500 \end{array} \right]$$

GNIELINSKI, 2010 fornece outra abordagem para a determinação do número de Nusselt, calculando o número de Reynolds a partir da velocidade média de escoamento entre os espaços vazios dos tubos, Eq. (3.29), onde  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $V_0$  é a velocidade do escoamento antes de encontrar o feixe de tubos,  $l$  é o comprimento característico, dado por  $\pi D/2$ ,  $\psi$  é a fração de vazios e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

$$\text{Re}_{\psi,l} = \frac{\rho \cdot V_0 \cdot l}{\psi \cdot \mu} \quad (3.29)$$

$$\left[ 10 \leq \text{Re}_{\psi,l} \leq 10^6 \right]$$

O número de Nusselt é definido então pela Eq. (3.30)

$$Nu = f_A \cdot K \cdot Nu_l \quad (3.30)$$

$$Nu_l = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.31)$$

onde  $f_A$  para tubos alinhados é definido pela Eq. (3.32), e para tubos alternados, pela Eq. (3.33).

$$f_{A,\text{alinhado}} = 1 + \frac{0,7 \cdot (b/a - 0,3)}{\psi^{1,5} \cdot (b/a + 0,2)^2} \quad (3.32)$$

$$f_{A,\text{alternado}} = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad (3.33)$$

O fator  $K$  na Eq. (3.30) assume o valor de 1 para aquecimento de gases e de  $(\text{Pr}_m/\text{Pr}_s)^{0,25}$  para aquecimento de líquidos. O termo  $a$  é

referente ao passo longitudinal ao escoamento e  $b$  referente ao passo transversal ao escoamento.

### **Radiação**

O coeficiente de transferência de calor por radiação,  $h_{radiação}$ , dos gases quentes para os tubos é dado pela Eq. (3.34), onde  $q_{rad/CO_2}$  e  $q_{rad/H_2O}$  representam o calor transferido por radiação pelas parcelas de  $CO_2$  e  $H_2O$  presentes nos gases de combustão, Eq. (3.35) e Eq. (3.36);  $T_{gc}$  é a temperatura dos gases quentes e  $T_s$  é a temperatura da superfície, (ANNARATONE, 2008).

$$h_{rad} = \frac{\dot{q}_{rad/CO_2} + \dot{q}_{rad/H_2O}}{T_{gc} + T_s} \quad (3.34)$$

$$\dot{q}_{CO_2} = 10,349 \cdot B \cdot (p_{CO_2} \cdot \chi_r)^{0,4} \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^{3,2} - \left( \frac{T_s}{100} \right)^{3,2} \cdot \left( \frac{T}{T_s} \right)^{0,65} \right] \quad (3.35)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0 \leq (p_{H_2O} \cdot \chi_r) \leq 0,36 \\ 400^\circ C \leq T \leq 1900^\circ C \end{array} \right]$$

$$\dot{q}_{H_2O} = B \cdot (46,51 - 84,89 \cdot p_{H_2O} \cdot \chi_r) \cdot (p_{H_2O} \cdot \chi_r)^{0,6} \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^\gamma - \left( \frac{T_s}{100} \right)^\gamma \right] \quad (3.36)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,003 \leq (p_{CO_2} \cdot \chi_r) \leq 0,4 \\ 500^\circ C \leq T \leq 1800^\circ C \end{array} \right]$$

onde  $\gamma$  é dado pela Eq. (3.37).

$$\gamma = 2,32 + 1,37 \cdot \sqrt[3]{p_{H_2O} \cdot \chi_r} \quad (3.37)$$

O termo  $\chi$  representa a espessura efetiva da camada gasosa, dependente da geometria do trocador de calor. ANNARATONE, 2008 define este termo como exposto na Eq. (3.38). Para radiação internamente a tubos,  $\chi_r$  é igual a 0,95.

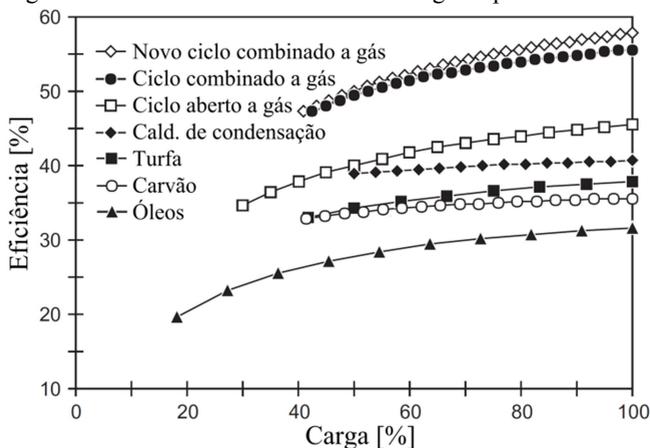
$$\chi_r = 0,85 \cdot \left( \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi \cdot D_e^2} - 1 \right) \cdot D_e \quad (3.38)$$

### 3.3. Componentes e eficiências de plantas termoelétricas

A geração de eletricidade ocorre em sua maioria através de ciclos a vapor Rankine. Este ciclo engloba os principais conceitos termodinâmicos de uma planta termoelétrica, simplificada por uma fonte de calor para a geração de vapor a alta pressão (caldeira, reator nuclear, fonte geotérmica, energia solar, etc), uma turbina a vapor, condensador e bombas.

Sabe-se que a eficiência de plantas térmicas cai com a redução da carga de operação (KITTO; STULTZ, 2009); este comportamento é demonstrado na Figura 3.3, onde as eficiências de diferentes tipos de plantas térmicas são expostas para diferentes cargas de operação.

Figura 3.3 - Eficiência variando com a carga de plantas térmicas



Fonte: Traduzido de TURCONI et al., 2014

A eficiência de uma planta termoelétrica é definida por ÇENGEL; BOLES, 2004, como a razão entre o trabalho útil gerado pela planta e a quantidade de energia que foi injetada no sistema, como na Eq. (3.39). O trabalho útil termodinâmico é definido como o trabalho gerado pela turbina, menos o trabalho das bombas e componentes auxiliares.

$$\eta_{\text{sis}} = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\text{Entrada de Energia}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{bombas}}}{\text{Entrada de Energia}} \quad (3.39)$$

### **Caldeira**

Entre os diferentes tipos de caldeiras existentes, as caldeiras aquotubulares são amplamente utilizadas para a geração de energia em plantas termoelétricas. Seu bom funcionamento é estreitamente relacionado à eficiência das plantas térmicas. Todas as caldeiras devem atender às variações de carga que o sistema demanda, mas sua eficiência será também afetada pela variação na carga de operação.

A redução de eficiência em caldeiras operando em carga parcial é atribuída aos seguintes fatores: a temperatura de queima que cai com a redução da alimentação de combustível para um mesmo volume de fornalha; a conseqüente diminuição da troca de calor por radiação; a redução nos coeficientes de transferência de calor com a redução da velocidade de gases de combustão; e a queima incompleta do combustível que pode ocorrer em baixas cargas.

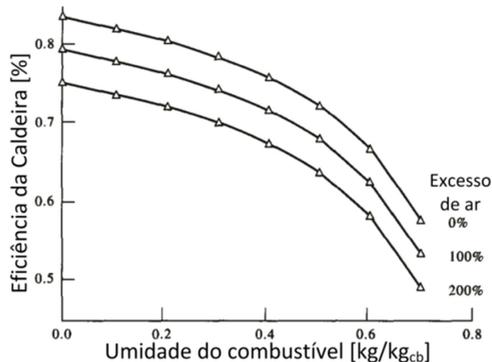
A principal perda de energia da caldeira está relacionada aos gases quentes que saem pela chaminé, variando de 10 a 30% da energia disponível no combustível. Observa-se também na Figura 3.4 que a umidade do combustível influencia fortemente a eficiência da caldeira. A maior umidade vai diminuir o PCI do combustível, pois parte da energia útil da combustão deverá aquecer e evaporar a quantidade extra de água que entra com o combustível ou com o ar, para ser posteriormente rejeitada na chaminé como vapor. Ocorrem também perdas relacionadas ao carbono não queimado. Esse problema está relacionado à qualidade do combustível, bem como à umidade e quantidade de ar disponível. O carbono não queimado pode ser transportado com os gases de combustão para a chaminé ou cair no cinzeiro da fornalha, resultando em perdas não maiores do que 2% da energia total do combustível. As perdas térmicas por radiação ou convecção da fornalha para o ambiente externo dependerão do isolamento do sistema e da temperatura de combustão. Perdas por radiação e convecção entre 2 e 5% são normalmente esperadas (PRASAD, 1995).

Qualquer quantidade de excesso de ar não utilizado constitui uma perda na eficiência da caldeira, já que essa quantidade de ar entrará no sistema na temperatura ambiente, e saíra na mistura dos gases de

combustão carregando energia térmica na temperatura da chaminé; este comportamento pode ser observado na Figura 3.4, onde se vê a redução da eficiência com o aumento do excesso de ar. Entre as vantagens de se operar com excesso de ar encontram-se o aumento na intensidade da combustão e a redução das perdas por carbono não queimado. Por outro lado, além de maiores perdas térmicas, aumenta-se o consumo elétrico dos ventiladores, a erosão nos tubos e favorece uma maior formação de  $\text{NO}_x$  (KITTO; STULTZ, 2009).

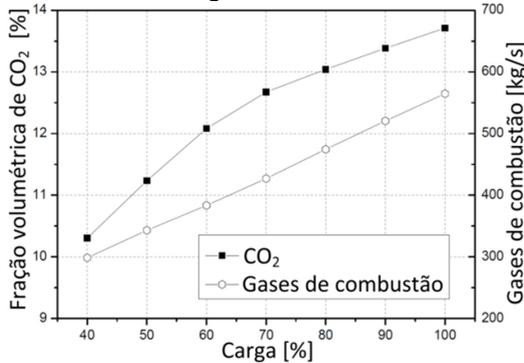
Em carga parcial, as perdas relacionadas aos gases de combustão podem se tornar proporcionalmente maiores, já que nessa condição há um aumento do excesso de ar, como pode ser indiretamente observado na Figura 3.5. Nesta figura vê-se a redução do percentual de  $\text{CO}_2$  nos gases de combustão devido ao aumento do excesso de ar que ocorre com a redução da carga de caldeiras. Apesar do aumento do excesso de ar, a vazão total de gases é reduzida em carga parcial (ROEDER; KATHER, 2014).

Figura 3.4 - Variação da eficiência da caldeira em função do excesso de ar e umidade do combustível



Fonte: Traduzido de PRASAD, 1995

Figura 3.5 - Proporção de  $\text{CO}_2$  e vazão de gases de combustão em função da carga da caldeira.

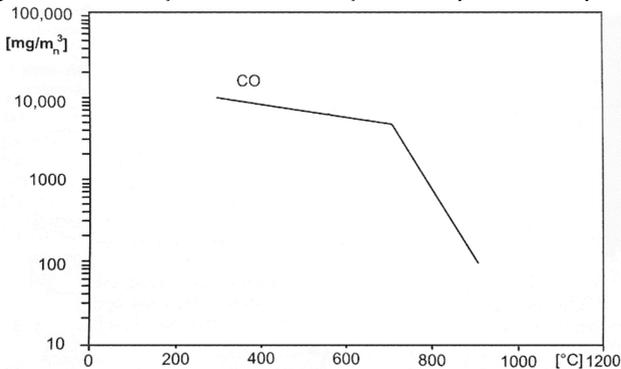


Fonte: Traduzido de ROEDER; KATHER, 2014

Pode-se ver que o declínio da fração de  $\text{CO}_2$  nos gases de combustão é mais acentuado a partir de 70% da carga da caldeira.

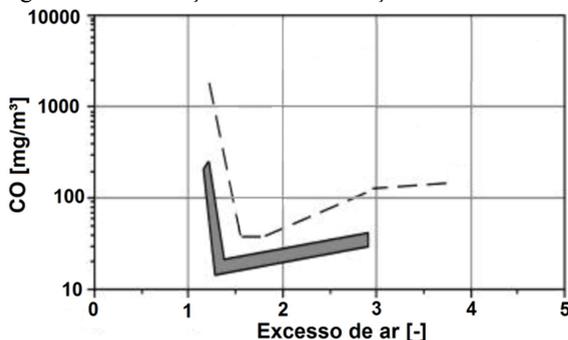
A ocorrência de CO nos gases de combustão é um indicativo de ineficiência nos processos de combustão. O CO é uma das etapas intermediárias de queima do carbono, até a final formação de  $\text{CO}_2$ . Não havendo temperatura suficiente ou falta de oxigênio no processo de queima, o CO não será oxidado para  $\text{CO}_2$ , deixando de liberar energia e conseqüentemente diminuindo a eficiência da combustão. A formação de CO em caldeiras é observada através da Figura 3.6 e Figura 3.7, em função da temperatura de queima e do excesso de ar, respectivamente.

Figura 3.6 - Formação de CO em função da temperatura de queima.



Fonte: (LOO; KOPPEJAN, 2008)

Figura 3.7 - Formação de CO em função do excesso de ar.

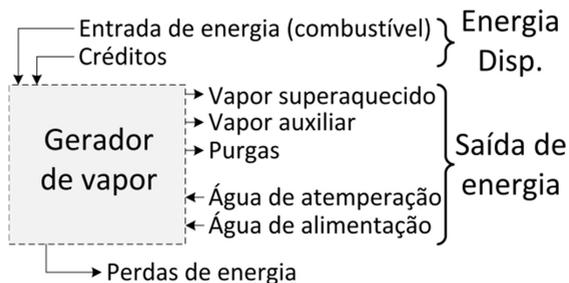


Fonte: Modificado e traduzido de NUSSBAUMER, 2003

Baixas temperaturas de queima não fornecem a energia necessária para a reação de oxidação do CO em CO<sub>2</sub>, sendo assim, o aumento da temperatura de queima sempre favorecerá a eliminação de CO nos gases finais de combustão. O excesso de ar inicialmente favorece a redução de CO, pois fornece o oxigênio necessário para a oxidação de CO. Porém, altas frações de excesso de ar ( $e$  acima de 1,5) leva a redução da temperatura de queima, e consequente aumento de CO nos gases de combustão. Na Figura 3.7 a curva pontilhada é referenciada à fornalhas automatizadas e a curva escura referente à modelos mais modernos de fornalhas automatizadas.

A Figura 3.8 ilustra um balanço de energia em um gerador de vapor, onde são explicitadas as entradas, saídas, créditos, energia disponível e perdas de energia.

Figura 3.8 - Balanço de energia em geradores de vapor



Fonte: Modificado e traduzido de (ASME, 2008)

De acordo com ASME, 2008, a eficiência de caldeiras,  $\eta_c$ , pode ser definida por duas abordagens: método direto, ou método das entradas e saídas; o método indireto, ou balanço de energia.

O método direto utiliza a seguinte definição de eficiência de caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{saída}}{\dot{Q}_{entrada}} \cdot 100\% \quad (3.40)$$

Esta abordagem relaciona a entrada de energia pelo combustível,  $\dot{Q}_{entrada}$ , e a energia fornecida ao fluido de trabalho,  $\dot{Q}_{saída}$ . Contudo, este método exige medições diretas e precisas da condição da água de alimentação, água de desuperaquecimento e purgas, vapor vivo e principalmente consumo correto de combustível. O erro associado à essas medições pode ser grande, tornando o método inviável.

O método indireto de cálculo de eficiência da caldeira, Eq. (3.42), considera o balanço de energia da Eq. (3.41) com o conceito definido pela Figura 3.8 e Eq. (3.40).

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{Q}_{crédito} = \dot{Q}_{saída} + \dot{Q}_{perdas} \quad (3.41)$$

$$\eta_c = \left( 1 - \frac{\dot{Q}_{perdas} - \dot{Q}_{crédito}}{\dot{Q}_{entrada}} \right) \cdot 100\% \quad (3.42)$$

Esse método exige a medição ou estimativa de várias entradas e saídas menores, incluindo os créditos e as perdas térmicas, que podem ter uma importância reduzida no resultado final, acarretando em menores erros.

Na Figura 3.8, os créditos correspondem à energia de gases pré-aquecidos, potência de equipamentos auxiliares, calor sensível do combustível, etc. As perdas respondem pela energia contida nos gases da chaminé, evaporação da umidade do combustível, formação de  $\text{NO}_x$ , queima incompleta, calor sensível das cinzas, calor transferido ao meio por radiação e convecção, entre outras.

BAZZO, 1995, define a eficiência de caldeiras de acordo com a Eq. (3.43), com as definições das Eq. (3.44) e Eq. (3.45).

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{disp}}} \cdot 100\% \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{Q}_{\text{disp}} - \dot{Q}_{\text{perdas}} \quad (3.44)$$

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{Q}_{\text{crédito}} \quad (3.45)$$

Resultando na eficiência descrita na Eq. (3.46).

$$\eta_c = \left( 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{perdas}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{Q}_{\text{crédito}}} \right) \cdot 100\% \quad (3.46)$$

BAZZO, 1995, também define uma forma aproximada para a eficiência da caldeira, explicitada na Eq. (3.47), onde  $h$  refere-se a entalpia do fluido de trabalho.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}} \cdot (h_{\text{vapor}} - h_{\text{água}})}{\dot{m}_{\text{cb}} \cdot PCI} \cdot 100\% \quad (3.47)$$

onde o índice *vapor* refere-se ao vapor superaquecido que sai da caldeira e o índice *água* refere-se à água de alimentação que entra na caldeira. O numerador da equação anterior é determinado como o calor fornecido pela caldeira, como na Eq. (3.48).

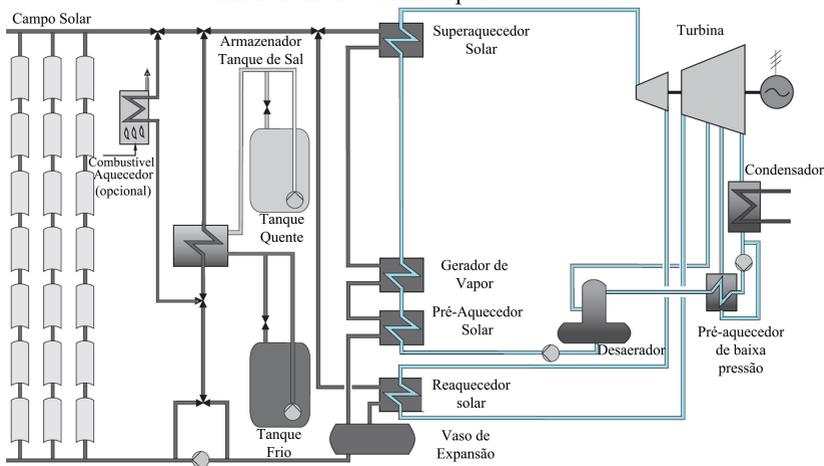
$$\dot{Q}_{\text{cald}} = \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot (h_{\text{vapor}} - h_{\text{água}}) \quad (3.48)$$

## 4. Geração termossolar

A geração de energia elétrica a partir da abordagem termossolar utiliza-se dos mesmos princípios termodinâmicos que a geração termoelétrica: o ciclo de Rankine. Neste caso, porém, a fonte de calor passa a ser a energia solar concentrada que fornecerá calor em alta temperatura para o ciclo térmico. A Figura(4.1) ilustra um sistema de planta termossolar com armazenamento de energia, onde o fluido de trabalho que circula no campo solar é um óleo sintético. Esse tipo de óleo, amplamente utilizado em sistema CSP possui a limitação de temperatura de apenas 393°C. Sistemas com óleo térmico exigem trocadores de calor auxiliares para superaquecer a água do ciclo de potência.

Esses sistemas podem conter armazenadores de energia de sal fundido, onde o óleo térmico aquece o sal durante a incidência solar, e posteriormente, o sal fundido aquece o óleo térmico na ausência de incidência solar. Os armazenadores de sal fundido necessitam de dois grandes tanques, um para armazenamento do fluido quente, que terá temperatura dependente da tecnologia de concentrador solar, e outro para armazenamento do fluido frio, cuja temperatura mínima é 270 °C (WAGNER; WITTMANN, 2014).

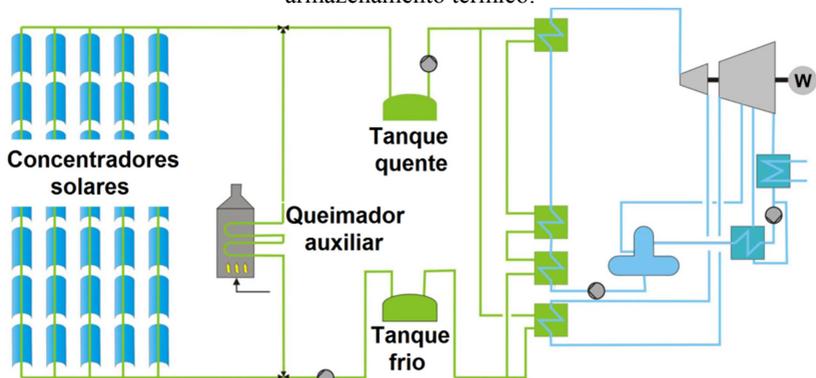
Figura 4.1 - Planta termossolar com óleo térmico no campo solar e armazenamento térmico por sal fundido.



