

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE GOIÁS  
CAMPUS GOIÂNIA  
COORDENAÇÃO PROGRAMA DE MESTRADO EM TECNOLOGIA DE  
PROCESSOS SUSTENTÁVEIS**



**Daniel Pereira de Oliveira**

**UTILIZAÇÃO DE ENERGIA SOLAR COMO ALTERNATIVA PARA  
ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM CALDEIRAS**

**Goiânia, 2021**

**Daniel Pereira de Oliveira**

**UTILIZAÇÃO DE ENERGIA SOLAR COMO ALTERNATIVA PARA  
ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM CALDEIRAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Sustentáveis, Área de Concentração Sistemas de Produção Limpa, Linha de Pesquisa Energias Renováveis e Engenharia Econômica Aplicada.

Orientador: Prof. Dr. Aylton José Alves.  
Coorientador: Prof. Dr. José Luís Domingos

**Goiânia, 2021**

O141u Oliveira, Daniel Pereira de.

Utilização de energia solar como alternativa para economizadores de energia em caldeiras / Daniel Pereira de Oliveira. – Goiânia: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás, 2021.

96 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Aylton José Alves.

Coorientador: Prof. Dr. José Luís Domingos.

Dissertação (Mestrado) – Mestrado Profissional em Tecnologia de Processos Sustentáveis, Coordenação do Programa de Mestrado em Tecnologia de Processos Sustentáveis, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás.

Inclui apêndices e anexo.

1. Energia renovável. 2. Energia solar. 3. Caldeiras. I. Alves, Aylton José (orientador). II. Domingos, José Luís (coorientador). III. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás. IV. Título.

CDD 621.042

Ficha catalográfica elaborada pela Bibliotecária Karol Almeida da Silva CRB1/ 2.740  
Biblioteca Professor Jorge Félix de Souza,  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás, Câmpus Goiânia.

**TERMO DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAÇÃO  
NO REPOSITÓRIO DIGITAL DO IFG - ReDi IFG**

Com base no disposto na Lei Federal nº 9.610/98, AUTORIZO o Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás, a disponibilizar gratuitamente o documento no Repositório Digital (ReDi IFG), sem ressarcimento de direitos autorais, conforme permissão assinada abaixo, em formato digital para fins de leitura, download e impressão, a título de divulgação da produção técnico-científica no IFG.

**Identificação da Produção Técnico-Científica**

- |  |   |
|--|---|
| <input type="checkbox"/> Tese  | <input type="checkbox"/> Artigo Científico              |
| <input checked="" type="checkbox"/> Dissertação                      | <input type="checkbox"/> Capítulo de Livro              |
| <input type="checkbox"/> Monografia – Especialização                 | <input type="checkbox"/> Livro                          |
| <input type="checkbox"/> TCC - Graduação                             | <input type="checkbox"/> Trabalho Apresentado em Evento |
| <input type="checkbox"/> Produto Técnico e Educacional - Tipo: _____ |   |

Nome Completo do Autor:

Matrícula:

Título do Trabalho:

**Autorização - Marque uma das opções**

1. ( x ) Autorizo disponibilizar meu trabalho no Repositório Digital do IFG (acesso aberto);
2. ( ) Autorizo disponibilizar meu trabalho no Repositório Digital do IFG somente após a data \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_\_ (Embargo);
3. ( ) Não autorizo disponibilizar meu trabalho no Repositório Digital do IFG (acesso restrito).

Ao indicar a opção **2 ou 3**, marque a justificativa:

- ( ) O documento está sujeito a registro de patente.  
( ) O documento pode vir a ser publicado como livro, capítulo de livro ou artigo.  
( ) Outra justificativa: \_\_\_\_\_

**DECLARAÇÃO DE DISTRIBUIÇÃO NÃO-EXCLUSIVA**

O/A referido/a autor/a declara que:

- i. o documento é seu trabalho original, detém os direitos autorais da produção técnico-científica e não infringe os direitos de qualquer outra pessoa ou entidade;
- ii. obteve autorização de quaisquer materiais inclusos no documento do qual não detém os direitos de autor/a, para conceder ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás os direitos requeridos e que este material cujos direitos autorais são de terceiros, estão claramente identificados e reconhecidos no texto ou conteúdo do documento entregue;
- iii. cumpriu quaisquer obrigações exigidas por contrato ou acordo, caso o documento entregue seja baseado em trabalho financiado ou apoiado por outra instituição que não o Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás.

Goiânia, 15 de novembro de 2021.

Assinatura do Autor e/ou Detentor dos Direitos Autorais





**INSTITUTO FEDERAL**  
Goiás

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA  
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE GOIÁS  
CÂMPUS GOIÂNIA

**PARECER 19/2021 - GYN-CMTPS/GYN-DPPGE/CP-GOIANIA/IFG**

**SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL  
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE GOIÁS  
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
IFG CÂMPUS GOIÂNIA  
MESTRADO EM TECNOLOGIA DE PROCESSOS SUSTENTÁVEIS**

**DANIEL PEREIRA DE OLIVEIRA**

UTILIZAÇÃO DE ENERGIA SOLAR COMO ALTERNATIVA PARA ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM CALDEIRAS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Sustentáveis do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Goiás como requisito parcial à obtenção do título de Mestre.

Área de Concentração: Tecnologia de Sistemas de Produção Limpa. Linha de Pesquisa: Tecnologia de Redução e Gerenciamento de Resíduos.

Aprovada em: 24/09/2021

Presidente e Orientador: Prof. Dr. Aylton José Alves – PPGTPS IFG

Coorientador: Prof. Dr. José Luis Domingos – PPGTPS IFG

Avaliador interno: Prof. Dr. Wesley Pacheco Calixto – PPGTPS IFG

Avaliador interno: Prof. Dr. Sérgio Botelho de Oliveira – PPGTPS IFG

Avaliador externo: Prof. Dr. Gelson da Cruz Junior – EMC/UFG

Documento assinado eletronicamente por:

- **Gélson da Cruz Júnior, GÉLSON DA CRUZ JÚNIOR - OUTROS - IFG - CÂMPUS GOIÂNIA (10870883000225)**, em 11/11/2021 08:12:28.
- **Wesley Pacheco Calixto, PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO**, em 25/10/2021 08:53:57.
- **Jose Luis Domingos, PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO**, em 19/10/2021 19:28:02.
- **Sergio Botelho de Oliveira, PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO**, em 19/10/2021 14:30:03.
- **Aylton Jose Alves, PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO**, em 19/10/2021 13:15:12.

Este documento foi emitido pelo SUAP em 21/09/2021. Para comprovar sua autenticidade, faça a leitura do QRCode ao lado ou acesse <https://suap.ifg.edu.br/autenticar-documento/> e forneça os dados abaixo:

Código Verificador: 201259

Código de Autenticação: 6d4f4ad745



**Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás**

Rua 75, nº 46, Centro, GOIÂNIA / GO, CEP 74055-110

(62) 3227-2811 (ramal: 2811)

A ideia veio como um relâmpago e num instante a verdade foi revelada.  
Nikola Tesla

Dedico este trabalho, a todo aquele, que encontra na curiosidade científica, o seu combustível para viver.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus pela oportunidade de ir além;

A minha família pelo o apoio e incentivo prestados para esta vitória;

Ao Prof. Dr. Aylton José Alves, por compartilhar toda a experiência e seus vastos conhecimentos, além da amizade;

Ao coorientador Prof. Dr. José Luis Domingos, pela brilhante colaboração neste produto;

Agradeço, por fim, a todos os colegas de turma e aos colaboradores do instituto, pela amizade e companheirismo durante esta jornada pelo conhecimento.



## RESUMO

O objetivo deste trabalho é analisar a viabilidade da utilização de energia solar, para operar economizadores de caldeiras, em substituição à energia térmica dos gases de exaustão. No experimento 1, foi analisado rendimento da caldeira, com diferentes degraus de variação da temperatura da água de alimentação, visando-se obter uma eficiência final de aproximadamente 5%. No experimento 2, o campo solar foi adicionado ao conjunto inicial. Em seguida, foram apresentados cálculo e modelagem do sistema, para alcançar os parâmetros de eficiência do experimento 1. Para a modelagem do conjunto campo solar-economizador-caldeira, o software utilizado foi o *Engineering Equation Solver (EES)* (F-Chart Software, Wisconsin, USA). A análise realizada mostra, que elevar em 20°C a temperatura da água de alimentação, resulta em um incremento de 8,1% na eficiência geral da caldeira. A modelagem mostra que, para alcançar tal eficiência, são necessárias 116 placas, acopladas ao sistema proposto. Com o sistema desenvolvido, ainda é possível, a partir da mudança do poder calorífico inferior, realizar a simulação para diferentes tipos de combustíveis, avaliando-se a viabilidade para inúmeras situações.

Palavras-Chave: Economizador. Energia Renovável. Energia Solar. Caldeiras.

## **ABSTRACT**

The aim of this paper is to analyze the viability of using solar energy, to operate boiler economizers, replacing thermal energy from exhaust gases. In the first experiment, the boiler efficiency analysis is performed, by varying the temperature of the feed water, seeking a final efficiency of approximately 5%. In the second moment, the solar field is added to the initial set. Then, the calculation and modeling of the system is presented, aiming to reach the efficiency parameters of experiment 1. For modeling the solar field-economizer-boiler set, the software used was the Engineering Equation Solver (EES Software, Wisconsin, USA). The analysis shows that, raising the feed water temperature by 20°C, results in an 8.1% increase in the boiler's overall efficiency. For this, 116 boards are needed, coupled to the proposed system. According to this system, it is possible to carry out the simulation for different types of fuels, evaluating the viability for numerous situations.

Keywords: Economizer. Renewable energy. Solar energy. Boilers.

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1. Custos de implementação de sistemas de regeneração.....	32
Quadro 2. Setores e processos industriais adequados para possível uso de energia solar térmica. .....	42
Quadro 3. - Principais tecnologias usadas em sistemas de coleção solar.....	45
Quadro 4. Ciclos combinados solar/combustível em operação, 2018.....	57
Quadro 5. Ciclos combinados solar/combustível em construção (última atualização em 2019). .....	59
Quadro 6. Ângulo de incidência solar. ....	65

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Resultado dos rendimentos conforme variação da temperatura da água de alimentação da caldeira [t3) temperatura da água de alimentação; t4) temperatura do vapor saturado; mc) vazão mássica de combustível (kg/s); mv) vazão mássica de vapor (kg/s); h3) entalpia 3; h4) entalpia 4; s3) entropia 3; s4) entropia 4; EFGV) eficiência do gerador de vapor (caldeira); INC $\eta$ ) incremento de rendimento].....	66
Tabela 2. Resultado do cálculo da modelagem com as placas solares para um incremento de aproximadamente 7%.....	71
Tabela 3. Estimativa dos custos financeiros dos equipamentos levantados .....	72
Tabela 4. Eficiência do conjunto para diferentes valores de IAM. ....	75

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Eolípila de Heron de Alexandria.....	19
Figura 2. Fluxos de energia no volume de controle de uma caldeira. 1) Fornalha; 2) Superfícies evaporativas; 3) Superaquecedor; 4) Economizador; 5) Pré-aquecedor; 6) Reaquecedor. ....	20
Figura 3. Representação de uma usina de potência vapor .....	22
Figura 4. Representação do ciclo Rankine ideal.....	24
Figura 5. Diagrama TS do ciclo de Rankine ideal.....	25
Figura 6. Ciclo Rankine com regeneração e Aquecedor de Água de Alimentação Aberto. ....	26
Figura 7. Diagrama termodinâmico da temperatura em função da entropia para o ciclo de Rankine regenerativo ideal. ....	27
Figura 8. A (economizador com tubos alinhados); B (economizador com tubos intercalados). .....	29
Figura 9. Tubo aletado em aço carbono com aletas helicoidais. ....	29
Figura 10. Tubo Pinado. ....	30
Figura 11. Modelagem de custo de vapor industrial. ....	34
Figura 12. Comportamento da Terra em torno do Sol ao longo do ano. ....	38
Figura 13. Mudança na posição do sol ao longo do ano no hemisfério norte. ....	39
Figura 14. Latitude, ângulo horário solar e declinação solar.....	39
Figura 15. Exemplo de diagrama da trajetória solar.....	40
Figura 16. Diagrama esquemático de torre de energia solar (TES) e unidades de geração de energia a carvão. (HP: água em alta pressão, IP: água em pressão intermediária, LP: água em baixa pressão). ....	42
Figura 17. Esquema de um coletor de placa plana. ....	46
Figura 18. A) Vista frontal do ETC; B) Componentes do ETC; C) Tubo evacuado e tubulação de aquecimento. ....	47
Figura 19. Coletor de tubo a vácuo com concentrador parabólico composto (CPC). ....	48
Figura 20. Diagrama de um concentrador cilíndrico parabólico. ....	48
Figura 21. Esquema de um Refletor Fresnel Linear. ....	49
Figura 22. Esquema de um Refletor Fresnel Linear. ....	49
Figura 23. Diagrama de um sistema PTC.....	50
Figura 24. Diagrama de um sistema PTC.....	51
Figura 25. Diagrama de um coletor disco-parabólico. ....	51

Figura 26. Esquema de um ciclo combinado de energia solar e carvão mineral com torre de potência. AW: água proveniente do atemperador; ECON: economizador; FSH: superaquecedor final; HP: aquecedor de alta pressão; LSH: superaquecedor de baixa temperatura; LRH: reauecedor de baixa temperatura; MSHE: trocador de calor de sal fundido; PSH: superaquecedor primário. ....	53
Figura 27. Desempenho térmico de coletores solares. ....	54
Figura 28. Gráfico de consumo de energia por processo industrial. ....	55
Figura 29. Exemplo de arquitetura com integração térmica de energia solar para pré-aquecimento.....	55
Figura 30. Arquitetura de sistema termossolar com a utilização de coletor parabólico. ....	56
Figura 31. A) Vista frontal do ETC; B) Componentes do ETC; Tubo evacuado e tubulação de aquecimento.....	64
Figura 32. Fluxograma do experimento e suas duas etapas. ....	65
Figura 33. Sistema de modelagem Caldeira+ Aquecedor Regenerativo + Campo Solar.....	67
Figura 34. A) Ao meio dia, ângulo de incidência 0°. Sol incide diretamente nos coletores; B) Durante o período da tarde, o ângulo de incidência é próximo de 40°, momento em que o Sol incide através dos coletores. ....	74