Fonte: modificado de <http://www.csp-world.com/resources/technology> -  
Acessado dia 17/11/2014

Para superar a limitação de temperatura de óleos térmicos pode-se adotar a abordagem de operar com sal fundido diretamente nos concentradores solares, como ilustra a Figura 4.2. Esse sistema facilita o processo de armazenamento de energia, porém, para que o sal não se solidifique dentro dos tubos dos concentradores solares é necessário que este se mantenha escoando no campo solar, sujeito a perdas térmicas para o ambiente durante a noite. Para garantir a fluidez do fluido de trabalho até durante a noite, adotam-se queimadores auxiliares.

Figura 4.2 - Planta termossolar com sal fundido no campo solar e armazenamento térmico.

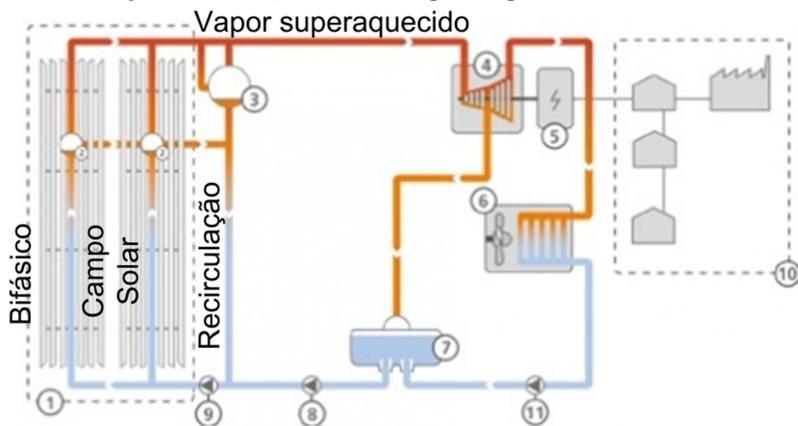


Fonte: Modificado e traduzido de FELDHOFF, 2012

Buscando simplificar a estrutura do ciclo em busca de menores custos de implementação pode-se considerar a geração direta de vapor no campo solar, onde ocorre aquecimento, evaporação e superaquecimento de vapor de água nas condições de entrada da turbina. A Figura 4.3 ilustra esta abordagem de geração direta de vapor. Esta configuração elimina a necessidade de trocadores de calor adicionais entre o campo solar e o ciclo de potência.

Buscando ciclos com alta eficiência termodinâmica as torres solares são consideradas para fornecer ar comprimido em alta temperatura, de 800°C a 1200°C, para ciclos combinados a gás Brayton-Rankine.

Figura 4.3–Geração direta de vapor em planta termossolar.

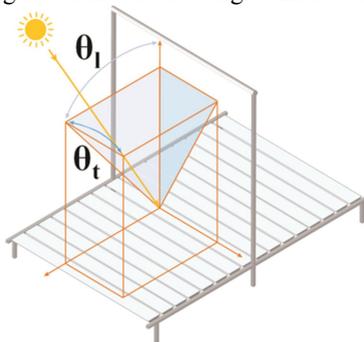


Fonte: Modificado de <http://novatecsolar.com/31-1-Electricity.html> - Acessado dia 17/11/2014

#### 4.1. Ângulos Solares

Para que se realize a simulação do campo solar é necessário que se conheçam os ângulos de incidência solar transversal ( $\theta_t$ ) e ângulos de incidência solar longitudinal ( $\theta_l$ ) sobre os coletores solares, aqui considerados do tipo Fresnel, como ilustra a Figura 4.4.

Figura 4.4 - Ângulos transversal e longitudinal de incidência solar.

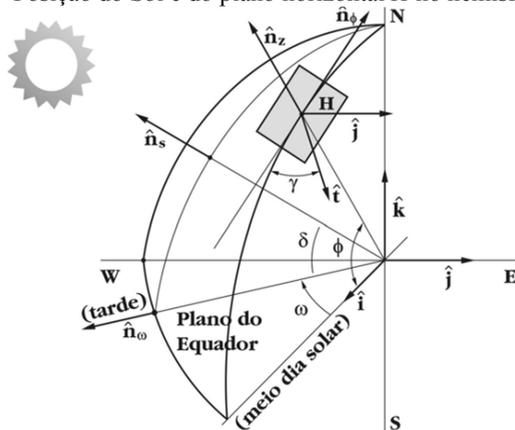


Fonte: Modificado de Novatec Solar – Nova-1  
([http://novatecsolar.com/files/mn1102\\_nova1\\_brochure\\_eng\\_web.pdf](http://novatecsolar.com/files/mn1102_nova1_brochure_eng_web.pdf))

Esses ângulos dependem da localização geográfica dos coletores, sua orientação, inclinação e posição do Sol ao longo do dia e ao longo

do ano. O rastreamento solar no hemisfério celeste em relação ao plano horizontal  $H$ , onde o coletor se localiza, podem ser determinados de acordo com o ilustrado na Figura 4.5.

Figura 4.5 – Posição do Sol e do plano horizontal  $H$  no hemisfério celeste.



Fonte: Modificado de COLLE, 2012

Na ilustração do hemisfério celeste, o ângulo  $\omega$  representa o ângulo horário, que varia  $15^\circ$  a cada hora do dia, sendo positivo pela manhã e  $0^\circ$  no meio dia solar, indo de  $180^\circ$  a  $-180^\circ$ . A correta determinação deste ângulo, fornecida pela Eq.(4.1), exige uma correção em relação ao horário padrão:

$$\omega = \omega^* - ST \times \frac{15}{60} \quad (4.1)$$

onde  $\omega^*$  é um parâmetro de suporte fixo para todos os dias do ano que vale  $180^\circ$  às zero hora,  $0^\circ$  às 12 horas e assim sucessivamente com um incremento negativo de  $15^\circ$  por hora, considerando o horário padrão. O parâmetro  $ST$  fornece o valor, em minutos, do qual o horário padrão difere do horário solar, sendo definido pela Eq. (4.2).

$$ST = 4 \times (L_{fuso} - L_{real}) + E \quad (4.2)$$

onde  $L_{fuso}$  é o valor da longitude do fuso do horário padrão (por exemplo,  $45^\circ$  para horário de Brasília) e  $L_{real}$  é o valor da longitude real

do ponto de análise ( $47,93^\circ$  para a cidade de Brasília). Nas Eq.(4.3) e Eq. (4.4)SPENCER, 1971, define o parâmetro  $E$ .

$$E = 229,18 \begin{pmatrix} 0,000075 + 0,001868 \cos(B) - 0,032077 \text{sen}(B) \\ -0,014615 \cos(2B) - 0,04089 \text{sen}(2B) \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

$$B = (\text{dia} - 1) \times \frac{360}{365} \quad (4.4)$$

Dessa forma, têm-se o ângulo horário  $\omega$  para todas as horas completas do ano.

Na Figura 4.5 o ângulo  $\delta$  de declinação solar define o quanto o Sol se eleva acima do plano do equador. Possui valor máximo de  $23,45^\circ$  no solstício de verão no hemisfério norte; máximo negativo de  $23,45^\circ$  no solstício de verão no hemisfério sul; e valor zero nos equinócios de primavera e outono. SPENCER, 1971, define nas Eq.(4.5) e Eq. (4.6) o ângulo de declinação solar, que varia diariamente.

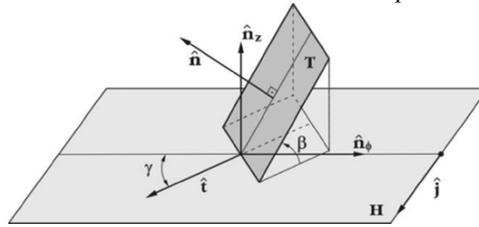
$$\delta = \frac{180}{\pi} \begin{pmatrix} 0,006918 - 0,399912 \cos(\Gamma) + 0,070257 \text{sen}(\Gamma) \\ -0,006758 \cos(2\Gamma) + 0,000907 \text{sen}(2\Gamma) \\ -0,002697 \cos(3\Gamma) + 0,001480 \text{sen}(3\Gamma) \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

$$\Gamma = \frac{360}{365} \cdot (n - 1) \quad (4.6)$$

Ainda na Figura 4.5, o ângulo  $\phi$  define a latitude onde o plano horizontal  $H$  se localiza, variando de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  no hemisfério norte, e de  $0^\circ$  a  $-90^\circ$  no hemisfério sul.

A orientação do coletor solar sobre o plano horizontal  $H$  é definida como ilustra a Figura 4.6, onde o ângulo de azimute,  $\gamma$ , é positivo para a face do coletor voltada para o leste e o ângulo  $\beta$  corresponde à inclinação do coletor solar em relação ao plano horizontal  $H$ .

Figura 4.6 – Posicionamento do coletor solar no plano horizontal  $H$ .



Fonte: Modificado de COLLE, 2012

Segundo COLLE, 2012, o ângulo de incidência solar é o ângulo  $\theta$  compreendido entre a reta que une o Sol ao centro da Terra e o vetor normal  $\hat{n}$ , exposto na Figura 4.6 e definido pela Eq. (4.7).

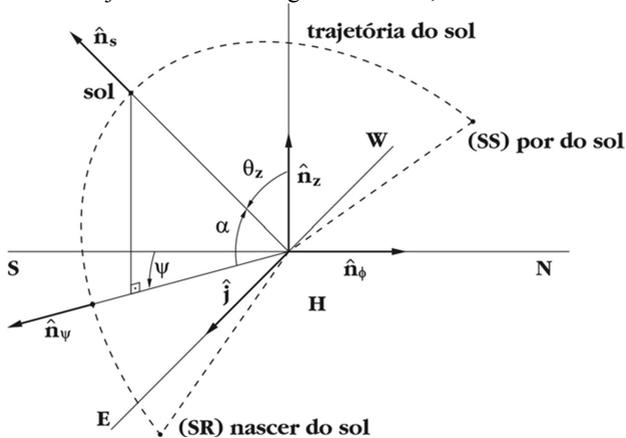
$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta)(\text{sen}(\phi)\cos(\beta) - \cos(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma)) \\ & + \cos(\delta)\cos(\omega)(\cos(\phi)\cos(\beta) + \text{sen}(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma)) \quad (4.7) \\ & + \cos(\delta)\text{sen}(\beta)\text{sen}(\gamma)\text{sen}(\omega) \end{aligned}$$

Para condições onde o coletor está alinhado no sentido norte-sul ( $\gamma=0$ ), sem inclinação em relação à horizontal ( $\beta=0$ ), o ângulo  $\theta$  torna-se  $\theta_z$ , ou ângulo de zênite, determinado pela Eq. (4.8).

$$\cos(\theta_z) = \text{sen}(\phi)\text{sen}(\delta) + \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) \quad (4.8)$$

O ângulo  $\theta_z$  pode ser visto na Figura 4.7, juntamente com seu ângulo complementar,  $\alpha$ , ângulo de altitude solar. Vale ressaltar que esta figura é típica de uma localidade no hemisfério norte, visto que o sol se projeta ao sul do observador.

Figura 4.7 – Trajetória do sol e ângulo de zênite, altitude e azimute solar.



Fonte: Modificado de COLLE, 2012

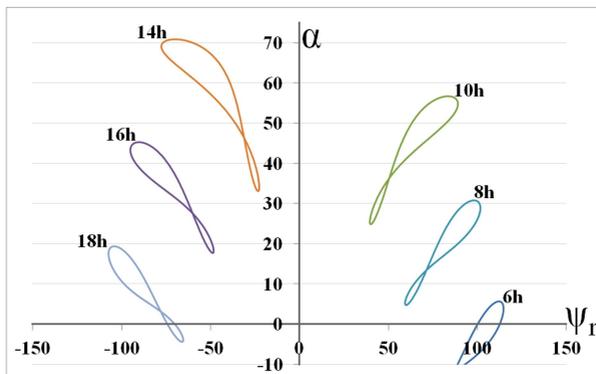
A Figura 4.7 introduz o ângulo de azimute solar,  $\psi$ , tangente ao meridiano local, referenciado na direção sul, que representa a posição do sol no plano horizontal  $H$ . Para a referência em relação à direção norte,  $\psi_n$  pode ser determinado por  $\psi_n = 180^\circ - \psi$ .

A equação que define  $\psi$  é dada por (COLLE, 2012) na Eq. (4.9).

$$\cos(\psi) = \frac{\text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\phi) - \text{sen}(\delta)}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\phi)} \quad (4.9)$$

Para exemplificar o comportamento do ângulo de azimute solar,  $\psi_n$  é calculado ao longo do ano para diferentes horas, considerando a cidade de Santa Maria – RS, (coordenadas  $-29,7^\circ$  S e  $-53,7^\circ$  O), e exposto na Figura 4.8. A Figura 4.9 expõe uma montagem de fotos que ilustra o comportamento das curvas da Figura 4.8.

Figura 4.8 – Posição do sol ao longo do ano em diferentes horários para a cidade de Santa Maria - RS.



Fonte: do autor.

Figura 4.9 - Montagem fotográfica das posições do sol ao longo do ano para um mesmo horário.



Fonte: <http://antiworldnews.files.wordpress.com/2012/09/analemma2012tezel900c.jpg> – Acessado dia 10/06/2014

Com a correta posição do Sol em relação a um ponto da superfície terrestre, os ângulos de incidência solar ( $\theta_i$ ) e ( $\theta_1$ ) (Figura 4.4) sobre um coletor solar podem ser determinados. FELDHOFF, 2012, define  $\theta_i$  e  $\theta_1$  para coletores orientados na direção norte-sul nas Eq.(4.10) e Eq.(4.11).

$$\operatorname{tg}(\theta_i) = \frac{|\operatorname{sen}(\psi)|}{\operatorname{tg}(\alpha)} \quad (4.10)$$

$$\cos(\theta_l) = \sqrt{1 - \cos^2(\alpha) \cdot \cos^2(\psi)} \quad (4.11)$$

#### 4.1.1. Eficiência dos Coletores Solares Fresnel

O modelo de coletores solares aqui considerados baseia-se na tecnologia Fresnel disponibilizada pela empresa alemã Novatec Solar. O modelo Nova-1 possui 16 colunas paralelas de espelhos planos que focam a radiação solar direta em tubos de aquecimento não evacuados, que podem fornecer vapor d'água saturado a 70 bar (285,9°C).

O fabricante fornece a eficiência óptica,  $\eta_{opt}$ , deste coletor solar segundo a Eq. (4.12).

$$\eta_{opt} = 0,67 \cdot K_I \cdot K_{II} \quad (4.12)$$

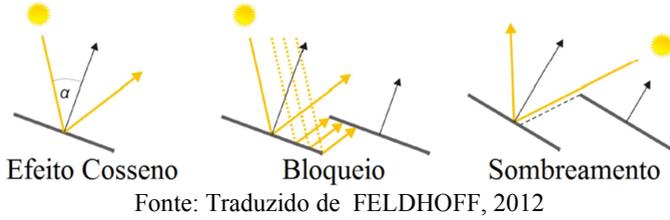
onde  $K_I$  é função do ângulo de incidência transversal e  $K_{II}$  é função do ângulo de incidência longitudinal, descritos de acordo com a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Multiplicadores  $K_I$  e  $K_{II}$  em função dos ângulos de incidência solar.

$\theta$	$K_I(\theta_l)$	$K_{II}(\theta_l)$
0°	1,00	1,00
10°	0,98	0,98
20°	0,95	0,92
30°	0,95	0,83
40°	0,91	0,70
50°	0,86	0,53
60°	0,70	0,33
70°	0,48	0,12
80°	0,24	0,01
90°	0,00	0,00

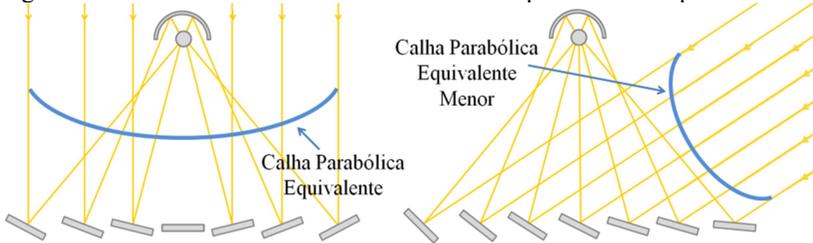
Essa eficiência óptica leva em consideração as perdas por efeito cosseno, bloqueio dos raios do Sol e sombreamento dos coletores, como ilustrado na Figura 4.10.

Figura 4.10 – Mecanismos de perda de eficiência óptica em concentradores Fresnel.



A maior perda por efeito cosseno do coletor Fresnel em relação à calha parabólica é ilustrada na Figura 4.11. Nesta figura pode-se ver que o coletor Fresnel para grandes ângulos de incidência solar seria equivalente a um coletor parabólico mais estreito. Esse efeito ilustra um dos efeitos que leva a uma menor eficiência óptica dos coletores Fresnel.

Figura 4.11 - Efeito cosseno no coletor Fresnel comparado à calha parabólica.



A perda térmica do coletor Nova-1 também é fornecida pelo fabricante, de acordo com a Eq. (4.13).

$$\dot{Q}_p = (u_1 \cdot \Delta T_{solar} + u_2 \cdot \Delta T_{solar}^2) \cdot A \quad (4.13)$$

$$u_1 = 0,056 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K)}$$

$$u_2 = 0,000213 \text{ (W/m}^2\cdot\text{K}^2)$$

onde  $\Delta T$  é definido na Eq.(4.14), em função das temperaturas de entrada e de saída do campo solar e da temperatura ambiente.

$$\Delta T_{solar} = \frac{T_{saída} + T_{entrada}}{2} - T_{amb} \quad (4.14)$$

Para as aplicações onde há a necessidade de geração de vapor superaquecido, onde a temperatura de operação pode ir muito além da temperatura de saturação, deve-se buscar alternativas com menores perdas térmicas para o ambiente. Neste sentido, os coletores de radiação solar de tubo evacuado apresentam um desempenho superior. A Eq.(4.15) determina a perda térmica dos tubos evacuados do concentrador Linear Fresnel modelo Supernova, da empresa alemã Novatec Solar, onde  $\Delta T$  é determinado pela Eq. (4.14).

$$\dot{Q}_p = (u_1 \cdot \Delta T_{solar} + u_4 \cdot \Delta T_{solar}^4) \cdot A \quad (4.15)$$

$$\left[ \begin{array}{l} u_1 = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ (W / m}^2 \cdot \text{K)} \\ u_4 = 6,26 \cdot 10^{-10} \text{ (W / m}^2 \cdot \text{K}^4) \end{array} \right]$$

Por fim, as perdas do campo solar,  $Q_p$ , seja de tubo simples, seja de tubo evacuado, são subtraídas da quantidade de calor fornecida ao sistema,  $Q_{solar}$ , como indicado na Eq.(4.16), onde  $A$  é a área do campo solar.

$$\dot{Q}_{solar} = A(DNI \cdot \eta_{opt} - Q_p) \quad (4.16)$$

Para o dimensionamento dos campos solares é necessário que se adote um ponto de projeto. Neste trabalho é adotado o ponto de projeto como o maior DNI da cidade após se desconsiderar 5% dos valores mais altos, tomando apenas as horas com DNI maiores do que 250 W/m<sup>2</sup>. Uma vez considerada esta incidência solar, é determinada a área de coletores suficiente para a determinação do projeto. Como esta determinação do ponto de projeto resulta em campos solares subdimensionados, é necessário que uma análise posterior seja feita para determinar o melhor ponto de projeto. Esta análise é feita com o Múltiplo Solar (MS), determinado pela Eq. (4.17). Este parâmetro determina uma fração multiplicadora da área de projeto de campo solar.

$$MS = \frac{\text{Área do campo solar}}{\text{Área de projeto do campo solar}} \quad (4.17)$$

Para sistemas híbridos combustível/solar faz-se necessária a determinação do parâmetro Fração Solar (FS), Eq. (4.18), que determina

quanto da energia que entrou no sistema é proveniente de energia solar e quanto é proveniente do combustível.

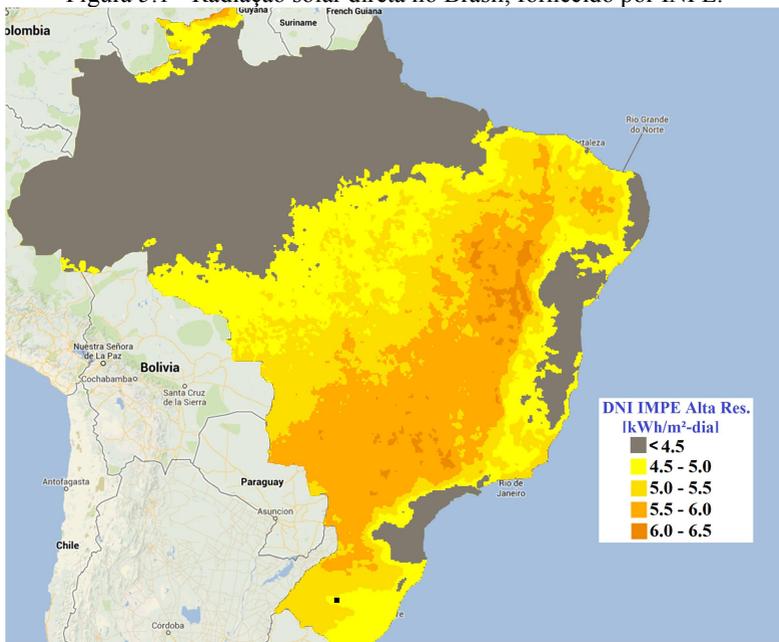
$$FS = \frac{\dot{Q}_{solar}}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{cald}} \quad (4.18)$$

## 5. Proposta de simulação híbrida biomassa/solar

O Brasil possui um grande mercado voltado à biomassa, como o setor madeireiro, de cana-de-açúcar e da produção de alimentos. Os resíduos gerados por essas indústrias já são utilizados para a geração de eletricidade. Além dos resíduos agroindustriais, o Brasil é atualmente o terceiro maior produtor mundial de madeira para uso combustível e o correto manejo e técnicas de reflorestamento garantem a disponibilidade do combustível com baixo impacto ambiental. O sul do Brasil conta com uma ampla reserva proveniente da silvicultura e boa disponibilidade de resíduos agrícolas como a casca de arroz, cujo estudo de viabilidade de uso em termoelétricas já foi desenvolvido (MIYAKE, 2011).

Além disso, as dimensões continentais e a localização tropical do Brasil garante uma boa disponibilidade de energia solar, que se estende até o sul do país, como mostra a Figura 5.1.

Figura 5.1 - Radiação solar direta no Brasil, fornecido por INPE.



Fonte: Modificado de “SWERA: Mapas”, 2014

Neste contexto, a aplicação dos conceitos das plantas híbridas biomassa/solar já testados ao redor do mundo possuem bom potencial de se adaptar ao cenário brasileiro.

No sul do país a atividade de silvicultura é bem distribuída, se destacando das outras regiões onde a atividade é presente em pontos isolados. A indústria da silvicultura é atuante durante todo o ano, fornecendo matéria prima para a indústria de papel e celulose, carvão vegetal e lenha para geração de vapor em indústrias alimentícias, têxteis, etc. Todas essas atividades geram rejeitos possíveis de serem utilizados na geração termoelétrica. Além disso, da mesma forma que se produz lenha para vapor de processo, pode-se realizar o cultivo das espécies voltadas para a geração termoelétrica.

Como ponto representativo da região sul do Brasil, escolheu-se a cidade de Santa Maria – RS por questão de disponibilidade de dados da base de dados SWERA e por estar próxima a região da planta estudada. Na Figura 5.1, esta cidade está marcada como um ponto negro no estado do Rio Grande do Sul.

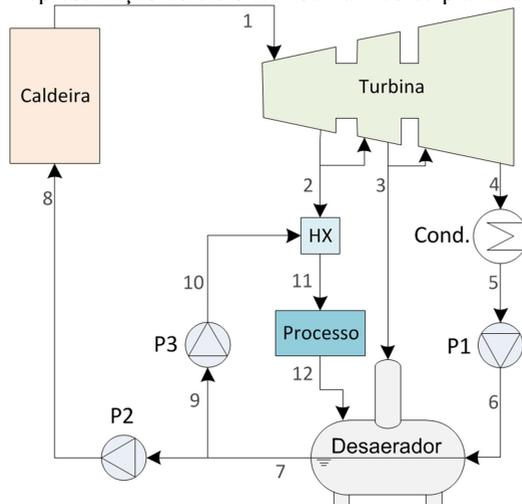
## 5.1. Ciclo térmico original

Tomou-se como base uma planta existente de geração termoelétrica movida à biomassa (resíduos da silvicultura e lenha) situada na região sul do Brasil. Resíduos de madeira, pedaços de troncos e galhos, cascas e serragem proveniente de resíduos industriais da região são utilizados como combustível. A capacidade máxima de geração de potência da planta termoelétrica é de 28 MW. A planta ainda é capaz de operar em modo de cogeração, fornecendo 25 toneladas de vapor de processo por hora para indústrias da região. Em modo de cogeração, diminui-se a geração de potência para o fornecimento de vapor. A Figura 5.2 mostra uma representação da planta termoelétrica em questão. Valores de temperatura, pressão, vazão e título para os principais pontos do ciclo são expostos na Tabela 5.1 de acordo com os dados do fabricante.

A caldeira do tipo aquotubular, representada na Figura 5.3, fornece nominalmente vapor superaquecido a 485°C e 6495 kPa para a turbina. A água de alimentação, que sai do desaerador, entra na caldeira pelo economizador de tubo liso, onde é pré-aquecido, recuperando energia dos gases de combustão, e posteriormente se encaminha para o tambor superior do evaporador. Por diferença de massa específica, o fluido frio desce pelos tubos do evaporador e para as paredes d'água,

onde ocorre o processo de ebulição. No tambor superior ocorre ainda a separação do vapor saturado e do líquido. O vapor segue então para os dois superaquecedores, chegando até a temperatura final de admissão da turbina. Os dois superaquecedores têm capacidade de fornecer 30,75 kg/s de vapor superaquecido, o que supera em 10% a capacidade máxima da turbina. Entre os dois superaquecedores existe o atemperador. Este último injeta líquido no escoamento de vapor superaquecido para ajustar a temperatura final de saída. No caso desta planta, a água de atemperação vem do tambor da caldeira, líquida e saturada. A fornalha desta caldeira é do tipo grelha para queima de cavaco de madeira, com um volume de 755 m<sup>3</sup> e tiragem do tipo balanceada. Juntamente com o economizador há ainda dois pré-aquecedores de ar tubulares (Pré ar Alta e Pré ar Baixa) que recuperam a energia térmica proveniente dos gases quentes que saem da fornalha.

Figura 5.2 - Representação do ciclo termodinâmico da planta de cogeração.



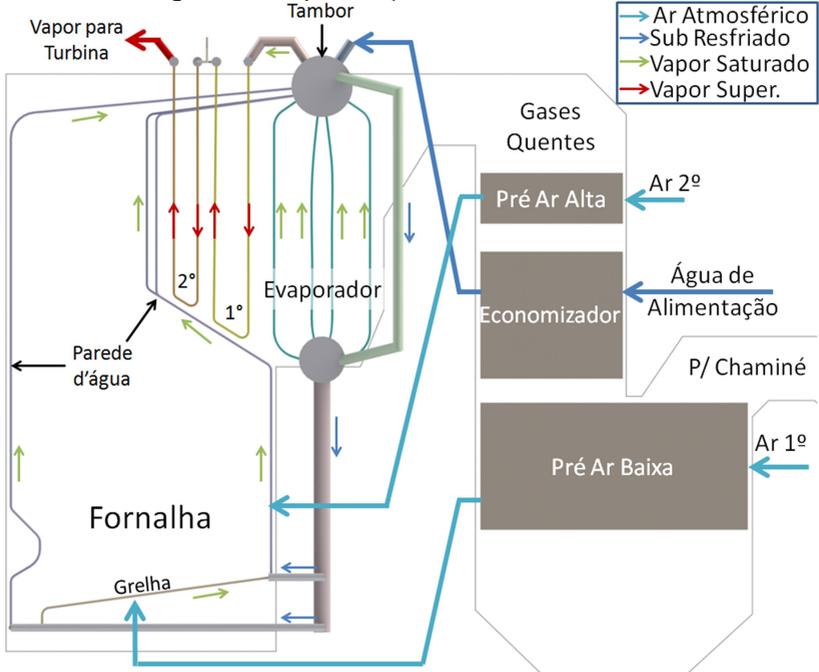
Fonte: do autor.

Os pontos 2 e 3 da Figura 5.2 correspondem às extrações da turbina; a primeira fornece vapor de processo a ser exportado para as indústrias da região, com uma vazão máxima de 6,94 kg/s; e a segunda fornece o vapor necessário para que o desaerador seja mantido a 110°C. A turbina é modelada de forma a fornecer 28 MW de potência útil ao sistema na ausência de cogeração, o que corresponde a uma vazão mássica de entrada de 27,9 kg/s de vapor superaquecido.

Tabela 5.1- Dados operacionais da planta termoeétrica.

#	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão [kg/s]	Título [-]
1	485	6495	27,9	-
2	-	900	-	-
3	-	250	-	-
4	51	Saturação	-	-
5	51	Saturação	-	0
6	-	900	-	-
7	110	900	-	0
8	-	6495	27,9	-
9	110	250	-	0
10	-	900	-	-
11	Saturação	900	≤ 6,94	1
12	Saturação	900	≤ 6,94	0

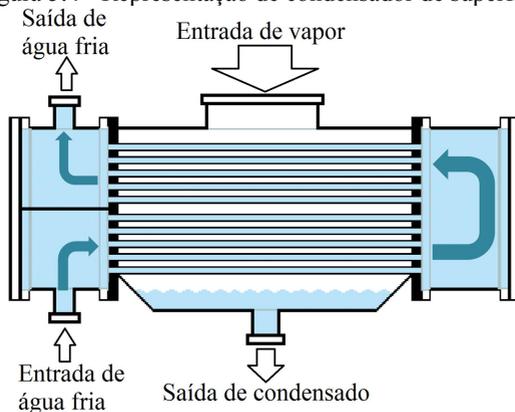
Figura 5.3 - Representação da caldeira à biomassa.



Fonte: do autor.

Os pontos 4 e 5 correspondem a entrada e saída do condensador, respectivamente, que opera com carga variável conforme a vazão das extrações 2 e 3. A planta termoeleétrica opera com um condensador de superfície, ilustrado na Figura 5.4. Na condição de projeto, a água fria entra no condensador a  $29^{\circ}\text{C}$  e o deixa a  $39,5^{\circ}\text{C}$ , com uma vazão de  $1,25\text{ m}^3/\text{s}$ . Essa água é resfriada em torres de resfriamento. A temperatura de condensação é de  $51^{\circ}\text{C}$ . O condensador é modelado de acordo com o método  $\epsilon$ -NUT, descrito por (INCROPERA et al., 2007), e pode ter sua temperatura de condensação modificada conforme a demanda.

Figura 5.4 - Representação de condensador de superfície



Fonte: modificado de

[http://en.wikipedia.org/wiki/Surface\\_condenser#mediaviewer/File:Surface\\_Condenser.png](http://en.wikipedia.org/wiki/Surface_condenser#mediaviewer/File:Surface_Condenser.png) acessado dia 13/06/2014

O desaerador possui a função de remover os gases não condensáveis dissolvidos no fluido de trabalho, mantendo este aquecido e diminuindo sua solubilidade aos gases. A Figura 5.5 apresenta a foto de um desaerador e seu reservatório.

Figura 5.5 - Foto de um desaerador e seu reservatório.



Fonte: do autor.

O elemento marcado como “HX” na Figura 5.2 representa o desuperaquecedor, que garante que o vapor de processo seja entregue as indústrias como vapor saturado seco; para isso ocorre a injeção de líquido proveniente do reservatório do desaerador. Os elementos P1, P2 e P3 representam as principais bombas do sistema, responsáveis pelo aumento da pressão do fluido de trabalho. As perdas de carga associadas ao movimento do fluido de trabalho são desconsideradas.

Para melhor analisar a influência dos parâmetros que são foco deste estudo, foi adotado que a eficiência isentrópica da turbina e das bombas são constantes e iguais a 0,85.

### **5.1.1. Modelo da planta térmica com energia solar.**

A planta térmica de cogeração da Figura 5.2 serviu de base para o ciclo esquematizado na Figura 5.6, onde quatro campos solares foram inseridos no ciclo. Estes campos solares são simulados de acordo com a tecnologia Linear Fresnel, Figura 2.2, de acordo com o fabricante Novatec Solar. Os campos solares A, C e D são modelados a partir de tubos não evacuados, Eq. (4.13). Já o campo Solar B é modelado com tubo não evacuado até seu evaporador, e no superaquecedor é modelado com tubo evacuado, Eq. (4.15).

O campo Solar A é projetado para aquecer a água de alimentação antes da entrada do economizador. Seu ponto de projeto será determinado pela simulação da caldeira e seus trocadores de calor, já que sua temperatura de saída do economizador deverá estar abaixo de

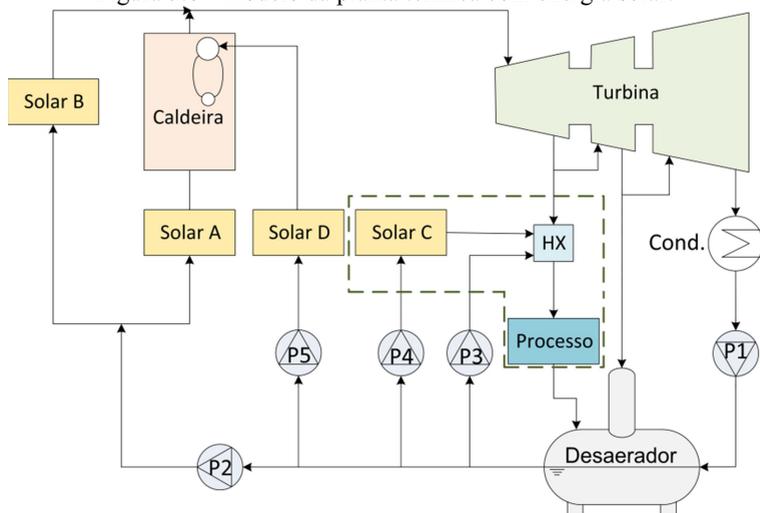
30°C da temperatura de saturação na pressão da caldeira, ou seja, a temperatura de saída do economizador não deverá ser maior do que 250°C.

O campo solar B deverá aquecer, evaporar e superaquecer o fluido de trabalho até a mesma condição de fornecimento da caldeira, ou seja, 485°C e 6495 kPa. O campo Solar B será projetado para gerar no máximo metade da carga térmica do sistema, ou seja, fração solar máxima de 50%, para não levar a caldeira em condições de operação abaixo dos 45% de sua carga.

O campo Solar C deve gerar vapor saturado seco a 900 kPa (175,4 °C) para fornecer parte do vapor de processo que se exporta às indústrias da região. Seu ponto de projeto corresponde ao fornecimento de todos os 6,94 kg/s de vapor para a hora do ano de maior insolação. Para o correto controle da vazão mássica de extração da turbina com o funcionamento do campo Solar C, deve-se acrescentar à simulação a equação de conservação da energia para o volume de controle representado na Figura 5.6, considerando a entrada de energia solar e a saída de energia como calor de processo.

O campo Solar D deve operar de forma a gerar vapor saturado seco a 6495 kPa (280,8 °C) para ser inserido diretamente no tambor superior do evaporador da caldeira. Seu limite máximo de operação, ou ponto de projeto, ocorre para a carga da caldeira em 45%.

Figura 5.6 - Modelo da planta térmica com energia solar.



Fonte: do autor.

Os campos solares operam sempre de forma individual. A análise dos coletores operando simultaneamente não faz parte do escopo deste trabalho.

Como os campos solares B, C e D possuem seus estados termodinâmicos de saída bem definidos, terão somente a vazão mássica de operação variando conforme a incidência inconstante de energia solar. Durante a operação do campo Solar A, este receberá toda a vazão de fluido de trabalho que se encaminha para a caldeira. Sendo assim, com a incidência inconstante de energia solar, este campo fornecerá fluido em maior ou menor temperatura.

A Figura 5.7 expõe a representação de todo o sistema abordado, já com os detalhes da caldeira exposta na Figura 5.3. Os dados de entrada do modelo são expostos na Tabela 5.2.



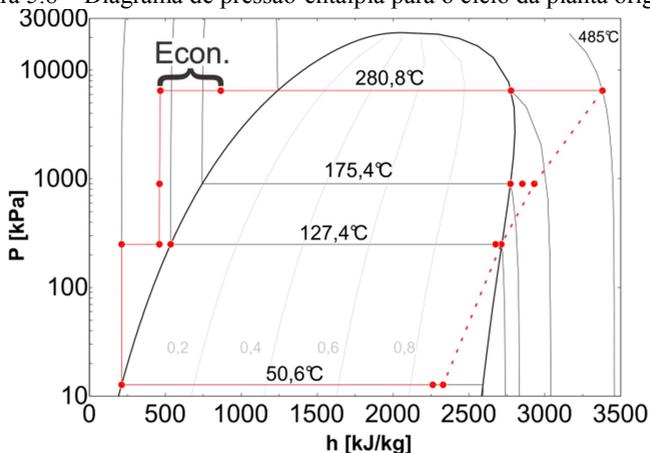
Tabela 5.2 - Dados de entrada do modelo completo.

#	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão [kg/s]	Título [-]
1	485	6495	27,90	-
2	-	900	-	-
3	-	250	-	-
4	51	Saturação	-	-
5	51	Saturação	-	0
6	-	250	-	-
7	110	250	-	-
8	-	6495	-	-
9	-	6495	$\geq 13,95$	-
10	110*	6495	$\geq 13,95$	-
11	203*	6495	$\geq 13,95$	-
12	485*	6495	$\geq 13,95$	-
13	-	6495	$\leq 13,95$	-
14	485	6495	$\leq 13,95$	-
15	110	250	-	-
16	-	900	-	-
17	Saturação	900	0 ou 6,94	1
18	Saturação	250	0 ou 6,94	0
19	110	250	-	-
20	-	900	-	-
21	Saturação	900	-	1
22	110	250	-	-
23	-	6495	-	-
24	Saturação	6495	-	1
25	20*	atm	-	Não se aplica
26	225*	atm	-	Não se aplica
27	20*	atm	-	Não se aplica
28	174*	atm	-	Não se aplica
29	407*	atm	-	Não se aplica
30	367*	atm	-	Não se aplica
31	231*	atm	-	Não se aplica
32	161*	atm	-	Não se aplica

\*Dados de projeto da caldeira.

A Figura 5.8 mostra o diagrama de pressão por entalpia para o ciclo de vapor da planta termoeletrica considerada. O patamar cuja temperatura de saturação é de 50,6°C corresponde ao condensador. A temperatura de saturação de 127,4°C corresponde a extração para o desaerador. O vapor de processo possui temperatura de saturação de 175,4°C, enquanto que a maior pressão do sistema, cuja temperatura de saturação é de 280,8°C corresponde a pressão da caldeira, que superaquece o vapor até 485°C. A parcela de atuação do economizador é indicada na figura, no patamar de mais alta pressão. A linha pontilhada corresponde à expansão do vapor ao longo da turbina, com seus respectivos pontos de extração.

Figura 5.8 – Diagrama de pressão-entalpia para o ciclo da planta original.



Fonte: do autor.

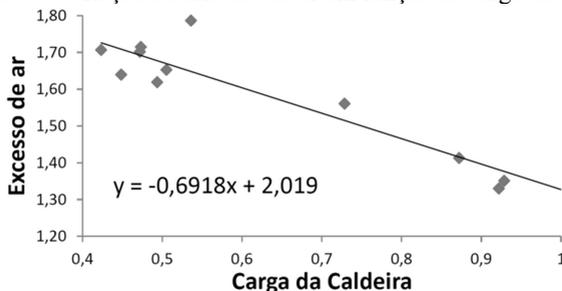
O ar primário (Ar 1) da combustão é pré-aquecido no trocador Pré-Ar Baixa, bem como o ar secundário (Ar 2), no trocador Pré-Ar Alta. A terceira entrada de ar (Ar 3) é associada a entrada de combustível no VCI e não passa por processo de pré-aquecimento; sua vazão é definida pela Eq. (5.1).

$$\dot{m}_{ar1} + \dot{m}_{ar2} + \dot{m}_{ar3} + \dot{m}_{cb} \cdot (1 - Z) = \dot{m}_{gás} \quad (5.1)$$

O excesso de ar interfere na vazão de  $\dot{m}_{gás}$ , e consequentemente nas vazões de  $\dot{m}_{ar1}$ ,  $\dot{m}_{ar2}$  e  $\dot{m}_{ar3}$ . O excesso de ar, por sua vez, varia conforme a carga da caldeira, de acordo com a Figura 5.9. O excesso de

ar aumenta com a diminuição da vazão da caldeira em sistemas reais na tentativa de se obter uma queima mais completa. Os dados da Figura 5.9 foram obtidos experimentalmente e fornecidos pelos operadores da planta de cogeração.

Figura 5.9 - Variação do excesso de ar em função da carga da caldeira.



Fonte: do autor.