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	OBJETIVO GERAL.....	17
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>19</b>
2.1	CALDEIRAS.....	19
<b>2.1.1</b>	<b>Combustíveis de caldeiras.....</b>	<b>21</b>
2.2	MÁQUINAS TÉRMICAS E CICLO TÉRMICO .....	22
2.3	INCREMENTO DE EFICIÊNCIA EM CICLOS TÉRMICOS / ECONOMIZADORES – AQUECEDORES REGENERATIVOS .....	25
<b>2.3.1</b>	<b>Eficiência energética em ciclos térmicos.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Teoria dos economizadores/aquecedores regenerativos .....</b>	<b>28</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Custo de implementação de economizadores .....</b>	<b>31</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Custo de produção de vapor .....</b>	<b>33</b>
<b>2.3.5</b>	<b>Cálculos de funcionamento e economia em economizadores e aquecedores regenerativos .....</b>	<b>34</b>
2.4	SISTEMAS TERMOSSOLARES .....	36
<b>2.4.1</b>	<b>O Sol - Ciências ambientais .....</b>	<b>36</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Introdução aos sistemas termossolares.....</b>	<b>41</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Sistemas distribuídos de conversão termossolar.....</b>	<b>44</b>
<b>2.4.4</b>	<b>Coletor de placa plana.....</b>	<b>45</b>
<b>2.4.5</b>	<b>Tubo coletor evacuado .....</b>	<b>46</b>
<b>2.4.6</b>	<b>Coletor parabólico componente .....</b>	<b>47</b>
<b>2.4.7</b>	<b>Refletor Fresnel Linear .....</b>	<b>49</b>
<b>2.4.8</b>	<b>Coletor parabólico em calha .....</b>	<b>50</b>
<b>2.4.9</b>	<b>Refletor por disco parabólico .....</b>	<b>51</b>
<b>2.4.10</b>	<b>Coletor de campo heliostático.....</b>	<b>52</b>
<b>2.4.11</b>	<b>A utilização da energia termossolar em caldeiras e a redução de impactos ambientais.....</b>	<b>54</b>
<b>2.4.12</b>	<b>Arranjos e arquiteturas de sistemas termossolares.....</b>	<b>55</b>
<b>2.4.13</b>	<b>Sistemas termossolares em funcionamento .....</b>	<b>57</b>
<b>2.4.14</b>	<b>A utilização do arranjo termossolar em aquecedores regenerativos.....</b>	<b>60</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>62</b>

3.1	TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO.....	62
3.2	TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO, ATRAVÉS DO CAMPO SOLAR. ...	62
3.3	SOFTWARE E MODELAGEM .....	63
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>66</b>
4.1	TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO.....	66
4.2	TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO, ATRAVÉS DO CAMPO SOLAR. ...	66
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>77</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>78</b>
	<b>APÊNDICES .....</b>	<b>80</b>
	APÊNDICE 1 – CÓDIGO FONTE DA SIMULAÇÃO DESENVOLVIDA .....	80
	APÊNDICE 2 – ARTIGO DO SOLAR ENERGY AS AN ALTERNATIVE SOURCE IN BOILER ECONOMIZERS .....	83
	APÊNDICE 3- AMBIENTE DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA .....	92
	<b>ANEXO.....</b>	<b>95</b>
	ANEXO 1 - AMBIENTE DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA .....	95



## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o mundo atravessa um momento de grande competitividade industrial, no qual, cada vez mais, se buscam formas de otimização de processos e técnicas de produção, resultando, conseqüentemente, em uma maior preservação do meio ambiente. Neste sentido, a eficiência energética é um dos objetivos primordiais e uma tônica nas pesquisas das áreas da ciência ambiental e engenharia energética. Um exemplo, é a busca por novas tecnologias, que reduzam o consumo de energia em máquinas térmicas para a melhoria nos processos, redução de custos de operação, sustentabilidade da cadeia produtiva e redução do impacto ambiental (COELHO et al., 2012; AL-SULAIMAN, 2016; ZHANG et al., 2017).

O maior potencial de geração de energia no Brasil, é indiscutivelmente de fonte hídrica, representando 65% do total de energia gerada. Em segundo lugar, tem-se os combustíveis fósseis, com 17%. Os principais combustíveis utilizados no Brasil, para geração de energia elétrica, em unidades termelétricas de grande porte, são o carvão mineral, petróleo e gás natural (BRASIL, 1989).

Pensando especificamente no caso de geração de vapor industrial, para fins de aquecimento, esterilização e umidificação, diversas são as fontes de combustíveis. Podem-se citar o carvão mineral, bagaço de cana, derivados de petróleo, coque, gás natural, madeiras em geral, palha de arroz, entre outras. Entre estas, dá-se destaque importante para as plantas industriais movidas à carvão mineral, um dos combustíveis mais utilizados no mundo para a produção de vapor em termelétricas, nos setores industriais de siderurgia, papel e celulose e indústrias de base em geral. Apesar da parcela de importância, as unidades industriais movidas a carvão são associadas a um custo ambiental elevado, dentre os quais, pode-se destacar (GUTTIKUNDA & JAWAHAR, 2014):

- O processo de limpeza dos gases de combustão polui a água com metais tóxicos, podendo contaminar as bacias hídricas e conseqüentemente afetar o equilíbrio ambiental;
- Com a queima do carvão há emissões de gases e particulados poluentes, tais como: monóxido de carbono, gás carbônico, dióxido de enxofre e óxido nitroso. A contaminação do solo é potencialmente prejudicial à agricultura e à saúde dos seres vivos, que dela dependem. Outra consequência direta é o incremento indesejável do efeito estufa, através da produção de gás carbônico.

O Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar, criado em 1989 no Brasil, destacou que os processos industriais e de geração de energia, estão dentre as atividades

humanas maiores causadoras de poluição do ar, tóxicas para a saúde do homem, sendo responsáveis por incontáveis danos à fauna e à flora (BRASIL, 1989).

Os limites de emissão para poluentes atmosféricos, provenientes de processos de geração de calor à partir da combustão externa de combustíveis como o óleo, gás natural, biomassa e outros, estão definidos desde 26 de dezembro de 2006, na resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) nº 382. Porém, o mesmo só é aplicável para as indústrias que iniciaram suas atividades a partir de 2007 (BRASIL, 2006).

Algumas medidas de redução de poluentes da queima do carvão podem ser tomadas, tais como a implementação de tecnologias de captura e armazenamento de carbono, o que, em contrapartida, reduz a eficiência e aumenta os custos das plantas industriais e usinas de geração de energia (HAMMOND & SPARGO, 2014). Para tal, outra alternativa seria a utilização de energias renováveis para subsidiar a economia de combustíveis fósseis nas linhas de produção industriais e em usinas de geração de energia.