Na Figura 5.7 o volume de controle externo, indicado como “Caldeira” engloba VC1 e seus trocadores de calor. Referente a este volume de controle externo o fabricante da caldeira fornece uma eficiência isentrópica relativa ao PCI de 84,7%, definida pela Eq. (5.2). Este valor é válido somente para condição de operação em 100% da carga da caldeira.

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{m}_{12} \cdot h_{12} - (\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{24} \cdot h_{24})}{PCI \cdot \dot{m}_{cb}} \quad (5.2)$$

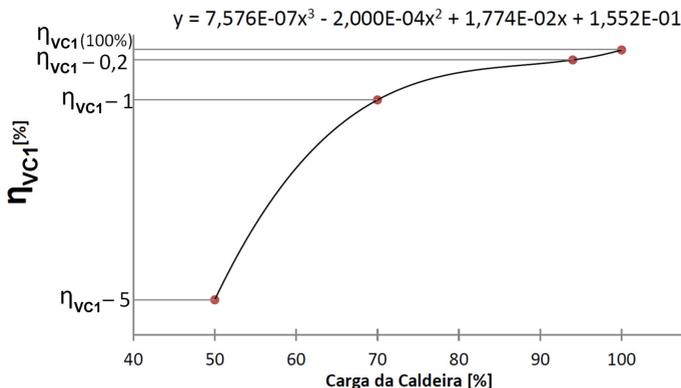
onde  $\eta_{cald}$  representa a eficiência da caldeira em estudo;  $\dot{m}$  representa a vazão mássica em kg/s para o ponto indicado, bem como  $h$ , representa a entalpia, em kJ/kg, para o ponto indicado. Todas as numerações estão de acordo com a Figura 5.7.

O volume de controle interno à caldeira (VC1) envolve sua fornalha, paredes d'água e superaquecedores. O balanço de energia em suas fronteiras, explicitado na Eq. (5.3), fornece a temperatura de saída dos gases ( $T_{29}$ ). Considera-se que as cinzas caem no cinzeiro a 1000°C; admite-se o calor específico das cinzas,  $cp_{cz}$ , igual a 1,21 kJ/kg-K (BAZZO, 1995). O último termo desta equação representa as perdas térmicas que são quantificadas em relação ao calor disponível da caldeira.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{m}_{26} \cdot cp_{ar26} \cdot (T_{26} - T_{ref}) + \dot{m}_{28} \cdot cp_{ar28} \cdot (T_{28} - T_{ref}) + \\ \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{24} \cdot h_{24} = \dot{m}_{gás29} \cdot cp_{gás29} \cdot (T_{29} - T_{ref}) + \\ Z \cdot \dot{m}_{cb} \cdot cp_{cz} \cdot (1000 - T_{ref}) + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{Q}_{perdas} \cdot \dot{Q}_{disponivel} \end{aligned} \quad (5.3)$$

A eficiência no volume de controle interno,  $\eta_{VCI}$ , referente a VC1, pode ser determinada pelo método das perdas, definido entre as Eq. (3.43) a Eq. (3.45). O comportamento da eficiência  $\eta_{VCI}$  é caracterizado na modelagem como mostra a Figura 5.10, de acordo com o esperado para este tipo de caldeira operando em carga parcial. Esta curva de eficiência é determinada de acordo com a experiência de projetistas de caldeiras. O valor de  $\eta_{VCI(100\%)}$  é determinado considerando o valor de manual de 84,7% para a eficiência  $\eta_{cald}$  com a caldeira em 100% da carga.

Figura 5.10 - Caracterização da eficiência de VC1 para carga variável da caldeira.



Fonte: do autor.

Para o caso específico desta caldeira,  $\dot{Q}_{disp}$  e  $\dot{Q}_{útil}$  são determinados nas Eq. (5.4) e Eq. (5.5), respectivamente.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{disp} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \dot{m}_{26} \cdot cp_{ar26} \cdot (T_{26} - T_{ref}) + \\ \dot{m}_{28} \cdot cp_{ar28} \cdot (T_{28} - T_{ref}) \end{aligned} \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{Q}_{disp} - \left[ \dot{Q}_{gás29} + \dot{Q}_{rad/conv} + \dot{Q}_{var} \right] \quad (5.5)$$

A Eq. (5.4) considera no volume de controle VC1, que o calor disponível,  $\dot{Q}_{disp}$ , é referente a energia entregue pelo combustível mais a energia das duas entradas de ar aquecidas nos pré-aquecedores. A Eq. (5.5) para o calor útil em VC1 considera o calor disponível com a dedução de perdas térmicas que ocorrem neste volume de controle. São consideradas três perdas: perda pelos gases quentes que saem de VC1,  $\dot{Q}_{gás29}$ ; perdas relacionadas à radiação e convecção das paredes externas de VC1 para o ambiente,  $\dot{Q}_{rad/conv}$ ; e outras perdas variáveis,  $\dot{Q}_{var}$ . Essas ineficiências da fornalha são descritas nas Eq. (5.6), Eq. (5.7) e Eq. (5.8), respectivamente. As perdas com as cinzas contidas na biomassa são desconsideradas por representarem menos de 0,02% do calor disponível.

$$\dot{Q}_{gás29} = \dot{m}_{gás} \cdot cp_{gás29} \cdot (T_{29} - T_{ref}) \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{rad/conv} = 0,025 \cdot \dot{Q}_{disp,máx} \quad (5.7)$$

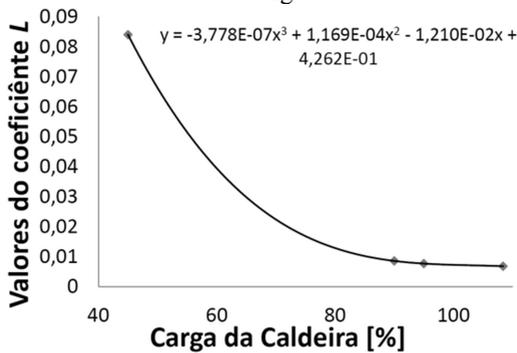
$$\dot{Q}_{var} = L \cdot \dot{Q}_{disp} \quad (5.8)$$

A Eq. (5.7) possui um multiplicador constante de 2,5% para todas as cargas da caldeira, pois as perdas por radiação e convecção podem ser consideradas constantes em relação ao calor disponível em carga máxima. Este fator é assim considerado, pois a temperatura das paredes d'água da fornalha se mantém constante durante a ebulição. O valor de 2,5% é indicado pela experiência de projetistas da área.

O fator  $L$  presente na Eq. (5.8) representa as perdas térmicas crescentes com a diminuição da carga da caldeira. A curva que a reproduz está na Figura 5.11. Essas perdas podem ocorrer devido a má distribuição de ar e combustível em baixas cargas da caldeira, o que promoveria um baixo excesso de ar em alguns locais da grelha de combustível devido ao surgimento de caminhos preferenciais do ar entre o combustível. Essa má mistura leva à queima incompleta do combustível, resultando em material não queimado no cinzeiro, carregamento de carbono não queimado com os gases de combustão, e queima incompleta de monóxido de carbono. A curva da Figura 5.11 juntamente com a curva de comportamento de eficiência da fornalha (Figura 5.10) servem para caracterizar este sistema. A curva da Figura

5.11 é ajustada de modo que a temperatura na saída da fornalha seja sempre decrescente com a diminuição da carga da caldeira. A determinação mais precisa destes fatores para uma caldeira em particular podem servir de foco de pesquisa para outros trabalhos.

Figura 5.11 - Caracterização das perdas crescentes da caldeira com a redução de sua carga.

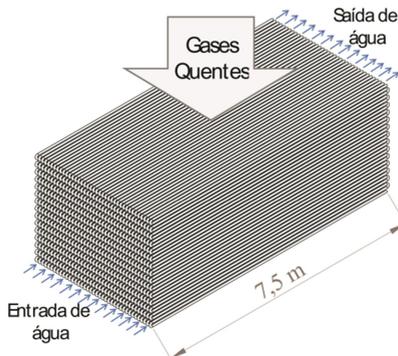


Fonte: do autor.

### *Economizador e Pré-aquecedores de ar*

O economizador, constituído de um banco de tubos lisos em forma de serpentinas, é ilustrado na Figura 5.12e suas características expostas na Tabela 5.3. O escoamento de alta pressão da água ocorre internamente aos tubos.

Figura 5.12 - Representação do economizador e dos fluxos de água de alimentação e dos gases quentes.



Fonte: do autor.

Tabela 5.3 - Características do Economizador

Característica	Dimensão
Diâmetro externo	50,8 mm
Diâmetro interno	42,42 mm
Área de troca térmica	1410,0 m <sup>2</sup>
Área de passagem do gás	13,0 m <sup>2</sup>
Número de serpentinas	39 unidades
Comprimento total da serpentina	230,1 m
Comprimento de seção da serpentina	7,5 m
Vazão do gás	30,75 kg/s
Vazão da água	75,54 kg/s
Passes da água	1
Passes do ar	1

Os pré-aquecedores de ar são compostos por bancos de tubos lisos e retos. O escoamento de gases quentes ocorre internamente aos tubos. Suas características são expostas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Características dos pré-aquecedores de ar.

Característica	Pré-Ar Alta	Pré-Ar Baixa
Diâmetro externo	63,5 mm	63,5 mm
Diâmetro interno	59,0 mm	59,0 mm
Área de troca térmica	901 m <sup>2</sup>	4433 m <sup>2</sup>
Área de passagem do gás quente	9,80 m <sup>2</sup>	9,80 m <sup>2</sup>
Área de passagem do ar frio	4,35 m <sup>2</sup>	10,71 m <sup>2</sup>
Comprimento total dos tubos	1312 mm	3152 mm
Número de tubos	3588 unidades	7168 unidades
Passo perpendicular ao ar frio	80 mm	80 mm
Passo paralelo ao ar frio	100 mm	100 mm
Vazão do gás quente	75,54 kg/s	75,54 kg/s
Vazão do ar frio	17,11 kg/s	39,93 kg/s
Passes do gás quente	1	2
Passes do ar frio	1	1

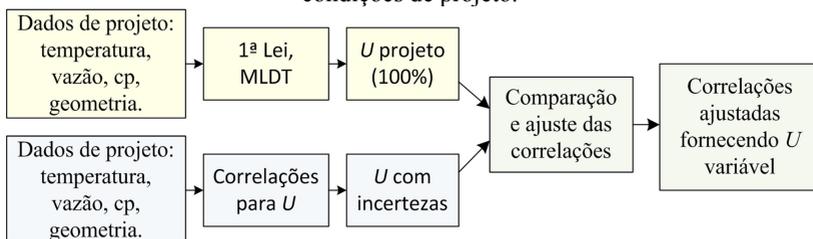
Para o cálculo das vazões mássicas de gás quente e de ar para combustão tomou-se como base as temperaturas de projeto (Tabela 5.2) e a vazão mássica de água de alimentação no economizador (30,75 kg/s). A primeira lei da termodinâmica pode ser aplicada com esses dados para encontrar a vazão dos gases de combustão. O procedimento

descrito na Seção 3.1, Combustão, permite também calcular a vazão de gases de combustão, juntamente com o PCI do combustível. Com a imposição de que essas duas abordagens forneçam o mesmo resultado de vazão de gases, pode-se obter a umidade do combustível que feche o balanço de massa e energia no economizador. Desta forma tem-se uma condição de escoamento de gases que se encaixa de forma coerente às temperaturas de projeto.

De posse da vazão do escoamento de gases quentes e as temperaturas de projeto, pode-se obter com a primeira lei as vazões de ar forçado (Ar1 e Ar2) para os pré-aquecedores

O procedimento do cálculo do coeficiente global de transferência de calor para os trocadores fora das condições de projeto é explicitado no fluxograma da Figura 5.13.

Figura 5.13 - Fluxograma para o método de cálculo do coeficiente  $U$  fora das condições de projeto.



Fonte: do autor.

A condutância global dos trocadores de calor,  $U$  em  $\text{kW/m}^2\text{-K}$ , pode ser calculado nas condições de projeto através do método MLDT. O procedimento descrito na seção 3.2.1 *Trocadores de Calor* também permite o cálculo de  $U$  para diferentes velocidades de escoamento, porém com as incertezas intrínsecas de suas correlações. Ao comparar as duas abordagens de cálculo do coeficiente de troca de calor, pode-se adotar um ajuste,  $\Lambda$ , aos resultados fornecidos pelas correlações da Seção 3.2.1, que será aplicado no equacionamento como na Equação (5.9). Desta forma, as correlações podem ser utilizadas para calcular o valor de  $U$  fora das condições de projeto da caldeira, partindo de um valor corrigido para o caso de 100% da carga da caldeira. Esses fatores de ajuste multiplicam os coeficientes de transferência de calor por convecção interna e externa, na Eq. (3.21), sendo atribuído igualmente sobre a convecção interna e externa.

$$R_{tot} = R_{cond} + \Lambda \cdot (R_{conv,i} + R_{conv,e}) \quad (5.9)$$

## 6. Resultados e Discussões

Os dados fornecidos pelo fabricante da caldeira estudada neste trabalho serviram de base para a modelagem de seus componentes. A caldeira foi inicialmente simulada para sua carga máxima (30,75 kg/s de geração de vapor) e seus parâmetros são expostos na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Dados de projeto e valores simulados para a caldeira.

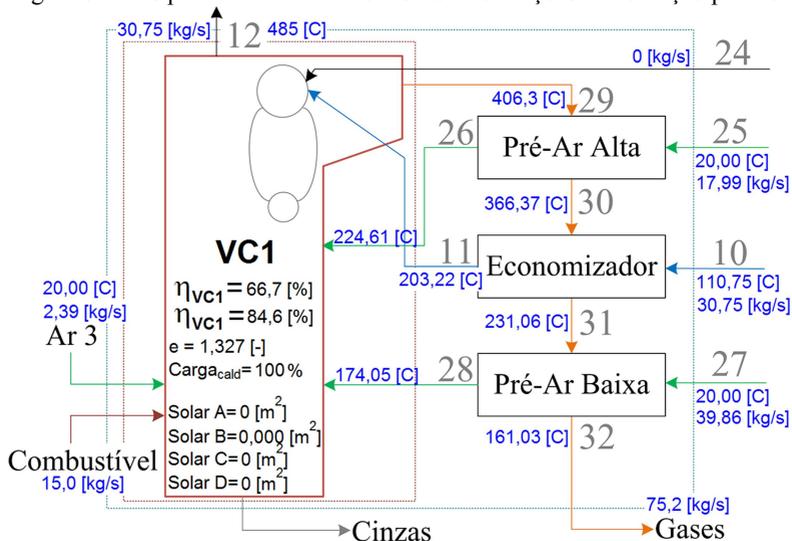
Parâmetro	Dados de Projeto	Valores Simulados
T10	110,0 °C	110,8 °C
T11	203,0 °C	203,3 °C
T12	485,0 °C	485,0 °C
T25/T27	20,0 °C	20,0 °C
T26	225,0 °C	224,7 °C
T28	174,0 °C	174,0 °C
T29	407,0 °C	406,3 °C
T30	367,0 °C	366,4 °C
T31	231,0 °C	231,1 °C
T32	161,0 °C	161,0 °C
$\dot{m}_{10}$	30,75 kg/s	30,75 kg/s
$\dot{m}_{25}$	17,1 kg/s	17,9 kg/s
$\dot{m}_{27}$	39,9 kg/s	39,9 kg/s
$\dot{m}_{29}$	75,5 kg/s	75,2 kg/s
Umidade combustível	50,0%	48,5%
PCI	7740,4 kJ/kg	7065,0 kJ/kg
Combustível	14,88 kg/s	15,0 kg/s
Excesso de ar	35%	33%

As pequenas divergências existentes entre os valores de referência e as saídas simuladas devem-se aos fatores de ajustes adotados. Entre estes fatores cita-se a curva de excesso de ar que foi originada entre dados experimentais, como mostra a Figura 5.9, e o valor de umidade, que foi ajustado para igualar os resultados da vazão de gases de combustão calculados pela primeira lei no economizador e pelo método exposto na *Seção 3.1*. Ao fornecer valores diferentes do

manual, o excesso de ar e umidade do combustível influenciaram nas vazões de ar, de combustível, PCI e temperaturas. Ressalta-se que o PCI foi reconsiderado com base na análise elementar do combustível.

A Figura 6.1 ilustra a representação da caldeira com as informações de temperaturas, vazões, excesso de ar e eficiências. Nesta condição, todos os campos solares estão desativados, sendo o caso de carga plena da caldeira.

Figura 6.1 - Esquema da caldeira com suas informações na condição padrão.



Os coeficientes de convecção interna e externa são calculados para os trocadores de calor da caldeira através das correlações da Seção 3.2 e expostos na Tabela 6.2. Esses valores permitem o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor que podem ser comparados aos coeficientes calculados pelo método MLDT. Estes últimos valores são expostos na Tabela 6.3.

Os ajustes,  $\Lambda$ , aplicados às correlações de convecção interna e externa para que estas forneçam o mesmo valor de  $UA$  que o método MLDT são expostos na Tabela 6.4. Os valores das correlações que forneceram os melhores ajustes são marcados com asterisco na Tabela 6.2.

Esses ajustes, que corrigirão as correlações para condições de carga parcial da caldeira, variam de 6,0% para o economizador a 17,9%

para o Pré-Ar HP, estando dentro das margens de incerteza esperadas para as correlações utilizadas.

Tabela 6.2 - Valores dos coeficientes de transferência de calor para os três trocadores de calor da caldeira. Valores em kW/m<sup>2</sup>-K.

Escoamento	Correlação (Eq.)	Pré-Ar HP	Eco.	Pré-Ar LP
Externo	Grimison (3.27)	0,0454*	0,0702	0,0416*
Externo	Zukauskas (3.28)	0,0503	0,0806	0,0458
Externo	Gnielinski (3.30)	0,0490	0,0605*	0,0454
Interno	Dittus-Boelter (3.22)	0,0383	4,8432	0,0345
Interno	Gnielinski (3.26)	0,0535*	4,8066	0,0316*
Interno	Kaká(3.24)	0,0550	7,7723*	0,0491

Tabela 6.3 - Coeficiente global de transferência de calor pelo método MLDT.

Trocador	UA [kW/K]
Pré-Ar HP	14,6
Economizador	87,8
Pré-Ar LP	67,0

Tabela 6.4 – Ajustes aplicados de acordo com a Eq. (5.9).

Trocador	$\Delta$ [-]
Pré-Ar HP	0,8207
Economizador	1,0601
Pré-Ar LP	0,8622

Para o caso da caldeira a 100%, com o excesso de ar em 33% ( $e$  igual a 1,33), as perdas térmicas de VC1 por radiação e convecção, pela saída dos gases quentes (ponto 29) e as perdas variáveis pela combustão são mostradas na Tabela 6.5. Essas perdas térmicas resultam na eficiência de 66,7% para VC1. As perdas térmicas por gases da chaminé (ponto 32) também são consideradas para a caldeira. Como os pré-aquecedores de ar e economizador recuperam parte da energia dos gases

quentes, a caldeira como um todo possui uma eficiência térmica maior, de 84,6% em carga plena.

Tabela 6.5 – Perdas térmicas referentes ao calor disponível com a caldeira em 100% de carga.

Perda de Energia	% ao $\dot{Q}_{disp}$
Gases de VC1 (T29)	29,8%
Gases da chaminé (T32)	10,5%
Rad/convec.	2,8%
Perdas variáveis	0,7%

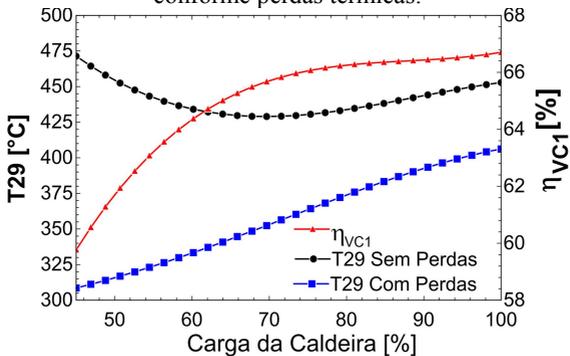
### *Operação do sistema fora da condição de projeto*

A hibridização da termoelétrica com a energia solar vai impor no sistema um comportamento fora do seu modo padrão de projeto. Entre essas variações ressalta-se a operação em carga parcial e com diferentes temperaturas de água de alimentação. A variação na carga da caldeira será típica da interferência causada pela operação do campo Solar B.

Para a correta caracterização da caldeira em carga parcial é necessário que se estude o comportamento de suas perdas térmicas. Sem as perdas térmicas  $\dot{Q}_{rad/conv}$  e  $\dot{Q}_{var}$  e com a imposição da curva decrescente de eficiência de VC1, ocorreria o aumento da temperatura de saída dos gases com a diminuição da carga da caldeira, porém este comportamento é impossível de ocorrer em condições reais. A curva de eficiência de VC1, e a temperatura de saída dos gases com e sem perdas térmicas são expostas na Figura 6.2.

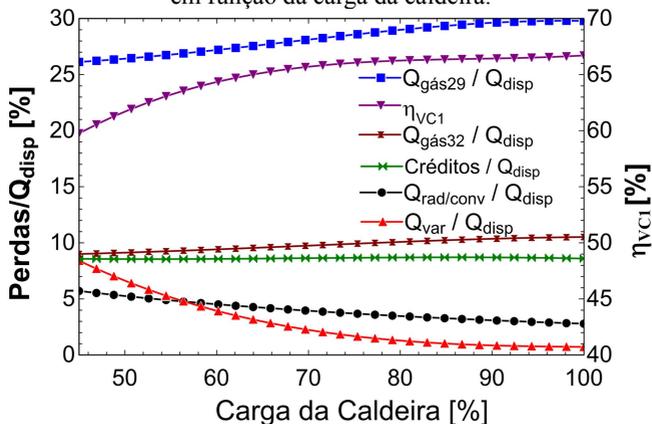
Pela aplicação do balanço de energia no volume de controle VC1 que determina sua temperatura de saída dos gases, pode-se observar que outras ineficiências devem existir além das constantes perdas térmicas por radiação e convecção. Essas perdas devem ser crescentes com a redução da carga, como mostra a Figura 5.11, para que a temperatura de saída dos gases seja sempre decrescente com a carga decrescente da caldeira. Ressalta-se com isso a importância da determinação das perdas térmicas em caldeiras para sua correta caracterização, principalmente a liberação de CO e carbono não queimado em plantas a biomassa. Sabe-se que devido à mistura imperfeita entre combustível na grelha e o ar de combustão haverá a liberação de monóxido de carbono em carga parcial, mesmo com altas temperaturas médias de queima. Porém existe a dificuldade de se obter estes dados experimentais.

Figura 6.2 - Eficiência imposta à VC1 e comportamento de T29 (saída de VC1) conforme perdas térmicas.



A fração das perdas térmicas relativas ao calor disponível em VC1 para cada ponto de operação da caldeira é exposta na Figura 6.3.

Figura 6.3 - Perdas térmicas relativas ao calor disponível e eficiência de VC1 em função da carga da caldeira.



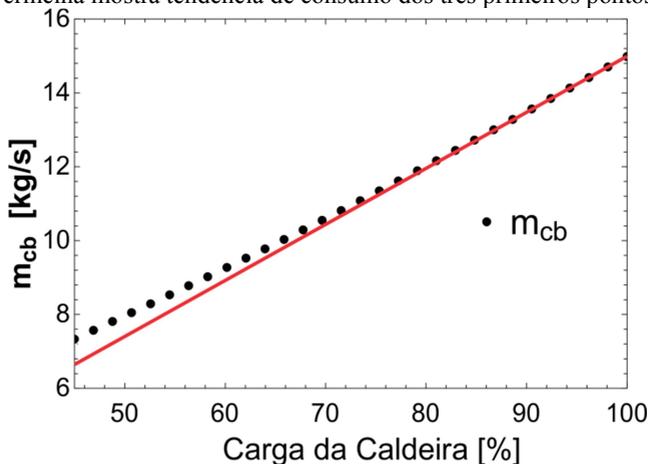
$$\eta_{VC1} = 1 - \frac{\left[ \downarrow \dot{Q}_{gás29} + \uparrow \dot{Q}_{rad/conv} + \uparrow \dot{Q}_{var} \right]}{\uparrow \dot{m}_{cb} \cdot PCI + \downarrow \text{Créditos}}$$

A fração de energia referente às entradas de ar pré-aquecido em VC1 são também quantificadas como *créditos* na mesma imagem. A eficiência de VC1,  $\eta_{VC1}$ , é ainda mostrada para comparação junto ao comportamento das perdas térmicas.

A maior perda de energia de VC1 é referente à saída de gases quentes de combustão, variando de 29,8% a 26,1% do calor total disponível instantâneo, calculado ponto a ponto. Parte desta energia é recuperada nos pré-aquecedores e economizador, rejeitando para a chaminé ( $\dot{Q}_{gás24}$ ) de 10,5% a 9,0% da energia disponível. As perdas variáveis de VC1, que aumentam com a redução da carga, variam de 0,7% a 8,4%. Essas perdas são as relacionadas às já citadas ineficiências que crescem com a redução da carga da caldeira. Como as perdas por radiação e convecção ( $\dot{Q}_{rad/conv}$ ) são relacionadas ao calor disponível máximo de VC1, possuem um valor proporcionalmente crescente ao calor disponível instantâneo para cada valor de carga reduzida, variando de 2,8% a 5,7%.

Tem-se como consequência da queda de eficiência de VC1 que seu consumo de combustível será proporcionalmente maior para cargas reduzidas da caldeira. Este comportamento pode ser visto na Figura 6.4 que mostra o consumo de combustível em relação à carga da caldeira.

Figura 6.4 - Consumo de combustível em função da carga da caldeira. Curva vermelha mostra tendência de consumo dos três primeiros pontos.



A linha contínua desta imagem mostra a tendência de consumo que ocorre entre 100% e 96% da carga da caldeira, que se fosse mantida constante resultaria em um consumo menor de combustível em carga de 45%. Pode-se observar que o consumo de combustível passa a se afastar mais da tendência inicial a partir de 70% da carga da caldeira, ponto a partir de onde a eficiência de VC1 começa a ter maior redução.

Como consequência do maior consumo de combustível imposto pela eficiência de VC1, a eficiência da caldeira como um todo apresenta comportamento semelhante, porém em patamar superior, já que leva em consideração a recuperação de energia dos gases quentes pelos pré-aquecedores de ar e economizador (Figura 6.5).

Em relação aos trocadores de calor, estes terão suas vazões de ar modificadas devido à redução de carga da caldeira. As vazões de ar primária e secundária serão também modificadas conforme o aumento do excesso de ar, enquanto que a terceira entrada de ar é proporcional apenas ao consumo de combustível (Figura 6.6).

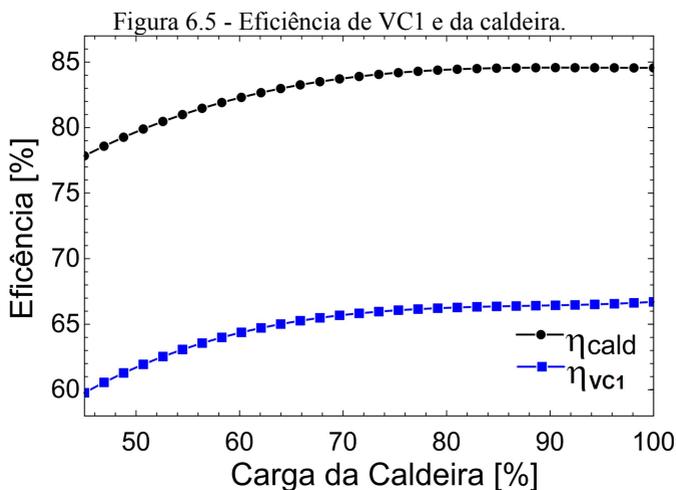
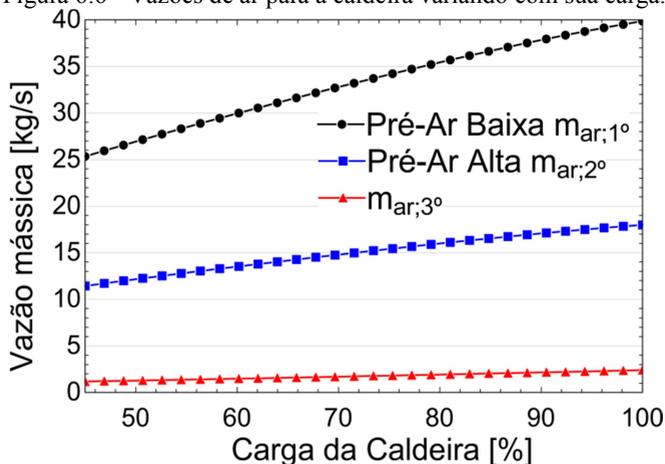


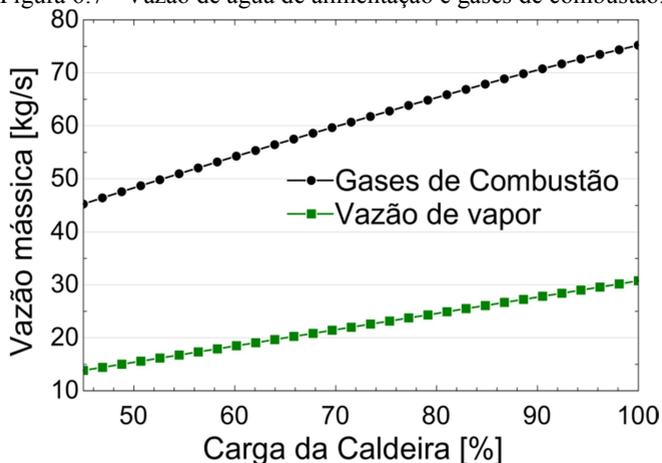
Figura 6.6 - Vazões de ar para a caldeira variando com sua carga.



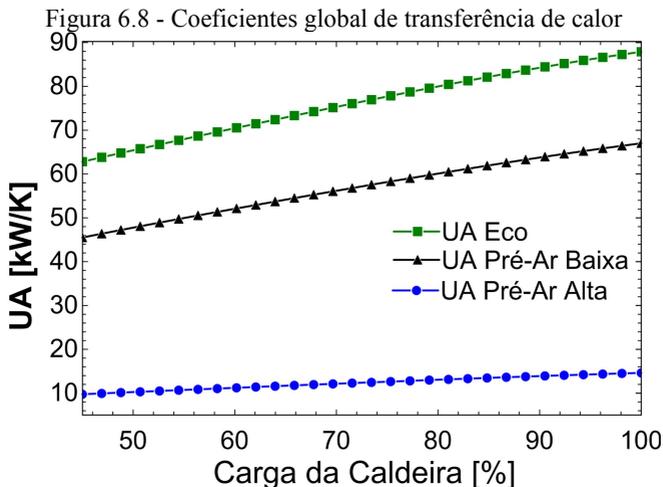
A soma das três entradas de ar mais o combustível consumido na caldeira resulta na vazão de gases de combustão, mostrados na Figura 6.7. A vazão de gases de combustão é reduzida com o menor consumo de combustível, porém, o aumento do excesso de ar contribui para que a queda da vazão de gases não seja mais expressiva. Em 45% da carga da caldeira, a vazão de ar foi reduzida para 59% de seu valor inicial.

A vazão de vapor gerado, também exposta na Figura 6.7, é quem determina o parâmetro de carga da caldeira.

Figura 6.7 - Vazão de água de alimentação e gases de combustão.

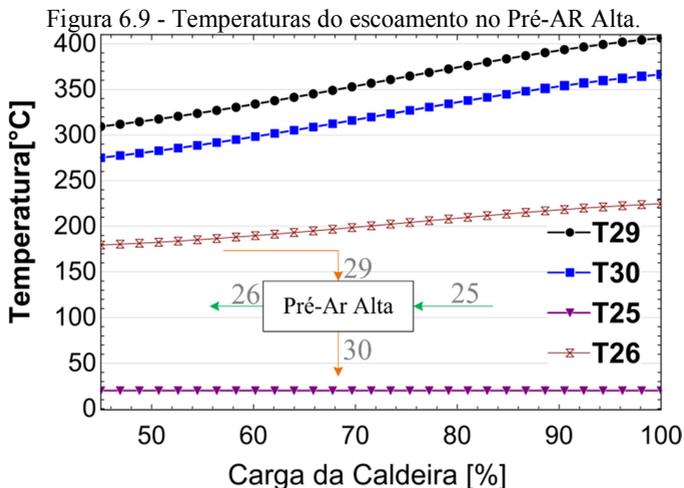


Em consequência da vazão decrescente de gases e água na área sempre fixa de troca de calor dos pré-aquecedores e economizador, haverá a redução dos coeficientes global de transferência de calor desses equipamentos, como pode ser visto na Figura 6.8.

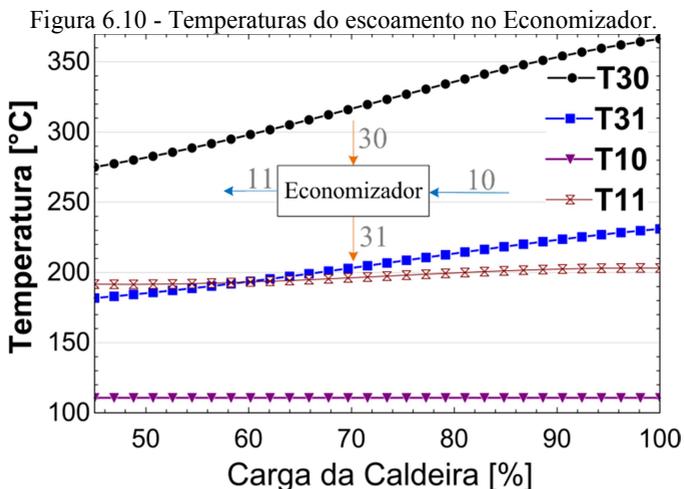


O valor de  $UA$  do economizador tem uma queda de 28,5% entre as cargas de 100% a 45%. Os valores de  $UA$  para os pré-aquecedores de ar de alta e baixa temperatura caem 33,4% e 32,1% respectivamente. Apesar da redução da vazão de água ser maior do que a redução de vazão dos gases de combustão, os Pré-Aquecedores de ar sofrem uma maior redução de coeficiente de transferência de calor do que o economizador.

As mudanças na característica dos escoamentos e nos coeficientes de troca de calor levam a mudanças nas temperaturas dos equipamentos conforme a variação de carga da caldeira. As temperaturas do pré-aquecedor Pré-AR Alta são mostradas na Figura 6.9. A temperatura  $T_{29}$  é resultado da simulação de VC1 e seus balanços de energia. A temperatura  $T_{25}$ , do ar primário de combustão proveniente do ambiente, é constante e igual a 20°C. As outras temperaturas são resultados da troca de calor no pré-aquecedor de ar de alta temperatura. Apesar de haver uma queda considerável de temperatura no escoamento de gases quentes com a redução da carga em  $T_{29}$  e  $T_{30}$ , há também uma redução da vazão de Ar 1 ( $T_{25}$  e  $T_{26}$ ), o que suaviza a queda de temperatura  $T_{26}$ .



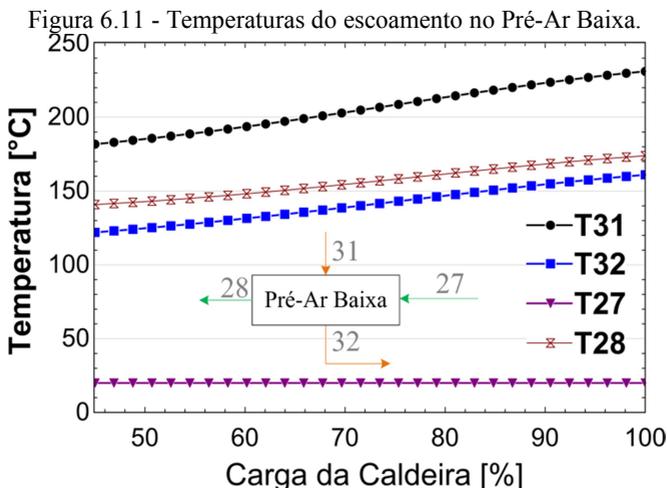
As temperaturas do escoamento para o Economizador é mostrada na Figura 6.10.



A queda de temperatura dos gases quentes de T30 para T31 fornecem a energia para o aquecimento da água de alimentação de T10 para T11 no economizador. A temperatura de saída da água, T11, pode ser maior do que a temperatura de saída dos gases quentes, T31, já que este é um trocador de calor em contra corrente, como mostra a Figura 5.12. A temperatura T10 será sempre constante e controlada pela saída

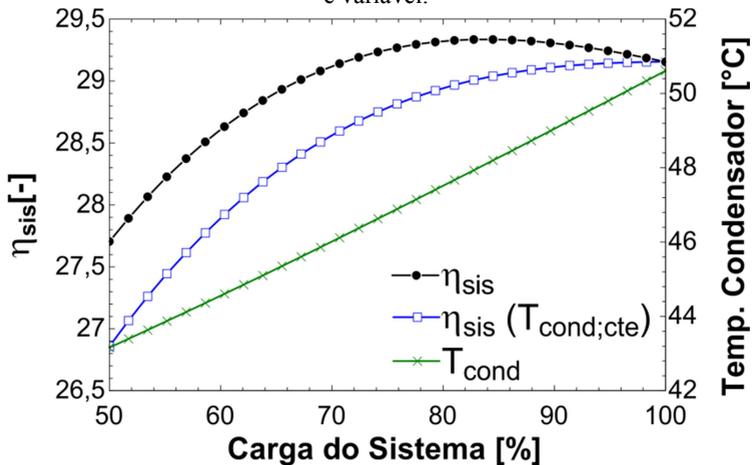
do atemperador até que se considere o pré-aquecimento da água de alimentação no campo Solar A.

Como os outros trocadores de calor, o Pré-Ar de baixa temperatura tem sua temperatura de operação decrescendo com a queda da caldeira, devido à diminuição da temperatura dos gases de combustão que saem de VC1. A temperatura de saída para a chaminé, T32, varia de 160°C a 122°C com a redução da carga da caldeira. As temperaturas mais baixas de saída dos gases podem levar à necessidade de manutenção mais frequente neste trocador de calor devido à oxidação que pode ocorrer com a condensação de ácidos proveniente dos gases de queima.



Ao se considerar todo o sistema da termoelétrica sem a inserção de energia solar, sua eficiência é mostrada na Figura 6.12. A curva superior,  $\eta_{sis}$ , representa a curva do sistema com a correta simulação do condensador, onde a temperatura de condensação diminui com a diminuição da carga do sistema. Essa diminuição da temperatura de condensação resulta em uma menor entalpia na saída da turbina e consequentemente maior salto entálpico entre sua entrada e saída. Esse ganho de diferença de entalpia na turbina é maior do que as ineficiências da caldeira até a carga de 83%, quando a curva de eficiência do sistema passa a ser decrescente. A temperatura de condensação cai com a queda da carga do sistema, pois o condensador passa a operar abaixo de sua capacidade, podendo levar a temperatura de condensação mais próximo da temperatura da fonte fria (água do rio, torre de resfriamento, etc).

Figura 6.12 - Eficiência do sistema para temperatura de condensação constante e variável.



Para poder observar a influência da temperatura de condensação sobre a eficiência do sistema, a curva de  $\eta_{sis}$  é mostrada para uma condição em que o condensador é ajustado para manter sempre a mesma temperatura de condensação. Sem o maior salto entálpico favorecendo a geração de potência na turbina, a eficiência do sistema seria sempre decrescente. A variação da vazão de vapor para a turbina será típica do fornecimento de vapor de processo para indústrias da região e também da operação do campo Solar C que causará maiores intermitências à turbina.

Uma segunda variação que leva o sistema a operar fora da condição de projeto é a temperatura da água de alimentação. Essa variação irá ocorrer apenas com a operação do campo Solar A.

A entrada de água mais aquecida na caldeira, causará, entre outras modificações, a redução do consumo de combustível para a geração de vapor em um mesmo determinado estado. A redução de combustível pode ser vista na Figura 6.13. Com a água de alimentação variando de 110°C para 197°C houve a redução de 10,4% no consumo de combustível. Ocorre ainda que o menor consumo de combustível exigirá menor vazão de ar para a queima e consequentemente menor vazão de gases de combustão.

O aumento na temperatura da água de alimentação modifica diretamente as temperaturas de operação do economizador e Pré-Ar de baixa temperatura. Na Figura 6.14 vê-se que a temperatura T11

alcança  $250^{\circ}\text{C}$ , valor limite de operação do economizador para esta caldeira, que opera com temperatura de saturação de  $280,8^{\circ}\text{C}$ .

Figura 6.13 - Consumo de combustível e gases de combustão variando com a temperatura da água de alimentação ( $T_{10}$ ). Caldeira em 100% da carga.