No universo das máquinas térmicas, as caldeiras representam um papel de destaque, nas indústrias modernas, nas quais o tipo de combustível, representa uma parcela considerável no rendimento do sistema e na emissão de gases tóxicos ao meio ambiente. As caldeiras mais eficientes, são construídas com economizadores, que possuem a função de elevar a temperatura da água de alimentação, possibilitando assim a conservação de energia térmica do sistema, além do aumento da vida útil do equipamento (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Nas caldeiras, a água é bombeada transferindo-se o fluido de trabalho para o equipamento, à temperatura ambiente. Nestas situações, a eficiência termodinâmica do dispositivo é baixa, devido à diminuição da temperatura média do calor neste sistema. Em máquinas térmicas de maior eficiência, se utilizam os gases de exaustão para o aquecimento da chamada água de alimentação, com o objetivo de incrementar a eficiência da caldeira (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Neste contexto, usinas mais eficientes possuem, atualmente, conjuntos de aquecedores de água de alimentação que trabalham de forma concatenada para que se atinjam maiores índices de eficiência energética. Existem instalações que possuem mais de 10 aquecedores trabalhando de forma combinada, dada a sua importância para a eficiência do processo. A quantidade de aquecedores a ser utilizada, depende diretamente da análise econômica do empreendimento, uma vez que quanto maior a temperatura de entrada da água de alimentação para o sistema, maior será a eficiência geral do processo.

Em diversos estudos, têm-se buscado associar energias de fontes alternativas à economizadores de caldeiras movidas por diferentes combustíveis. Coelho et al. (2012)

associaram a energia solar a uma planta movida a biomassa, o que reduziu significativamente o consumo deste combustível. Discutiram que, não é possível substituir o combustível fóssil em sua totalidade, pois a autonomia energética do sistema solar não é suficiente para manter os níveis de fornecimento adequados. Sendo assim, o sistema híbrido foi uma alternativa viável para se mostrar um fornecimento sustentável e eficiente.

Durán-García et al. (2015) justificaram que o implemento do sistema de energia solar no economizador da seção de alta pressão, possibilitou a obtenção de mais energia a partir dos gases na seção de baixa pressão do mesmo. Com isso houve um aumento no fluxo de massa nesta seção e da potência geral do ciclo termodinâmico.

Outros estudos têm testado a variação da eficiência energética dos sistemas híbridos com energia solar em relação à taxa de variação anual de fornecimento de radiação solar. Durán-García et al. (2015) e Al-Sulaiman (2016) obtiveram alto rendimento de seus sistemas com estudos no México e na Arábia Saudita, respectivamente. Por se tratar de localidades de predominância das estações quentes, seriam situações possíveis de aplicação para a realidade brasileira. Já no trabalho de Liu et al. (2017), realizado na China, o estudo mostrou que para dias típicos das quatro estações, houve variação do desempenho do sistema. O conjunto apresentou maior eficiência e menores taxas de emissão de CO<sub>2</sub> em qualquer um dos dias típicos da primavera, verão e outono comparados a um dia de inverno.

Zhang et al. (2016) e Zhang et al. (2017) testaram duas modelagens distintas de ciclo combinado de energia solar em uma caldeira movida à carvão mineral. Utilizaram a energia solar para aquecer o vapor superaquecido no primeiro modelo e para aquecer a água de alimentação no segundo. A eficiência de produção energética foi influenciada pela qualidade e quantidade de radiação solar. Nos dois estudos, o aquecimento do vapor e da água de alimentação apresentaram ganhos de eficiência globais significativos nas máquinas térmicas avaliadas. Em ambos os trabalhos, os autores caracterizaram o período do estudo como um ano convencional de fornecimento de radiação solar, sem diferenciar as estações do ano. Zhang et al. (2017) observaram que, em termo de radiação solar, a qualidade do sistema de energia solar influenciou na eficiência da energia, enquanto a quantidade influenciou na economia de carvão utilizado.

Dois trabalhos utilizaram a energia solar para a economia energética em uma caldeira a gás. Durán-García et al. (2015) testaram diferentes pontos da caldeira para inserção da energia solar, incluindo o aquecimento da água de alimentação, bem como no trabalho de Liu et al. (2017). No primeiro trabalho, a eficiência foi de 1,32%, enquanto no segundo foi de 2%. Apesar dos resultados mostrarem que esta conformação para sistemas híbridos em caldeira a gás gera

certa economia, Durán-García et al. (2015) mostraram que para este tipo de caldeira, é mais interessante acoplar a energia solar ao sistema de aquecimento de vapor (vapor superaquecido).

Liu et al. (2017) visou a eficiência energética com redução da emissão de CO<sub>2</sub> e do consumo do combustível em uma caldeira a gás. Concluíram que o sistema híbrido não foi mais eficiente do que o convencional, no aspecto do incremento de temperatura e geração de vapor, porém, reduziu o consumo de combustível fóssil, sendo sustentável ambientalmente.

Os economizadores de caldeira atuais, são implementados basicamente em caldeiras à gás. Porém, com o uso crescente de outras fontes de energia, se justifica o desenvolvimento de economizadores alternativos, aplicáveis à caldeiras movidas a outros tipos de combustíveis, uma vez que a adaptação dos convencionais a esses sistemas existentes é inviável para as indústrias, do ponto de vista técnico e financeiro.

Um grande desafio, que envolve a eficiência energética em caldeiras, é o alto custo da adaptação das máquinas térmicas para implementação de economizadores, da forma como estão disponíveis nos setores industriais.

Em frente a este problema, a proposta de um projeto (desenvolvimento e a instalação de um economizador assistido com fonte de energia solar, em conjunto com a caldeira) pode ocorrer sem que a produção seja interrompida, ou seja, todo o processo de instalação poderá ser implementado com a unidade industrial em funcionamento. A energia solar é uma fonte inesgotável, renovável e abundante. Trata-se de uma alternativa viável como fonte para economizadores de caldeiras, conforme citado por Coelho et al. (2012), Durán-García et al. (2015), Zhang et al. (2016), Al-Sulaiman (2016), Liu et al. (2017), Zhang et al. (2017), podendo ser utilizada em diferentes configurações de caldeiras (diferentes tipos de combustíveis).

Sendo assim, estuda-se a possibilidade do desenvolvimento de um economizador para caldeiras com funcionamento baseado no uso de energia solar.

Este material dissertativo, está organizado, seguindo uma lógica progressiva sobre os temas e modelos envolvidos, no capítulo 2, nomeado Referencial Teórico. Neste, serão apresentados aspectos gerais sobre Caldeiras, Ciclos Térmicos e Sistemas Solares. Em seguida, está apresentado o experimento, incluindo as equações utilizadas. Os resultados estão divididos em duas etapas, com testes de elevação de temperatura de maneira gradual, e em seguida, com elevação da temperatura, a partir da adição do modelo solar desenvolvido. Além disso, nos apêndices, estão inclusas algumas imagens do modelo operacional simulado.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Analisar a viabilidade da utilização da energia solar para o funcionamento de economizadores de caldeiras, na substituição da energia térmica proveniente dos gases de exaustão.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar um economizador de energia para caldeiras, com funcionamento baseado em energia solar;
- Calcular os parâmetros termodinâmicos do sistema;
- Dimensionar um sistema de energia solar necessário como fonte para o economizador;
- Desenvolver um programa de simulação computacional para o sistema;
- Realizar estudo simplificado de viabilidade econômica.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este referencial está apresentado, buscando o entendimento, com complexidade crescente, sobre os temas envolvidos neste estudo. Primeiramente, apresenta-se uma visão geral sobre Caldeiras. Em seguida, máquinas térmicas, ciclos térmicos e incremento de eficiência, estão abordados, para elucidar a relevância destes, nos processos industriais, desenvolvidos atualmente. E por fim, os sistemas solares estão apresentados, para entendimento da relevância do ponto alto do estudo.

### 2.1 CALDEIRAS

Historicamente, desde a Eolípila de Heron de Alexandria (Figura 1), até a primeira máquina construída por Watt em 1769, o rendimento das máquinas térmicas de vapor atuais chega próximo a 60% (ELLIOT, CHEN & SWANEKAMP, 1998; LI & PRIDDY, 1985).

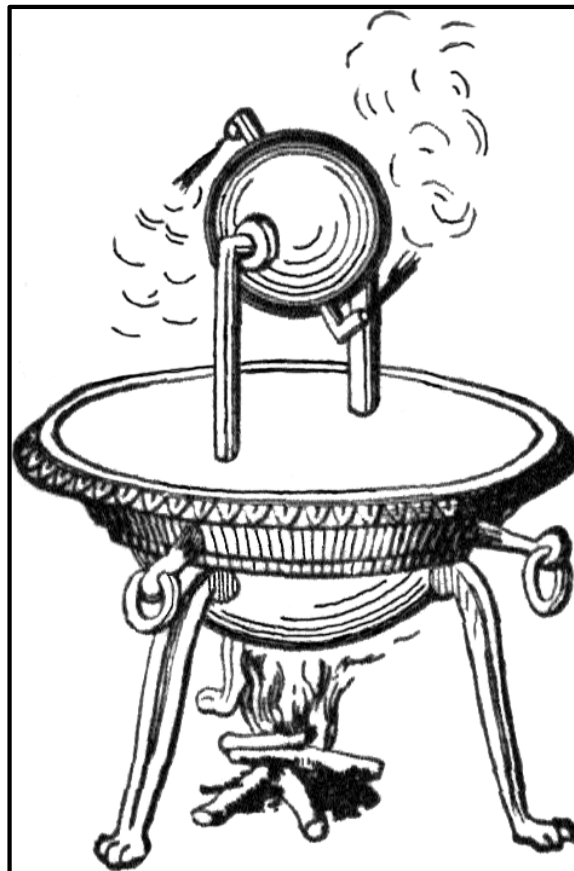


Figura 1. Eolípila de Heron de Alexandria.  
Fonte: BINCOLET, 2010

As caldeiras a vapor são equipamentos que utilizam a energia química liberada no processo de combustão de um determinado combustível, promovendo a mudança de fase da água do estado líquido para o estado de vapor (HODGE, 2011). Este processo costuma ocorrer em uma faixa de pressão várias vezes maior que a pressão atmosférica. O vapor produzido neste processo é utilizado para fins de aquecimento e esterilização em indústrias e para geração de potência mecânica e elétrica, no acionamento de máquinas térmicas e consequentemente de máquinas elétricas. (LORA & NASCIMENTO, 2004)

As caldeiras possuem dois elementos principais, que são a câmara de combustão, onde ocorre a queima do combustível e as superfícies de troca, onde são realizadas trocas de calor do fluido de trabalho com os gases quentes.

Quanto aos critérios de classificação, as caldeiras de vapor são classificadas quanto ao: Tipo de aplicação; Fluido de trabalho; Força motriz; Nível de pressão; Tipo de combustível; Tecnologia de combustão; Tiragem de ar e gases de combustão; Fornalha e superfícies de aquecimento. A Figura 2 apresenta um diagrama de entrada e saída de fluxos de energia. Os fluxos referidos, estão descritos com unidades de medida em kg ou m<sup>3</sup> de combustível.

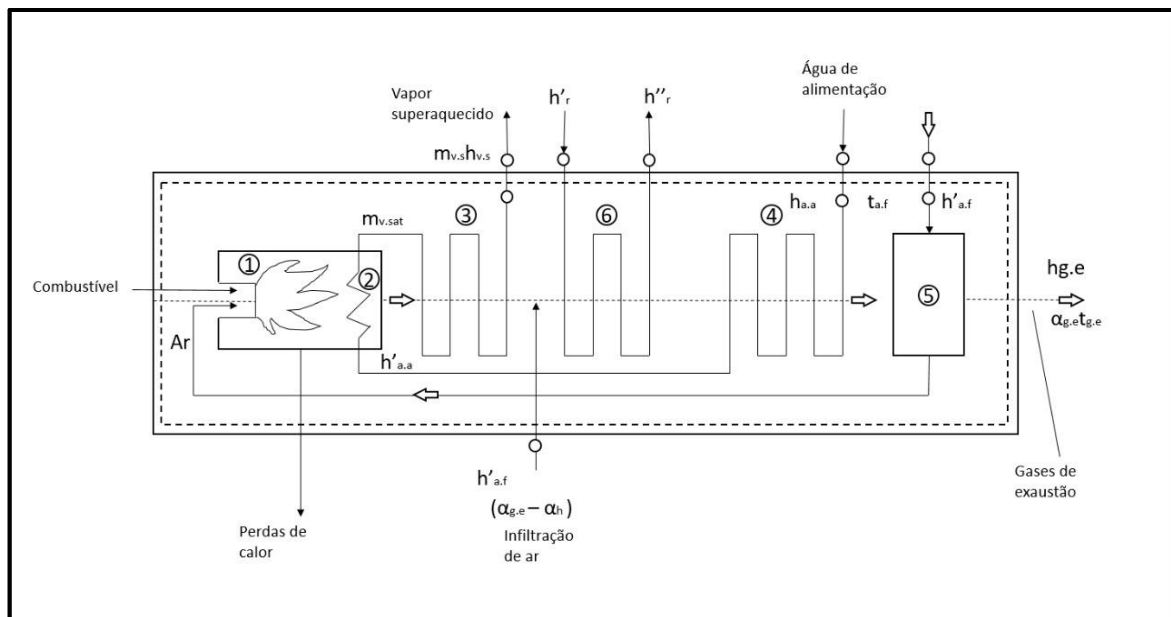


Figura 2. Fluxos de energia no volume de controle de uma caldeira. 1) Fornalha; 2) Superfícies evaporativas; 3) Superaquecedor; 4) Economizador; 5) Pré-aquecedor; 6) Reaquecedor.

Fonte: LORA & NASCIMENTO (2004)

Na Figura 2, as informações de entrada são: PCI – Poder calorífico Inferior;  $a_h \cdot h_{af}$  – Entalpia do volume de ar necessário para a queima de um kg de combustível, kJ/kg, sendo que nesta expressão,  $h_{af}$  representa o volume de ar necessário para a combustão de um kg de combustível;  $(\alpha_{g,e} - a_h) \cdot h_{af}$  – Entalpia das infiltrações de ar que ocorrem durante o trajeto

dos gases desde a fornalha até a saída da caldeira;  $\frac{m_{vs}}{C}$  – Energia do fluxo de água de alimentação que entra na caldeira, referida a um kg de combustível, kJ/kg;  $\frac{m_{vs}}{C} \cdot hr$  - Energia do fluxo de vapor expandido na turbina e que entra no reaquecedor de vapor, referida a um kg de combustível, kJ/kg. As informações de saída são:  $\frac{m_{vs}}{C} \cdot H_{vs}$  – Energia do fluxo de vapor superaquecido que sai da caldeira;  $\frac{m_{vs}}{C} h_r^n$  – Energia do fluxo de vapor reaquecido que deixa o reaquecedor em direção à turbina;  $h_{ge}$  – Entalpia dos gases de escape;  $\sum_{i=3}^6 Q$  – Somatório das perdas de calor por combustão incompleta.