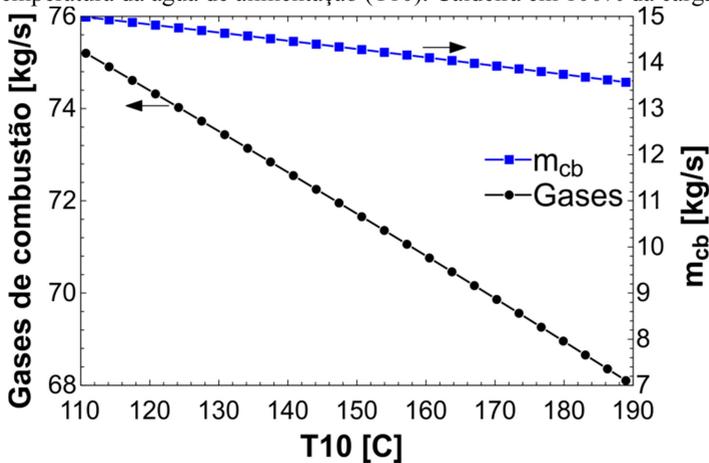
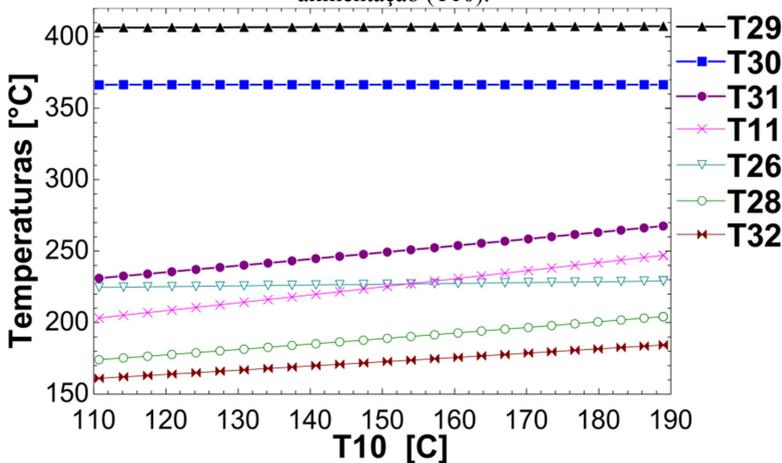
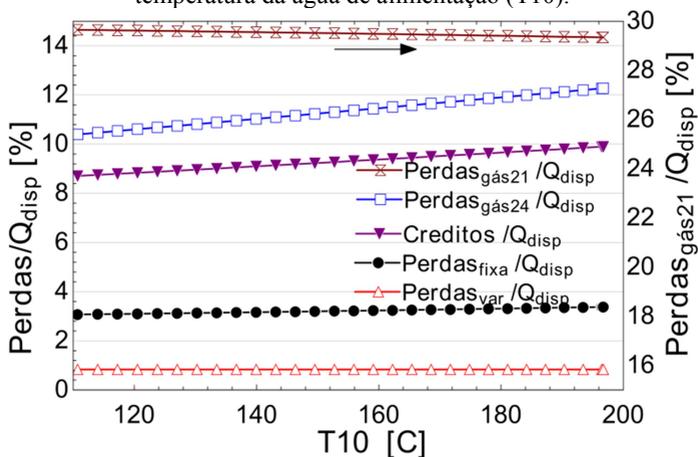


Figura 6.14 - Temperaturas da caldeira em função da temperatura da água de alimentação ( $T_{10}$ ).



O aumento da temperatura da água de alimentação resulta no aumento da temperatura de saída dos gases da caldeira, e conseqüentemente, maiores perdas térmicas, como mostra a Figura 6.15.

Figura 6.15 - Perdas térmicas e créditos de energia da caldeira em relação à temperatura da água de alimentação ( $T_{10}$ ).



O calor disponível instantâneo de VC1 é reduzido com a entrada de água mais aquecida devido à redução do consumo de combustível e consequente redução no ar de combustão, Eq. (5.4). As perdas relacionadas à saída de gases quentes de VC1 e as perdas que variam com a redução de carga da caldeira permanecem quase inalteradas em relação ao calor disponível quando ocorre o aumento da temperatura da água de alimentação (Figura 6.15). A água de alimentação mais quente acarreta ainda em temperatura de gases de exaustão também mais aquecidos, T24, o que resulta em maiores perdas térmicas em relação ao calor disponível.

As condutâncias globais dos três trocadores de calor estudados são reduzidos com o aumento da temperatura da água de alimentação. Isso resulta da redução da vazão de ar e gases de combustão causada pelo menor consumo de combustível.

As mudanças operacionais causadas pelo aumento da temperatura da água de alimentação (redução dos coeficientes de transferência de calor e maiores perdas térmicas nos gases de combustão) resultam na redução da eficiência da caldeira, Figura 6.17. A eficiência do sistema é reduzida pela menor eficiência da caldeira e também pela maior participação da energia solar, Eq. (3.39), que entra no sistema submetida à menor eficiência óptica dos coletores solares. Para esta figura, foi considerada uma eficiência óptica constante e igual a 65%.

Figura 6.16 – Condutâncias globais variando com a temperatura da água de alimentação ( $T_{10}$ ).

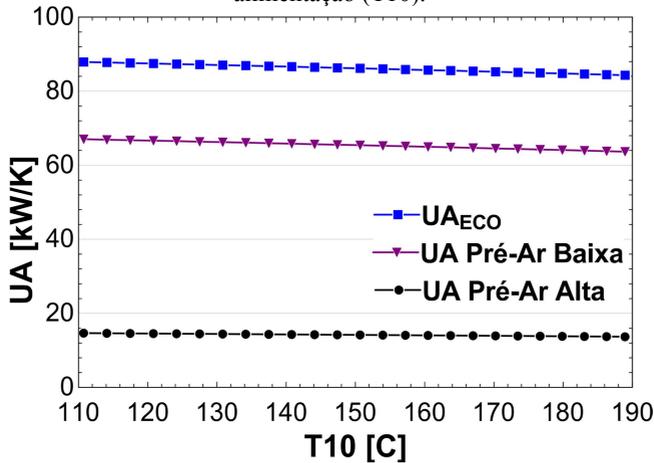
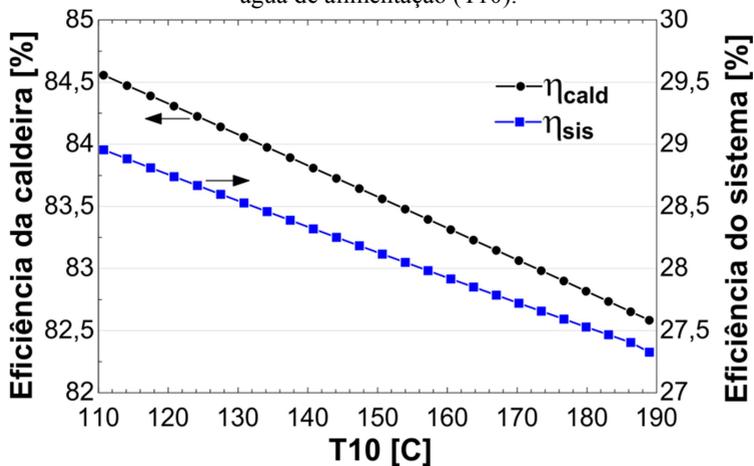


Figura 6.17 - Eficiência da caldeira e do sistema variando com a temperatura da água de alimentação ( $T_{10}$ ).

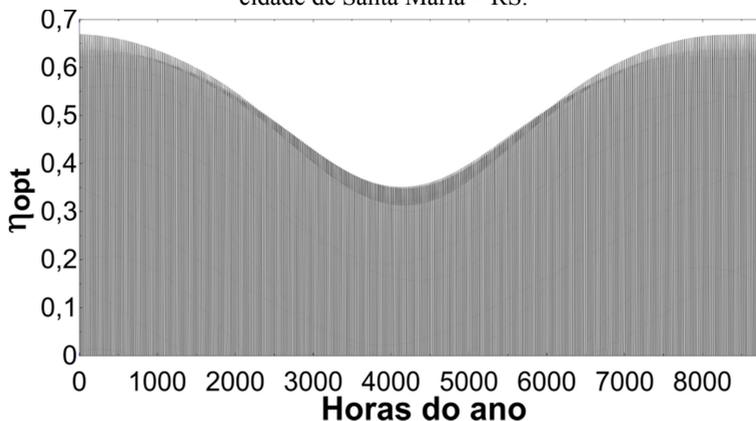


### *Operação dos coletores solares*

Como indicado anteriormente, a eficiência do sistema híbrido está submetida à eficiência da caldeira, já discutida, e à eficiência do campo solar. Esta última é dependente da orientação do sol em relação ao campo solar (Figura 4.8), descrita pelas Eq. (4.10) a Eq. (4.12).

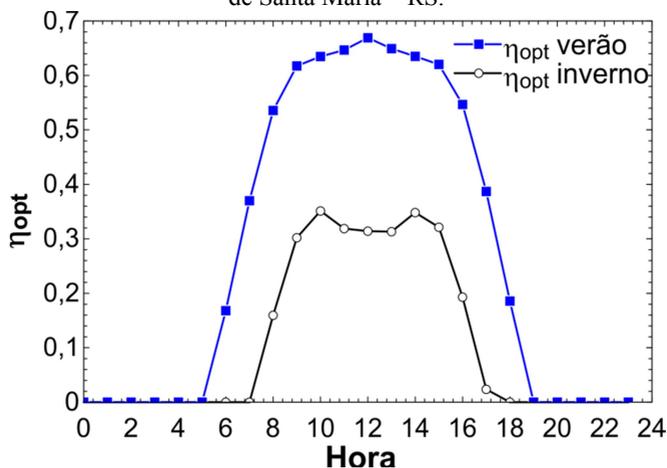
A eficiência do coletor solar varia ao longo do ano devido a inclinação solar, sendo máxima no verão e mínima no inverno, como mostra a Figura 6.18.

Figura 6.18 - Eficiência óptica dos coletores Fresnel ao longo do ano para a cidade de Santa Maria – RS.



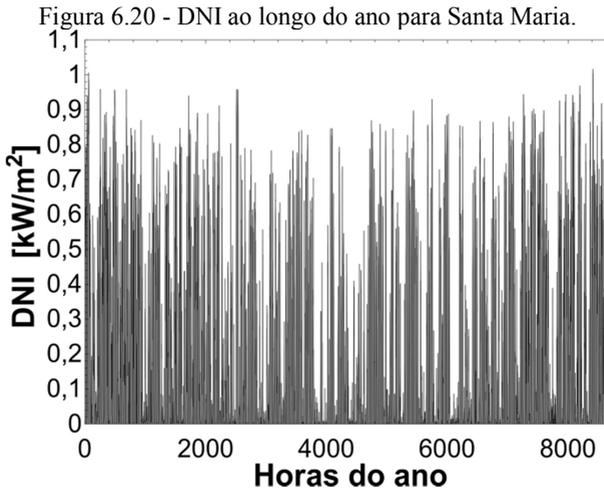
Um maior detalhamento do comportamento da eficiência dos coletores solares é mostrado na Figura 6.19, com os dois dias de solstício no ano. A maior eficiência no solstício de inverno equivale a apenas 52,5% da eficiência de pico obtida no solstício de verão.

Figura 6.19 - Eficiência óptica dos coletores Fresnel nos solstícios para a cidade de Santa Maria – RS.



Esta queda de eficiência óptica prejudica diretamente a geração de vapor a partir de coletores Fresnel. A eficiência óptica anual média obtida para o coletor Fresnel considerado foi de 46,8% considerando as horas com DNI maior do que  $0,25 \text{ kW/m}^2$ .

A região sul do Brasil possui uma distribuição de radiação solar direta bem distribuída ao longo do ano com pouca distinção entre inverno e verão, como mostrado na Figura 6.20. Em outras regiões onde é clara a existência de uma estação seca e uma estação de chuvas, este comportamento não se repete.



A absorção da radiação solar direta é submetida à eficiência dos coletores solares, como mostra a Figura 6.21, onde o DNI para o solstício de verão é mostrado juntamente com a quantidade de energia que se absorveria por metro quadrado de coletor solar,  $Q_{\text{painél}}$ , caso não houvesse perdas térmicas. O comportamento do DNI na Figura 6.21 provavelmente se deve a presença de céu encoberto no momento da medição, com o baixo DNI até às 15 horas. Estes e outros resultados são mostrados para o dia 23 de dezembro, como um típico dia de verão na região.

Para calcular a área de projeto de cada campo solar foi utilizado o DNI igual  $0,868 \text{ kW/m}^2$  e a eficiência óptica de 0,65. Este é o maior valor de DNI após a exclusão dos 5% mais altos. Com esses valores pode-se calcular as áreas necessárias, mostradas na Tabela 6.6, para atingir os requisitos de projetos descritos no início da Seção 5.1.1. Os

campos solares são limitados a não absorver mais energia do que a necessária para atender os requisitos de projeto.

Figura 6.21 – DNI, eficiência óptica e energia que chega ao coletor solar para o dia 23 de dezembro do ano típico meteorológico para Santa Maria – RS.

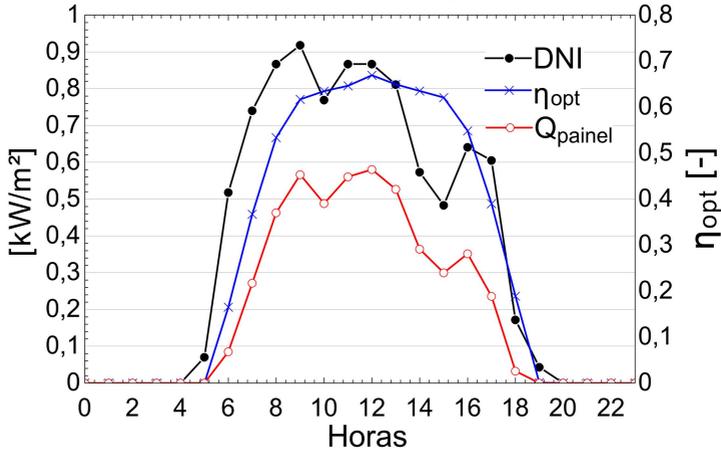


Tabela 6.6 - Requisitos e áreas de projeto.

Campo Solar	Requisito de Projeto	Área necessária
Solar A	$T_{11} \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}$	18700 m <sup>2</sup>
Solar B	Carga caldeira $\geq 45\%$	76300 m <sup>2</sup>
Solar C	$\dot{m}_2 = 0 \text{ kg/s}$	29000 m <sup>2</sup>
Solar D	Carga caldeira $\geq 45\%$	74000 m <sup>2</sup>

### ***Operação dos sistemas híbridos biomassa/solar***

A operação dos campos solares levará a modificações resultantes da variação da temperatura ou vazão de água de alimentação, consumo de combustível e variação nos fluxos de gases. Contudo, a natural intermitência da energia solar causará essas modificações de forma inconstante.

### ***Campo Solar A***

A interferência causada pelo campo Solar A é ilustrada no diagrama de pressão por entalpia pela linha espessa que antecede a participação do economizador, Figura 6.22. Pode-se observar também, que em comparação à Figura 5.8, o economizador tem uma participação

menor no aumento de temperatura do escoamento de água de alimentação devido à menor diferença de temperatura entre a água e os gases quentes. O comportamento do sistema devido a interferência do campo Solar A pode ser vista na Figura 6.23, que mostra a entrada necessária de combustível para manter a saída de vapor da caldeira em condições constantes, conforme ocorre o aumento da temperatura da água de alimentação no campo Solar A.

Figura 6.22 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar A.

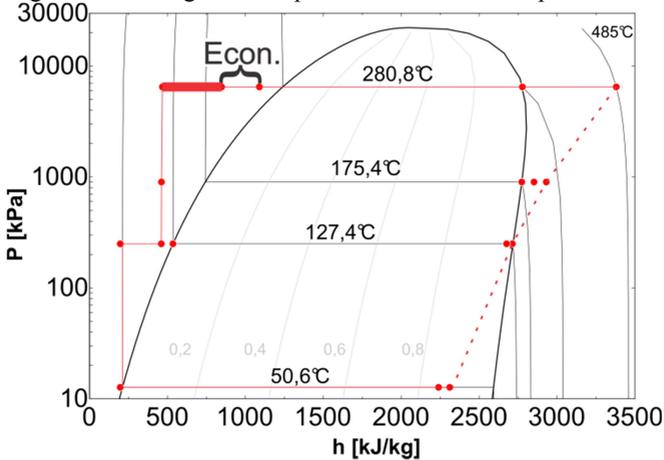
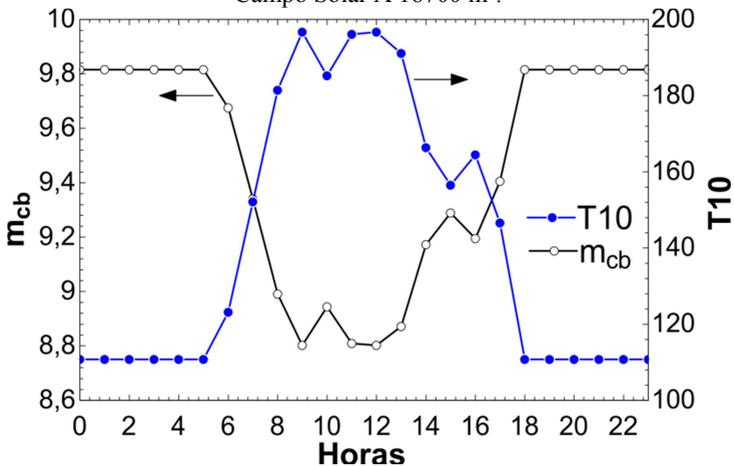


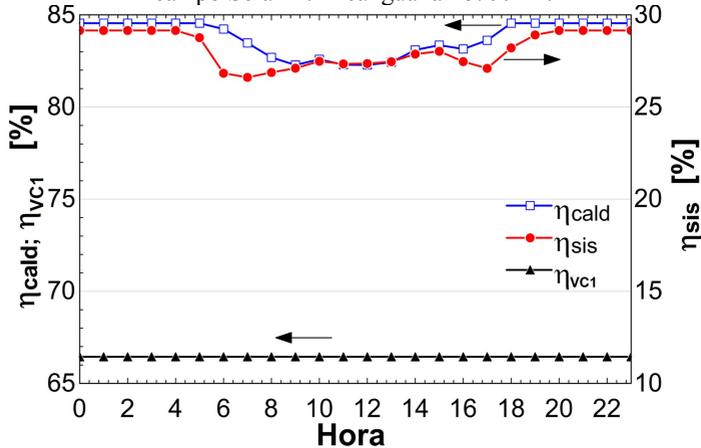
Figura 6.23 - Consumo de combustível e temperatura da água de alimentação. Campo Solar A 18700 m<sup>2</sup>.



A economia de combustível ocorre aqui de forma direta ao aumento da temperatura da água de alimentação, obedecendo ao balanço de energia no volume de controle da fornalha (VC1).

A Figura 6.24 mostra as eficiências de VC1, caldeira, e do sistema como um todo para o mesmo dia de operação do campo Solar A.

Figura 6.24 - Eficiência de VC1, caldeira e sistema completo com a atuação do campo Solar A. Área igual a 18700 m<sup>2</sup>.



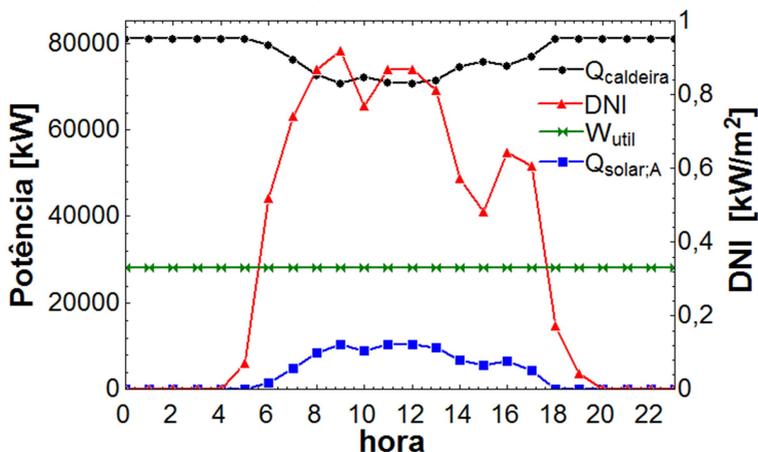
Como já comentado, a eficiência da caldeira cai com o aumento de T10 devido ao aumento das perdas térmicas pelos gases de exaustão. A eficiência de VC1 mostra-se constante frente à variação da temperatura da água de alimentação. Esta condição pode ser considerada próxima da realidade já que após a saída do economizador esta vazão de água será encaminhada ao tambor superior da caldeira, onde será misturada à água já em temperatura de saturação proveniente das paredes d'água. Pode-se supor que do complexo regime existente dentro do tambor, a condição da água que segue para as paredes d'água pouco é modificada pela variação de 50°C na temperatura da água que entra no tambor.

Da Figura 6.24 pode-se ver que a eficiência total do sistema,  $\eta_{sis}$ , é reduzida em uma proporção maior do que a queda de eficiência da caldeira nos horários de 7 e 17 horas. Isto se deve à alta incidência solar nesse dia de verão e a baixa eficiência óptica dos coletores com o Sol posicionado perto da linha do horizonte. Isso faz que com uma grande parcela disponível de energia solar seja pouco aproveitada para realizar trabalho, baixando a eficiência do sistema. Apesar de um sistema

globalmente menos eficiente devido à baixa eficiência óptica dos concentradores, há o aproveitamento da energia solar, economia de combustível e redução na emissão de gases de combustão.