O vapor produzido pelas caldeiras é mais comumente aplicado em processos industriais diversos que envolvem aquecimento, movimento de turbo geradores para fornecimento de energia elétrica, além de situações diversas, tais como (LORA & NASCIMENTO, 2004): Esterilização; Movimento de máquinas térmicas; Produção de força motriz em geral; Processos de separação mecânica de fluidos e sólidos; Limpeza de superfícies; Hidratação na produção de papel, ração animal e outros; Umidificação em sistemas AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado).

### 2.1.1 Combustíveis de caldeiras

A caldeira é o elemento central dos ciclos térmicos atuais e utiliza combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. Alguns dos principais combustíveis utilizados em caldeiras são (BRASIL, 2008):

- Carvão mineral: é considerado uma rocha sedimentar, composta por elementos como enxofre, carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, considerada a segunda fonte de energia mais utilizada no mundo, abaixo somente do petróleo;
- Coque de carvão: é um derivado do carvão mineral betuminoso (hulha), obtido através de um processo de aquecimento. É bastante utilizado em processos siderúrgicos e na indústria cimentícia;
- Coque de petróleo: é um combustível fóssil, derivado do petróleo, que apresenta coloração negra, geometria granular, sendo subproduto do crackeamento térmico do petróleo. Este combustível representa aproximadamente 10% do subproduto do petróleo de uma refinaria;
- Bagaço de cana: principal combustível da indústria sucro energética, formado basicamente por celulose, hemicelulose e lignina.



As caldeiras são projetadas para trabalhar com um ou mais combustíveis. Tais combustíveis, possuem diferentes níveis de poder calorífico. O poder calorífico pode ser considerado como a quantidade de calor que é liberada na combustão de uma unidade de massa do combustível considerado (ÇENGEL & BOLES, 2013). O mesmo ainda se subdivide em dois conceitos: Poder Calorífico Superior (PCS) e Poder Calorífico Inferior (PCI). O Poder Calorífico Superior (PCS), que representa a energia que a água cede ao evaporar. O poder Calorífico Inferior (PCI) desconsidera a umidade da água no combustível. O Anexo 1 contém o poder calorífico inferior dos principais combustíveis, utilizados em caldeiras, atualmente (CORTEZ, LORA & GÓMEZ, 2008).

## 2.2 MÁQUINAS TÉRMICAS E CICLO TÉRMICO

As caldeiras representam o dispositivo mais importante no campo das chamadas Máquinas Térmicas, que são máquinas especiais, que possuem a função de converter calor em trabalho e suas principais características são que:

- Trabalham com fontes de calor de alta temperatura (energia solar, câmara de combustão, reatores, etc);
- Convertem calor em trabalho;
- Possuem a operação em ciclo.

Analisando macroscopicamente, a máquina térmica mais comum é a usina de potência a vapor, que possui representação conforme a Figura 3.

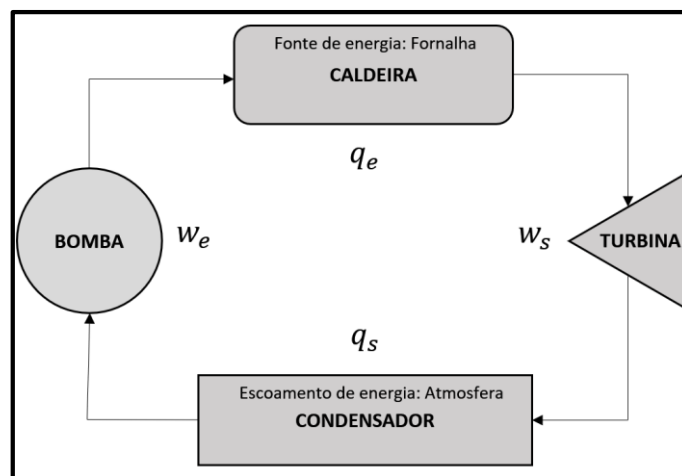


Figura 3. Representação de uma usina de potência vapor  
Fonte: ÇENGEL & BOLES (2013)

Este ciclo possui como principais grandezas:

- $q_e$  = quantidade de calor fornecida ao vapor na caldeira;
- $q_s$  = quantidade de calor rejeitada (atmosfera ou regeneração);
- $w_e$  = trabalho necessário para comprimir a água até a pressão de trabalho da caldeira;
- $w_s$  = trabalho realizado pelo vapor (fornecido a processos industriais ou expandido em turbinas).

O trabalho resultante dessas máquinas térmicas, pode ser representado pela Equação (1).

$$w_{resultante} = w_s - w_e \quad (1)$$

Nas máquinas térmicas, a eficiência termodinâmica é dita como o percentual de calor convertido em trabalho e pode ser representado pela Equação (2), onde o trabalho líquido realizado durante um ciclo é a diferença entre o trabalho realizado pelo sistema e o trabalho realizado sobre o sistema.

$$\eta = \frac{w_{líquido,S}}{q_e} \quad (2)$$

A eficiência termodinâmica das melhores máquinas térmicas atuais, está na casa de 60%, para grandes usinas em ciclo combinado (gás e vapor), o que justifica estudos e análises de viabilidades para incremento de eficiência em seus ciclos termodinâmicos, uma vez que quase metade da energia retorna para os rios e atmosfera ou é perdida em vários pontos dentro do processo (ÇENGEL & BOLES, 2013).

No estudo dos ciclos térmicos, o ciclo Rankine é considerado o ciclo ideal para as máquinas térmicas. Seu princípio de funcionamento se baseia no fato que o fluido de trabalho, circula em regime de escoamento permanente em uma série de dispositivos, como a caldeira, turbina e condensador. O ciclo de Rankine ideal, consiste em quatro processos principais (Figura 4):

- Realização de compressão isentrópica em uma bomba (1-2);
- Fornecimento de pressão constante em uma caldeira (2-3);
- Expansão isentrópica na turbina (3-4);
- Rejeição de calor à pressão constante no condensador (4-1).

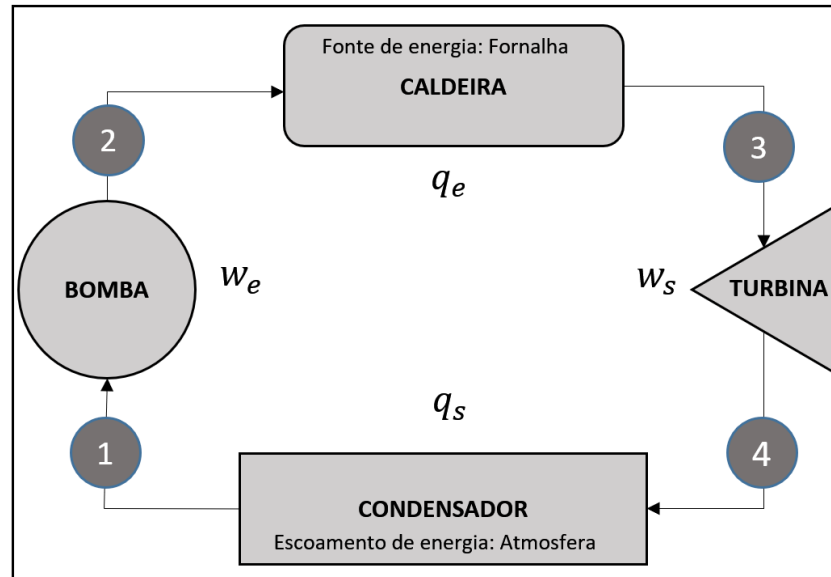


Figura 4. Representação do ciclo Rankine ideal.  
Fonte: ÇENGEL & BOLES (2013)