Uma das principais vantagens deste sistema híbrido encontra-se na possibilidade de aproveitar a energia solar mantendo a geração de potência na turbina constante, já que a energia proveniente do combustível pode se ajustar às variações da energia solar. Este conceito é ilustrado na Figura 6.25 para o campo Solar A com 18700 m<sup>2</sup> de concentradores solares.

Figura 6.25 - Biomassa completando a energia solar para saída constante de potência útil.



A capacidade total de economia de combustível, a eficiência de conversão de energia solar para energia elétrica e a fração de participação da energia solar no sistema para o campo Solar A são mostradas na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Desempenho anual do campo Solar A.

Campo	Área	Economia	$\eta_{se}$	FS
Solar A	18700 m <sup>2</sup>	1,22 %	14,19 %	1,52
Solar A SM=1,5	28050 m <sup>2</sup>	1,70 %	13,13 %	2,10

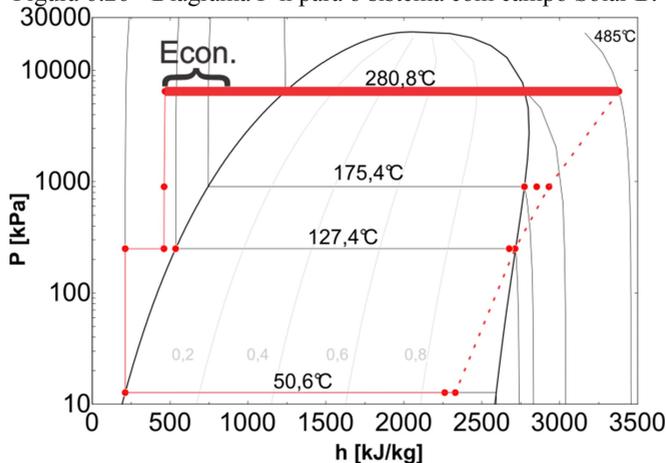
Devido à área relativamente baixa, a economia máxima de combustível para esse campo solar é de 1,22%, considerando as 8760 horas de operação anual. A eficiência de conversão de energia solar para eletricidade é, contudo, muito alta em relação ao relatado na literatura,

sendo para este caso igual a 14,19%, enquanto que a literatura reporta valores entre 8 e 12%. O valor obtido é alto devido a escolha da área de projeto, que pode variar conforme a metodologia adotada em cada trabalho. Outro fator que contribui para o alto valor de  $\eta_{se}$  é a presença de apenas uma perda térmica referente ao campo solar, indicada pelo fabricante. Esta perda térmica é também baixa, pois a temperatura máxima de saída do campo solar é de 197°C. Pode-se esperar que outras perdas térmicas existam nas linhas de transmissão de líquido quente. Com o aumento da área de projeto, mantendo limitada a absorção de energia nos campos solares, como ilustra a Figura 6.31, há a redução da eficiência solar-elétrica e aumento da economia de combustível, como mostra a Tabela 6.7 para a área 50% maior.

### ***Campo Solar B***

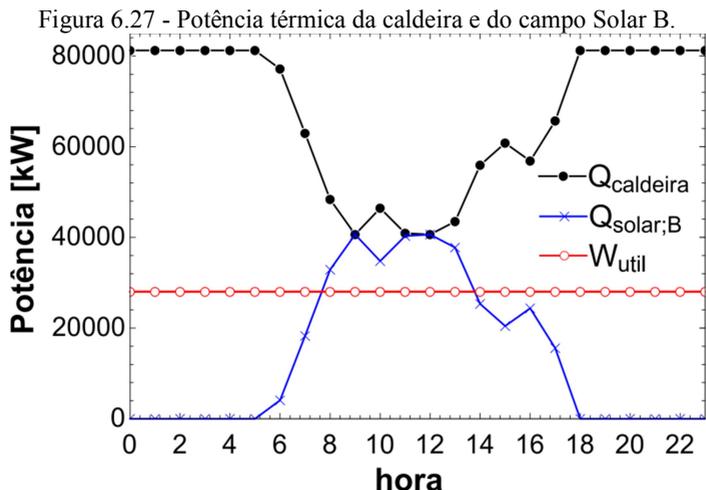
Com a possibilidade de operar com uma fração maior de energia solar, a configuração do campo Solar B levará a caldeira a operar em carga parcial. Sua representação no diagrama de pressão por entalpia é mostrada na Figura 6.26, onde o campo solar aquece a água de alimentação, evapora e superaquece o vapor na mesma condição de fornecimento da caldeira. Os processos do campo Solar B são marcados pela linha espessa no maior patamar de pressão.

Figura 6.26 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar B.



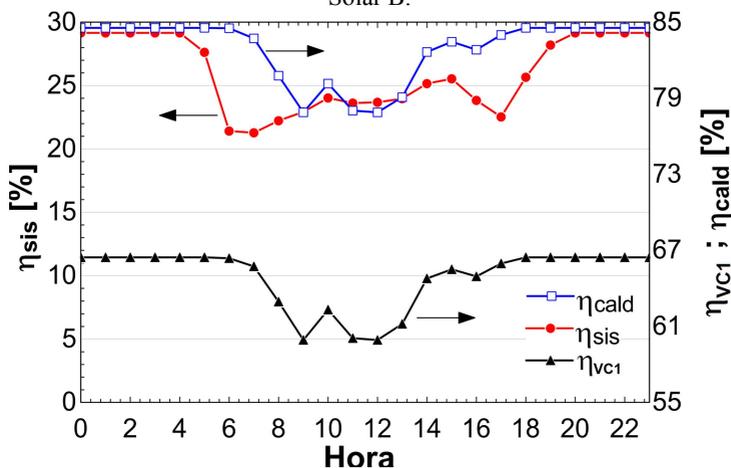
A Figura 6.27 mostra a redução da participação da caldeira no fornecimento de energia promovida pela operação do campo Solar B,

que completa a geração de vapor. A natural intermitência da energia solar é compensada pela energia proveniente da biomassa, resultando em uma saída constante de potência na turbina,  $W_{util}$ .



A Figura 6.28 mostra o comportamento da eficiência de VC1 e da caldeira com a redução da carga da caldeira promovida pelo campo Solar B.

Figura 6.28 - Eficiência de VC1, caldeira e do sistema com a atuação do campo Solar B.



A eficiência de VC1 obedece a imposição representada na Figura 5.10, enquanto que a eficiência da caldeira segue a mesma tendência. A eficiência do sistema se modifica além do comportamento da caldeira devido à contribuição de energia do campo solar com baixa eficiência óptica no início da manhã e fim de tarde.

Devido às limitações de projeto de cada campo solar, o campo Solar B pode fornecer até 3,9 vezes mais energia ao sistema do que o campo Solar A, considerando ambos em suas condições de projeto. Nesta condição o campo Solar B possui uma área de concentradores solares de 76300 m<sup>2</sup>.

Na condição de projeto, a economia de combustível pode chegar a até 45% nos horários de maior insolação, onde a operação da caldeira é reduzida para a carga de 45%, com o campo solar contribuindo com 50% da carga térmica do sistema, como mostra a Figura 6.29.

A operação do campo Solar B interfere na caldeira de uma forma já bem conhecida e muito utilizada diariamente nas usinas termoelétricas, já que a caldeira é projetada para operar com cargas tão baixas quanto 50%. Desta forma, é analisada a possibilidade de expansão do campo Solar B além de sua condição de projeto, permitindo a participação máxima da energia solar no sistema em mais horas por ano.

A Figura 6.30 mostra o aumento da economia de combustível e a redução na eficiência do sistema em função do múltiplo solar, Eq. (4.17), para o campo Solar B. Conforme ocorre o aumento da área de coletores mantendo a limitação de 50% na fração solar, ocorre o aumento gradativo da economia de combustível. Para que se mantenha a limitação de 50% de fração solar máxima para cada hora, é necessário que se limite a quantidade de energia absorvida pelo campo solar, como mostra a Figura 6.31. Para o múltiplo solar igual a 1, ocorrem 62 horas onde o campo solar contribui com 50% da energia do sistema, contra 483 horas para o MS igual a 1,5.

Figura 6.29 - Carga da caldeira e economia de combustível em momento de alta incidência solar no campo Solar B.

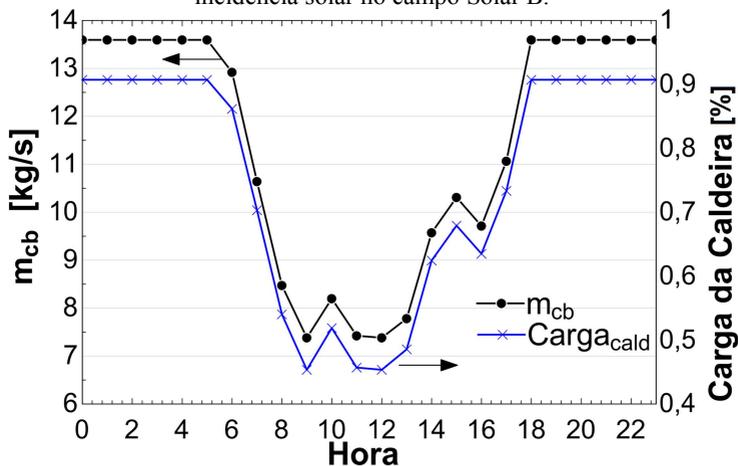
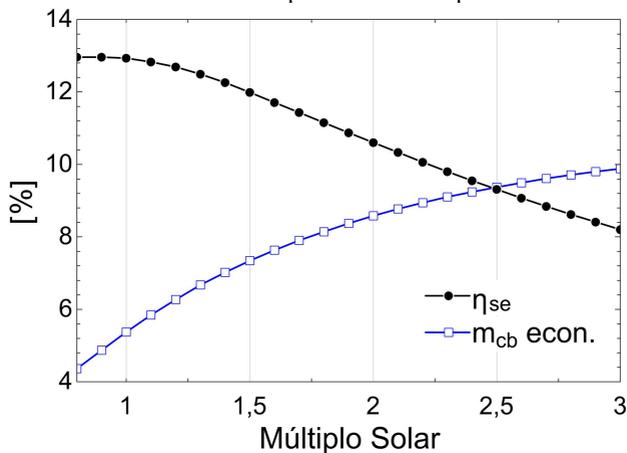


Figura 6.30 - Eficiência solar para eletricidade e consumo de combustível variando com o múltiplo solar do campo Solar B.



Para o múltiplo solar de 1,5 há o aumento de economia de 5,4% para 7,3%, como mostra a Tabela 6.8. Contudo, como ocorre a limitação da energia absorvida no campo solar, ocorre a redução da eficiência de conversão de energia solar para eletricidade. Variando SM de 1 para 1,5 a eficiência  $\eta_{se}$  cai de 12,9% para 12,0%.

Isso significa que para a área 50% maior do campo Solar B, a eficiência  $\eta_{se}$  é reduzida em apenas 0,9 pontos percentuais obtendo-se um aumento de 1,9 pontos percentuais na economia de combustível.

O que determinará até que ponto aumentar a área dos concentradores solares será a análise econômica do sistema, que se sugere para trabalhos futuros.

Figura 6.31 - Energia solar incidente e absorvida no campo Solar B

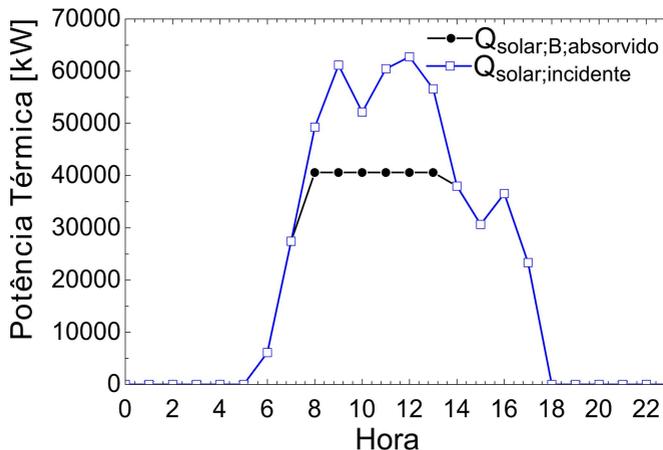


Tabela 6.8 - Desempenho anual do campo Solar B.

Campo	Área	Economia	$\eta_{se}$	FS
Solar B	76300 m <sup>2</sup>	5,4%	12,9%	5,6%
Solar B SM=1,5	114450 m <sup>2</sup>	7,3%	12,0%	7,8%

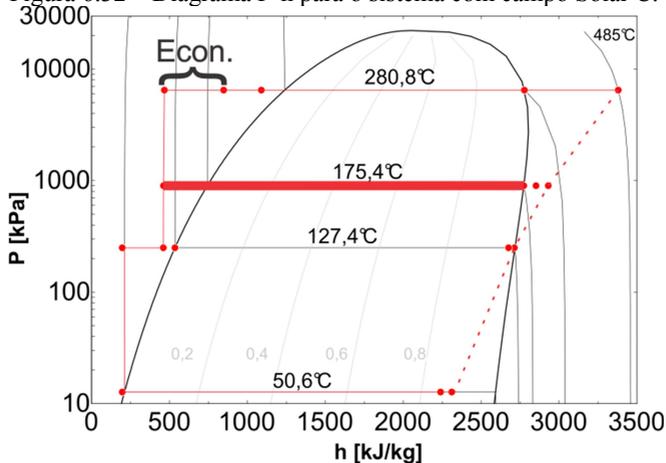
### *Campo Solar C*

A operação do campo Solar C não trará economia de combustível, já que sua operação não foi relacionada à caldeira e sim à uma das extrações da turbina. Neste caso, quando houver a insolação sobre o campo Solar C, sua geração de vapor saturado diminuirá a extração da turbina (ponto 2) para fornecimento de vapor de processo.

A representação do sistema com o campo Solar C no diagrama pressão *versus* entalpia é mostrada na Figura 6.32.

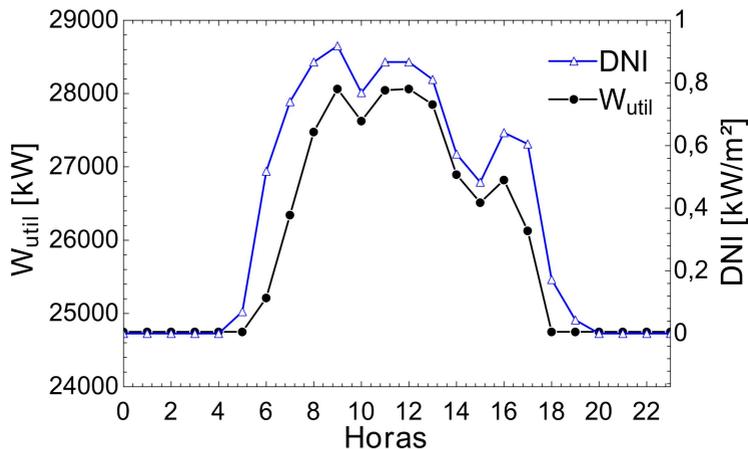
No fornecimento máximo de vapor, 25 toneladas por hora, a potência útil fornecida pela turbina cai de 28 MW para 24,75 MW. O aumento na geração da turbina causado pelo campo Solar C é mostrado na Figura 6.33, com 29000 m<sup>2</sup> de concentradores solares.

Figura 6.32 – Diagrama P-h para o sistema com campo Solar C.



Sua eficiência  $\eta_{se}$  resulta da diferença de trabalho com a existência do campo Solar C e da condição sem energia solar. Pelo fato da energia solar estar sendo inserida em um ponto de baixa energia (vapor saturado a 900 kPa) sua eficiência  $\eta_{se}$  é a mais baixa entre todos os campos solares, sendo, para o caso de projeto, igual a 8,6%. Para MS igual a 1,5, a eficiência solar-elétrica cai para 7,9% com um aumento de 0,6 pontos percentuais na participação de energia solar no sistema, como mostra a Tabela 6.9.

Figura 6.33 - Aumento da potência útil com a geração de vapor de processo pelo campo Solar C.



A geração extra de energia promovida pelo campo Solar C ocorre junto com o novo pico de consumo elétrico que vem se desenvolvendo nos verões brasileiros, devido ao alto consumo de aparelhos de condicionamento de ar nos momentos de alta insolação. A energia solar geralmente está mais intensamente disponível nos momentos de baixos índices pluviométricos, e conseqüentemente, baixos níveis dos reservatórios das hidroelétricas. Este tipo de configuração de campo solar, que gera um excedente de produção, ilustra de forma mais clara que a energia solar pode ser utilizada como fonte complementar à matriz energética brasileira.

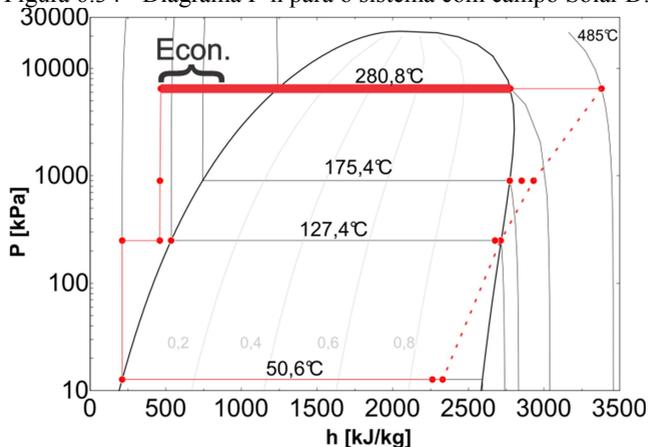
Tabela 6.9 - Desempenho anual do campo Solar C.

Campo	Área	Economia	$\eta_{se}$	FS
Solar C	29000 m <sup>2</sup>	0%	8,6%	1,6%
Solar C SM=1,5	43500 m <sup>2</sup>	0%	7,9%	2,2%

### ***Campo Solar D***

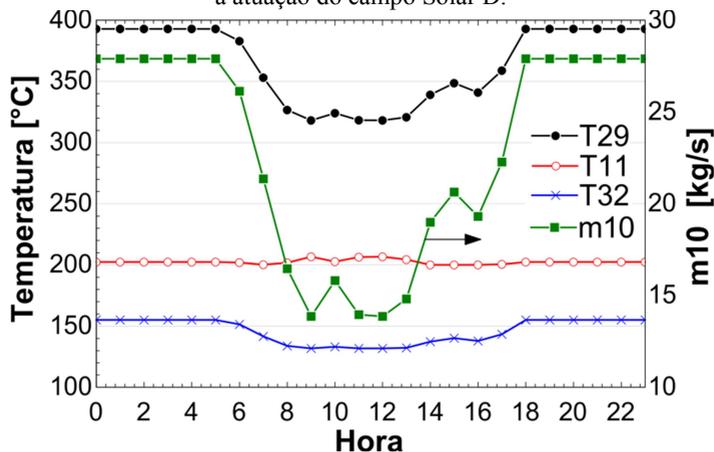
O campo Solar D produz vapor saturado seco que será inserido no tambor superior da caldeira, modificando a vazão de água de alimentação que passa pelo economizador ( $\dot{m}_{10}$ ). Seu diagrama P-h é mostrado na Figura 6.34, com a linha espessa no patamar mais alto de pressão marcando a atuação do campo solar.

Figura 6.34 - Diagrama P-h para o sistema com campo Solar D.



A evaporação da água de alimentação feita no campo solar diminui a carga da caldeira, como pode ser visto em  $\dot{m}_{10}$  na Figura 6.35. Como parte do fluido de trabalho já entra como vapor na caldeira, ocorre a diminuição no consumo de combustível para manter constante a saída de vapor. Desta forma, como determina o balanço de energia em VC1, a temperatura de saída dos gases,  $T_{29}$ , é reduzida, e assim cai também a temperatura  $T_{32}$ , na chaminé. Mesmo assim, a temperatura do fluido que segue pelo economizador terá um leve aumento devido à vazão reduzida.

Figura 6.35 - Vazão de água pelo economizador e temperaturas da caldeira com a atuação do campo Solar D.



Apesar de haver a mesma vazão de saída de vapor por VC1, ocorre a redução da quantidade de líquido que desce para as paredes d'água e evaporadores. Sendo assim, VC1 é submetido à queda de eficiência descrita conforme a Figura 6.5. O comportamento das eficiências para o campo Solar D é muito semelhante ao encontrado para o campo Solar B, como mostrado na Figura 6.28. Este campo solar obteve uma eficiência de conversão solar-elétrica de 13,8% e 12,8% para o caso de projeto e com MS igual a 1,5, respectivamente. E economia de combustível de 4,3% e 5,7% para as mesmas condições, como mostra a Tabela 6.10.

Tabela 6.10 - Desempenho anual do campo Solar D.

Campo	Área	Economia	$\eta_{se}$	FS
Solar D	59200 m <sup>2</sup>	4,3%	13,8%	4,6%
Solar D SM=1,5	88800 m <sup>2</sup>	5,7%	12,8%	6,5%

### Comparação entre campos solares

A comparação entre a eficiência do sistema com a atuação dos quatro campos solares é mostrada na Figura 6.36, para os casos onde os quatro campos solares possuem a área de 18700 m<sup>2</sup>. A queda de eficiência com a atuação dos campos solares é proporcional às perdas térmicas do campo solar,  $Q_p$ , conforme expostas na Tabela 6.11. A exceção se faz para o campo Solar C que está sempre em funcionamento com vapor de processo, que diminui a eficiência de todo o sistema.

Figura 6.36 - Eficiência do sistema com a atuação dos quatro campos solares.

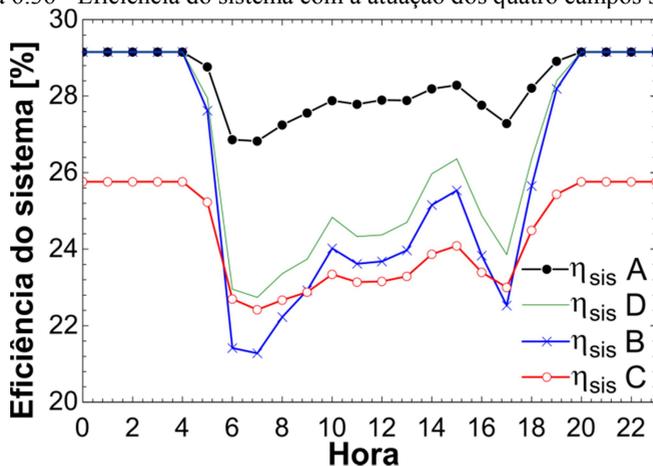


Tabela 6.11 - Desempenho anual dos campos solares.

Campo	Área	Economia	$\eta_{se}$	$Q_p$ [kW]
Solar A (MS=1)	18700	1,2%	14,2%	211,3 máx
Solar B	18700	1,4%	12,9%	598,6
Solar C	18700	0%	8,6%	188,5
Solar D	18700	1,4%	13,8%	307,2
Solar A MS=1,5	28050	1,7%	13,1%	316,9
Solar B	76300	5,4%	12,9%	2442,4
Solar B MS=1,5	114450	7,3%	12,0%	3663,5
Solar C	29000	0%	8,6%	292,3
Solar C MS=1,5	43500	0%	7,9%	438,5
Solar D	59200	4,3%	13,8%	972,6
Solar D MS=1,5	88800	5,7%	12,8%	1459,0

Como os campos solares A, B e D atuam no mesmo patamar de pressão, junto à caldeira, sua eficiência de conversão solar-elétrica é dependente apenas das perdas térmicas a que estes campos são submetidos.

A pequena área de concentradores faz do campo Solar A uma boa opção para pequenos empreendimentos na área de energia solar. Apresenta as vantagens de operar em baixas temperaturas com uma excelente eficiência de conversão solar-elétrica. Apesar de a operação do campo Solar A aumentar as perdas térmicas pelos gases de combustão, diminuindo a eficiência da caldeira, sua operação não leva à redução de carga, e conseqüentemente, não há redução na eficiência de VC1.

A abordagem do campo Solar B exigirá um campo solar de maior complexidade, com áreas para aquecimento, evaporação e superaquecimento do vapor. Isto traz a exigência de outros equipamentos como o uso de tubos evacuados a partir dos evaporadores. Plantas de larga escala adotariam a abordagem deste campo solar, usando os concentradores como geradores de vapor independentes. Mesmo com o múltiplo solar de 1,5, esta abordagem apresentou uma eficiência solar-elétrica que beira o limite máximo esperado para esta tecnologia, de 12%, com uma economia de combustível de 7,3%. Esta configuração de campo solar em paralelo poderia também ser adotada para um turbina de maior potência, onde a caldeira e o campo solar forneceriam vapor em carga plena para o sistema gerar mais potência.

Os resultados obtidos para o campo Solar C não justificariam sua implantação. Em casos onde se buscasse a geração extra de potência através da energia solar, seria necessário o investimento em uma turbina com capacidade de geração acima da fornecida pela caldeira. No contexto de operação da planta térmica estudada, a geração de potência não era considerada de alta prioridade, já que parte da potência térmica era desviada para a geração de vapor de processo. Contudo, a abordagem de substituição de pontos de extração da turbina seria bem sucedida em casos onde houvesse ciclos com regeneração, substituindo extrações de vapor de alta pressão.

O campo Solar D possui uma abordagem semelhante ao campo Solar C, porém funcionaria exclusivamente em configuração de plantas híbridas, já que não possui superaquecedor. Para esta configuração, que obteve uma eficiência solar-elétrica ainda melhor que o Solar C, seria preciso um bom projeto de fornalha, com estudos que não foram abordados neste trabalho, pois a redução de combustível causada pela redução de operação dos evaporadores levaria à redução na temperatura

dos gases que devem ainda superaquecer toda a vazão de vapor. Desta forma, ressalta-se que o comportamento da eficiência da caldeira pode ser diferente do previsto pelo modelo utilizado.

## ***7. Conclusão***

Pode-se ver pelos resultados obtidos que a hibridização de plantas termoeletricas é viável para algumas configurações de campo solar. Ressaltam-se os resultados obtidos pelos campos solares A e B, tanto pelos bons valores de eficiência solar-elétrica obtidos, quanto pela adequação dos modelos feitos no estudo destas duas propostas.

Não seria com a intenção de economia de biomassa, ou outro combustível, que melhor se justificaria esta abordagem de plantas híbridas, já que a economia fica na margem de 1% a 7% ao ano, mas sim pela boa abordagem de uso de energia solar. Esta abordagem permite fornecer uma saída constante de potência, com ótima eficiência solar-elétrica, sem os altos investimentos associados aos sistemas de armazenamento de energia. Acredita-se que a boa eficiência resultará em bons retornos financeiros para os investimentos.

A análise térmica dos componentes indica que e a caldeira se adaptaria bem à operação dos campos Solares A e B. A operação do campo Solar A exigiria maiores cuidados com o economizador e aquecedor de ar, devido às maiores temperaturas com que esses equipamentos operariam. O campo Solar B não desviaria a caldeira além do que esta é preparada para suportar, já que esses equipamentos são fabricados para operar em cargas tão baixas quanto 50%. Apesar de todos os campos solares levarem a reduções de eficiência de VCI durante sua operação, estas quedas de eficiências não chegam a 1,5% na média anual.

A proposta de planta híbrida é considerada, por muitas vezes, como uma transição entre uma economia baseada em combustíveis tradicionais para uma economia baseada em fontes de energias alternativas. Porém, pouco se pode esperar que os combustíveis deixem de fazer parte da matriz energética mundial. Sendo assim, as plantas híbridas biomassa/solar ou biomassa/carvão poderiam se tornar um padrão de boa opção de menor investimento inicial para o uso de energias alternativas.

### ***Sugestões para trabalhos futuros***

Para trabalhos futuros, sugere-se abordar alguns tópicos de pesquisa que não puderam ser contemplados neste trabalho. Algumas resultam de dificuldades encontradas no desenvolvimento deste

trabalho, outras são pesquisas relacionadas, que poderiam elucidar questões para a implementação de energia solar no Brasil.

- Estudo detalhado da combustão em fornalhas, para caracterizar os gases de combustão, tendo como objetivo determinar a liberação de CO e caracterizar as ineficiências do processo para diferentes condições de operação do equipamento. Estudar a eficiência de plantas em carga parcial e com diferentes parâmetros de entrada.

- Estudar a dinâmica de operação de caldeiras em regime transiente, verificando a real possibilidade de hibridização de sistemas já existentes. Estudar a dinâmica transiente de caldeiras de leito fluidizado nesse tipo de sistema híbrido.

- Análise exergética e econômica de plantas híbridas solar/biomassa e solar/carvão.

- Estudo experimental da inserção de energia solar em diferentes pontos do sistema, verificando as novas necessidades operacionais.

- Estudo da automação do processo com a otimização da planta híbrida para diferentes condições de sol e combustível.

Estudo da fornalha operando em carga parcial e em carga híbrida de geração de vapor no tambor, contemplando a operação dos evaporadores, paredes d'água e superaquecedores.

## 8. Referências

**Abengoa Solar.** Disponível em:

<[http://www.abengoasolar.com/web/en/nuestras\\_plantas/plantas\\_en\\_operacion/argelia/](http://www.abengoasolar.com/web/en/nuestras_plantas/plantas_en_operacion/argelia/)>. Acesso em: 11 set. 2014.

**Abengoa Solar.** Disponível em:

<[http://www.abengoasolar.com/web/en/nuestras\\_plantas/plantas\\_para\\_terceros/mexico/index.html](http://www.abengoasolar.com/web/en/nuestras_plantas/plantas_para_terceros/mexico/index.html)>. Acesso em: 11 set. 2014.

ANEEL. **BIG - Banco de Informações de Geração.** Disponível em:

<<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 14 fev. 2014.

ANNARATONE, D. **Steam Generators: description and design.** Springer, 2008.

ASME. **PTC 4-2008 - Fired Steam Generators - Performance test codes.** ASME, 2008.

BALAT, M. Chapter 2 - The Future of Clean Coal. In: LETCHER, T. M. (Ed.). **Future Energy.** Oxford: Elsevier, 2008. p. 25–40.

BAZZO, E. **Geração de vapor.** 2<sup>a</sup>. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.

**BP Global.** Disponível em: <<http://www.bp.com/en/global/corporate/about-bp/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/review-by-energy-type/coal.html>>. Acesso em: 1 set. 2014.

BURIN, E.; 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: 16 jul. 2013

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics, An Engineering Approach.** McGraw-Hill, 2004.

COLLE, S. **Notas de aula Prof. Sérgio Colle.** 2012.

COLOMER FERRARO, M.; HALLACK, M. The development of the natural gas transportation network in Brazil: Recent changes to the gas law and its role in co-ordinating new investments. **Energy Policy**, Special Section: Past and

Prospective Energy Transitions - Insights from History. v. 50, p. 601–612, nov. 2012.

DUBEY, S.; SARVAIYA, J. N.; SESHADRI, B. Temperature Dependent Photovoltaic (PV) Efficiency and Its Effect on PV Production in the World – A Review. **Energy Procedia**, PV Asia Pacific Conference 2012. v. 33, p. 311–321, 2013.

ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE. Demonstration Development Project: Solar Augmentation at the Coal-Fired Cameo Generating Station. **Electric Power Research Institute**, 2010.

ELLIOT, T. C.; CHEN, K.; SWANEKAMP, R. C. **Standard handbook of powerplant engineering**. 2. ed. Mc Graw Hill, 1997.

**FAO-USA**. Disponível em:

<<http://www.fao.org/forestry/statistics/80938@180723/en/>>. Acesso em: 14 fev. 2014.

FELDHOFF, J. F. **Linear Fresnel Collectors - A Technology**

**Overview** Almería, Spain, 28 jul. 2012. Disponível em:

<[http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian\\_Feldhoff\\_Linear\\_Fresnel.pdf](http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian_Feldhoff_Linear_Fresnel.pdf)>

FISAC, M.; VILLASEVIL, F. X.; LÓPEZ, A. M. High-efficiency photovoltaic technology including thermoelectric generation. **Journal of Power Sources**, v. 252, p. 264–269, 15 abr. 2014.

GHARBI, N.E.; DERBALB, H.; BOUAICHAOUIA, S.; SAIDA, N. A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. **Energy Procedia**, Impact of Integrated Clean Energy on the Future of the Mediterranean Environment? v. 6, p. 565–572, 2011.

GNIELINSKI, V. **Vdi heat atlas.: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. cap. G7 - Heat Transfer in Cross-flow Around Single Rows of Tubes and Through Tube Bundles**, 2010.

GUTTIKUNDA, S. K.; JAWAHAR, P. Atmospheric emissions and pollution from the coal-fired thermal power plants in India. **Atmospheric Environment**, v. 92, p. 449–460, ago. 2014.

HAMMOND, G. P.; SPARGO, J. The prospects for coal-fired power plants with carbon capture and storage: A UK perspective. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 476–489, out. 2014.

HONG-JUAN, H.; ZHEN-YUE, Y.; YONG-PING, Y.; SI, S.; NA, L.; JUNJIE, W. Performance evaluation of solar aided feedwater heating of coal-fired power generation (SAFHCPG) system under different operating conditions. **Applied Energy**, v. 112, p. 710–718, dez. 2013.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. John Wiley & Sons, Inc., 2007.

INFIELD, D. Chapter 13 - Solar Energy: Photovoltaics. In: LETCHER, T. M. (Ed.). **Future Energy**. Oxford: Elsevier, 2008. p. 225–238.

KAKAÇ, S.; YENER, Y. **Convective heat transfer**. CRC, 1995.

KITTO, J. B.; STULTZ, S. C. **Steam - its generation and use**. 41<sup>a</sup>. ed. The Babcock & Wilcox Company: .

LIBBY, C.; MEAGHER, P. Demonstration Development Project: Solar-Fossil Hybrid Power Plants: Summary Report on Conceptual Designs. **Electric Power Research Institute**, 2010.

LOO, S. VAN; KOPPEJAN, J. **The handbook of biomass combustion and co-firing**. Earthscan, 2008.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. DO. **Geração termoeétrica: planejamento, projeto e operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

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.

MIYAKE, R. G. **Análise termodinâmica e de transferência de calor em um gerador de vapor a carvão pulverizado e palha de arroz**. Florianópolis - Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

MME. **Balço Energético Nacional 2014**. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio\\_Final\\_BEN\\_2014.pdf](https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2014.pdf)>. Acesso em: 19 ago. 2014.

MORIN, G.; DERSCH, J.; PLATZER, W.; ECK, M.; HÄBERLE, A. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. **Solar Energy**, v. 86, n. 1, p. 1–12, jan. 2012.

**Novatec Solar.** Disponível em:

<[http://novatecsolar.com/files/mn1102\\_nova1\\_brochure\\_eng\\_web.pdf](http://novatecsolar.com/files/mn1102_nova1_brochure_eng_web.pdf)>. Acesso em: 5 mar. 2014.

**NREL.** Disponível em: <[http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by\\_country.cfm](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country.cfm)>.

Acesso em: 12 set. 2014.

**NREL - Concentrating Solar Power Projects.** Disponível em:

<[http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by\\_technology.cfm](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm)>. Acesso em: 26 jun. 2014.

NUSSBAUMER, T. Combustion and Co-combustion of Biomass:

Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction†.

**Energy & Fuels**, v. 17, n. 6, p. 1510–1521, 1 nov. 2003.

PETERSEIM, J.H.; WHITE, S.; TADROS, A.; HELLWIG, U. Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridisation?

**Renewable Energy**, v. 57, p. 520–532, set. 2013.

PETERSEIM, J.H.; HELLWIG, U.; TADROS, A.; WHITE, S. Hybridisation

optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation

facilities. **Solar Energy**, v. 99, p. 203–214, jan. 2014a.

PETERSEIM, J.H.; TADROS, A.; HELLWIG, U.; WHITE, S. Increasing the

efficiency of parabolic trough plants using thermal oil through external

superheating with biomass. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p.

784–793, jan. 2014b.

PETERSEIM, J.H.; HERR, A.; MILLER, S.; WHITE, S.; O'CONNELL, D.A.

Concentrating solar power/alternative fuel hybrid plants: Annual electricity

potential and ideal areas in Australia. **Energy**, v. 68, p. 698–711, 15 abr. 2014c.

PITZ-PAAL, R. Chapter 10 - Concentrating Solar Power. In: LETCHER, T. M.

(Ed.). **Future Energy**. Oxford: Elsevier, 2008. p. 171–192.

PRASAD, S. B. Biomass-fired steam power cogeneration system: A theoretical

study. **Energy Conversion and Management**, v. 36, n. 1, p. 65–77, jan. 1995.

ROEDER, V.; KATHER, A. Part Load Behaviour of Power Plants with a

Retrofitted Post-combustion CO<sub>2</sub> Capture Process. **Energy Procedia**, 7th

Trondheim Conference on CO<sub>2</sub> capture, Transport and Storage (2013). v. 51, p.

207–216, 2014.

SHLYAKHIN, P. **Steam turbines: theory and design**. Honolulu, Hawaii: University Press of the Pacific, 2005.

SHUKLA, R.; SUMATHY, K.; ERICKSON, P.; GONG, J. Recent advances in the solar water heating systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 19, p. 173–190, mar. 2013.

**SolarPaces**. Disponível em: <<http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-projects-around-the-world>>. Acesso em: 8 out. 2014.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. **Fundamentos da termodinâmica**. 6<sup>a</sup>. ed. John Wiley & Sons, Inc., 2003.

SPENCER, J. W. Fourier Series Representation of the Position of the Sun. 1971.

SRINIVAS, T.; REDDY, B. V. Hybrid solar–biomass power plant without energy storage. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 2, p. 75–81, mar. 2014.

**SWERA: Mapas**. Disponível em: <<http://maps.nrel.gov/SWERA>>. Acesso em: 14 fev. 2014.

THE ECONOMIST. Burning ambitions; The coal boom. **The Economist**, v. 398, n. 8718, 2011.

TRIEB, F.; SCHILLINGS, C.; O’SULLIVAN, M.; PREGGER, T.; HOYER-KLICK, C. **Global Potential of Concentrating Solar Power**. SolarPaces Conference. **Anais...**Berlin: 2009

TURCONI, R.; O’DWYER, C.; FLYNN, D.; ASTRUP, T. Emissions from cycling of thermal power plants in electricity systems with high penetration of wind power: Life cycle assessment for Ireland. **Applied Energy**, v. 131, p. 1–8, 15 out. 2014.

WAGNER, P. H.; WITTMANN, M. Influence of Different Operation Strategies on Transient Solar Thermal Power Plant Simulation Models with Molten Salt as Heat Transfer Fluid. **Energy Procedia**, Proceedings of the SolarPACES 2013 International Conference. v. 49, p. 1652–1663, 2014.

YANG, Y.; CUI, Y.; HOU, H.; GUO, X.; YANG, Z.; WANG, N. Research on solar aided coal-fired power generation system and performance analysis. **Science in China Series E: Technological Sciences**, v. 51, n. 8, p. 1211–1221, 1 ago. 2008.

YANG, Y.; YAN, Q.; ZHAI, R.; KOUZANI, A.; HU, E. An efficient way to use medium-or-low temperature solar heat for power generation – integration into conventional power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 2–3, p. 157–162, fev. 2011.

YAN, Q.; HU, E.; YANG, Y.; ZHAI, R. Evaluation of solar aided thermal power generation with various power plants. **International Journal of Energy Research**, v. 35, n. 10, p. 909–922, 1 ago. 2011.

ZHAO, Y.; HONG, H.; ZHANG, X.; JIN, H. Integrating mid-temperature solar heat and post-combustion CO<sub>2</sub>-capture in a coal-fired power plant. **Solar Energy**, v. 86, n. 11, p. 3196–3204, nov. 2012.

ZHAO, Y.; HONG, H.; JIN, H. Evaluation criteria for enhanced solar–coal hybrid power plant performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 575–585, 5 dez. 2014.

Zondag, H.A.; de Vries, D.W.; van Helden, W.G.J.; van Zolingen, R.J.C.; van Steenhoven, A.A. The yield of different combined PV-thermal collector designs. **Solar Energy**, v. 74, n. 3, p. 253–269, mar. 2003.

## Apêndice A

O conteúdo deste apêndice foi retirado de (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003), onde informações para outros gases ideais podem ser obtidas.

O calor específico,  $\bar{c}_{p,i}$ , de cada componente  $i$  é determinado de acordo com as Equações (A.1) e (A.2) e a Tabela A.0.1. Os fatores  $T_{in}$  e  $T_{out}$  representam a entrada e a saída, respectivamente, da seção analisada. Se um dos pontos for à temperatura ambiente,  $T_{ref}$ , esta foi adotada igual a 20°C. As equações abaixo devem ter as temperaturas inseridas em Kelvin.

$$\bar{c}_{p,i} = \frac{1}{(T_{in} - T_{out})} \int_{T_{out}}^{T_{in}} c_{p,0,i}(T) dt \quad (\text{A.1})$$

$$c_{p,0,i}(T) = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right) + c_2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + c_3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 \quad (\text{A.2})$$

Tabela A.0.1 - Valores dos coeficientes para a Eq.(A.2).

Componente $i$	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$
CO <sub>2</sub>	0,45	1,67	-1,27	0,39
H <sub>2</sub> O (vapor)	1,79	0,107	0,586	-0,20
SO <sub>2</sub>	0,37	1,05	-0,77	0,21
N <sub>2</sub>	1,11	-0,48	0,96	-0,42
O <sub>2</sub>	0,88	-0,0001	0,54	-0,33

A faixa de aplicação das equações acima é de 250 K a 1200 K.

This document was created with Win2PDF available at <http://www.win2pdf.com>.  
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.  
This page will not be added after purchasing Win2PDF.