Na análise de energia do ciclo, se desprezam as variações de energia cinética e potencial de vapor no sistema, reduzindo-se a equação da energia para o regime de escoamento permanente, conforme em Equação (3).

$$h_S - h_E = (q_E - q_S) + (w_E - w_S) \quad (3)$$

Ver equações a seguir, para conservação de energia para cada dispositivo do ciclo térmico (4), (5), (6) e (7).

$$\text{Bomba } (q = 0), \text{ temos: } w_{BB, E} = h_2 - h_1 \quad (4)$$

$$\text{Caldeira } (w = 0), \text{ temos: } q_{CD, E} = h_3 - h_2 \quad (5)$$

$$\text{Turbina } (w = 0), \text{ temos: } w_{TB, S} = h_3 - h_4 \quad (6)$$

$$\text{Condensador } (w = 0), \text{ temos: } q_{CN, S} = h_4 - h_1 \quad (7)$$

A eficiência térmica do ciclo é dada pela Equação (8).

$$\eta = \frac{w_{\text{líquido}, S}}{q_E} \quad (8)$$

Onde  $w_{\text{líquido}}$  é representado na Equação (9).

$$w_{\text{líquido}} = (q_E - q_S) = (w_{TB, S} - w_{BB, E}) \quad (9)$$

Na termodinâmica, a representação gráfica de processos termodinâmicos, utilizando-se de diagramas do tipo TS, temperatura (eixo y), em função da entropia do sistema (eixo x), é bastante comum. A área sob a curva no diagrama presente na Figura 5 ilustra a transferência de calor nestes processos.

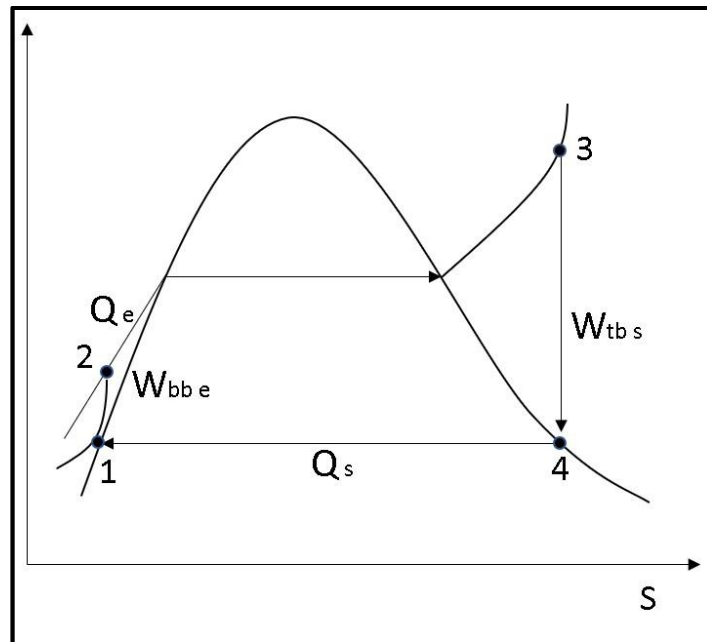


Figura 5. Diagrama TS do ciclo de Rankine ideal.  
Fonte: ÇENGEL & BOLES (2013)

## 2.3 INCREMENTO DE EFICIÊNCIA EM CICLOS TÉRMICOS / ECONOMIZADORES – AQUECEDORES REGENERATIVOS

### 2.3.1 Eficiência energética em ciclos térmicos

O conceito do incremento de eficiência energética em ciclos térmicos, se permeia pelo objetivo principal de aumentar a temperatura média na qual o calor é transferido para o fluido de trabalho na caldeira, traduzindo-se em uma alta temperatura do fluido durante a transferência de calor e, conseqüentemente, baixa temperatura no processo de rejeição de calor para o ambiente externo ou para o condensador em ciclo fechado. Para se concretizar esta hipótese, são utilizados os seguintes métodos:

- Redução de pressão no condensador;
- Trabalho com vapor superaquecido, utilizando-se de super aquecedores de vapor para este fim;
- Incremento de pressão na câmara de combustão da caldeira;
- Utilização de ciclos diversos de reaquecimento e regeneração de calor.

Em processos de caldeiras, geralmente se bombeia água ou fluido de trabalho para o equipamento à temperatura ambiente, o que se traduz em uma baixa eficiência termodinâmica do dispositivo, já que há uma redução da temperatura média do calor neste sistema. Sendo

assim, maiores eficiências estão ligadas ao acoplamento de economizadores, que aumentam a temperatura desta água ou fluido antes de recircular no sistema (WYLEN, 2013).

Em usinas termelétricas de grande porte, além do aproveitamento dos gases de exaustão para este fim, aproveita-se também o vapor dos diversos estágios de extração das turbinas. Porém, este vapor que poderia produzir mais trabalho se completasse a expansão nestes estágios, com a sua extração, acaba por reduzir a eficiência do equipamento e do processo.

Os ciclos de regeneração são extremamente importantes, pois além de contribuírem para incrementar a eficiência, auxiliam no processo de desaeração da água de alimentação, evitando assim, corrosões e trincas no vaso de pressão. Neste contexto, a fim de promover a eficiência energética na caldeira, utiliza-se equipamentos, como o aquecedor de água de alimentação, que é um trocador de calor aberto (contato direto) ou fechado (contato indireto) que possui como objetivo, transferir calor para a água, seja com a mistura direta entre fluidos ou sem o contato entre eles. A Figura 6 ilustra o exemplo de um ciclo regenerativo, utilizando uma câmara de mistura, bombas (BB) e o aquecedor de água de alimentação (AAA), com o objetivo de aumentar a eficiência do processo.

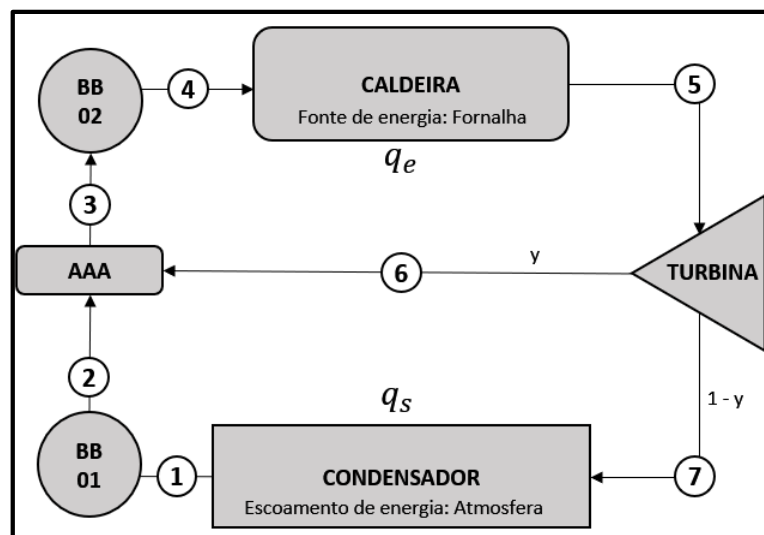


Figura 6. Ciclo Rankine com regeneração e Aquecedor de Água de Alimentação Aberto.  
Fonte: ÇENGEL & BOLES (2013)

Em ciclos de regeneração ideais, a água sai do condensador à baixa pressão e é comprimida (Figura 6, 1-2) para o aquecedor de água de alimentação aberto, na mesma pressão de extração da turbina. Uma segunda bomba eleva a pressão (Figura 6, 3-4), igualando à pressão da caldeira, completando o ciclo de aquecimento.

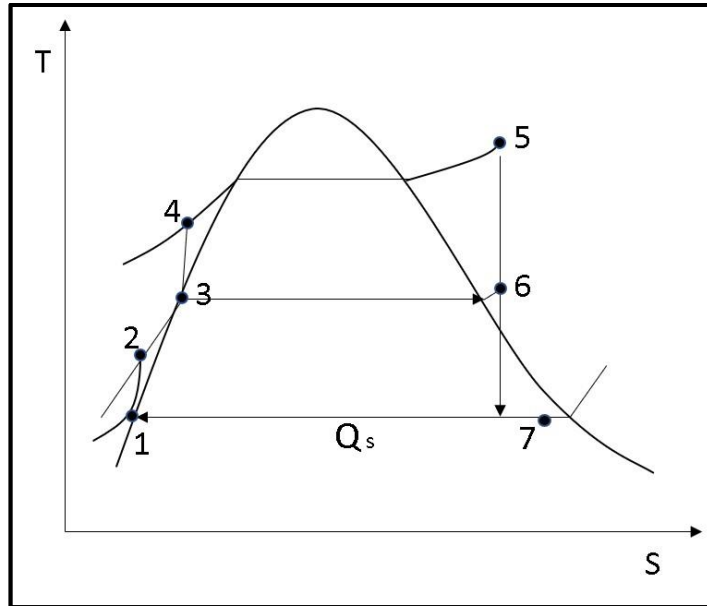


Figura 7. Diagrama termodinâmico da temperatura em função da entropia para o ciclo de Rankine regenerativo ideal.  
Fonte: ÇENGEL & BOLES (2013)

Em um ciclo Rankine com regeneração (Figura 7), as relações entre Trabalho e Calor com um aquecedor de água de alimentação aberto são expressas por unidade de massa de vapor escoado na caldeira, conforme descrito nas Equações (10), (11), (12) e (13).

$$q_E = h_5 - h_4 \quad (10)$$

$$q_S = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (11)$$

$$w_{TB, S} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (12)$$

$$w_{BB, E} = (1 - y)w_{BB 01, E} + w_{BB 02, E} \quad (13)$$

Visando a eficiência energética das máquinas térmicas, os economizadores, possuem a função de elevar a temperatura da água de alimentação, antes de ser injetada no tambor. Aos mesmos, corresponde entre 10 a 20% da energia útil de vapor transferida para o processo, que pode ser uma turbina ou o próprio vapor industrial (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Os economizadores de caldeira atuais, são implementados basicamente em caldeiras a gás, o que configura um problema, visto que caldeiras a gás, costumam ser caldeiras de alto rendimento, utilizadas na grande maioria das vezes, apenas em usinas termelétricas. Para a instalação de economizadores convencionais, há a necessidade do desmonte dos equipamentos

da caldeira em geral, com conseqüente paralisação dos processos fabris para adequação do sistema, o que gera altos prejuízos ao processo de produção.

Diante disso, justifica-se então, o desenvolvimento de tecnologias adequadas, com conseqüente utilização de energias alternativas, como a energia solar, para implementação em economizadores de caldeiras. Realizando-se ainda, a análise de viabilidade técnica da implementação de um conjunto “campo solar-economizador-caldeira”, bem como o impacto dessas mudanças de processo, no meio ambiente e na saúde humana da população ocupacional e da sociedade em geral.

### **2.3.2 Teoria dos economizadores/aquecedores regenerativos**

Os economizadores possuem a função de elevar a temperatura da água de alimentação antes que seja enviada ao tambor da caldeira. Esta água é admitida no estado líquido, comprimido através de uma bomba de água de alimentação, para a pressão correspondente ao ciclo de potência da máquina térmica, reduzindo-se as perdas do sistema.

A temperatura de operação do mesmo deve ser tal que, de forma a se evitar a mudança de fase da água dentro do equipamento, pois a vaporização da água causa problemas de corrosão, além de instabilidades, devido ao fenômeno conhecido como escoamento bifásico.

Os economizadores fazem o aquecimento da água de alimentação, utilizando-se de gases quentes para esta manobra. Por via de regra, a entrada do economizador é conectada a outro economizador ou então à bomba de água de alimentação. A saída pode ser interligada a um ou a um conjunto de economizadores ou a um evaporador (WYLEN, 2013).

Os economizadores também contribuem para a redução de choque térmico nas superfícies de troca, além das grandes variações de temperatura no tambor da caldeira.

A maioria dos economizadores adota a construção de tubos alinhados (Figura 8). Este tipo de configuração reduz o processo de erosão, pois acumula menos resíduos, quando comparamos com economizadores de tubos intercalados. Ao apresentar menor chance de acumular resíduos, o sistema tem menor probabilidade de sofrer entupimento. Se o sistema sofre uma obstrução nos canais, a eficiência cai consideravelmente, pois para que seja feita a troca de calor, é necessária uma grande circulação entre os fluidos. Mesmo apresentando menor acúmulo de resíduos, esse acúmulo é inevitável, sendo necessária a limpeza do equipamento, que entra como sistemática de manutenção para o incremento da vida útil do aparelho.

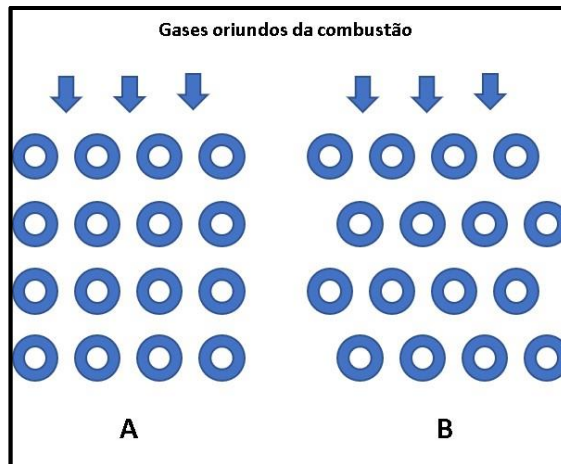


Figura 8. A (economizador com tubos alinhados); B (economizador com tubos intercalados).  
Fonte: O Autor

Como estratégia de redução de custos, adota-se a construção de economizadores com diferentes tipos de superfície. Os tubos aletados (Figura 9) são um exemplo de tecnologia utilizada que aumenta a área de contato, grandeza importante na troca térmica, proporcionando o aumento da eficiência do sistema. Quanto ao tipo de aletas, elas podem estar dispostas de diversas formas, como em orientação longitudinal ou helicoidal, sendo que a eficiência que esse tipo de melhoria gera no sistema, chega a ser diversas vezes maior que a de um tubo liso.

Outra alternativa, para construção de economizadores, é a utilização de tubos pinados (Figura 10), os quais possuem diversos pinos na superfície externa que atuam da mesma maneira que aletas, aumentando a área de contato da transferência de calor. A desvantagem deste tipo de formação, é que pode causar maior perda de carga em comparação aos tubos aletados.

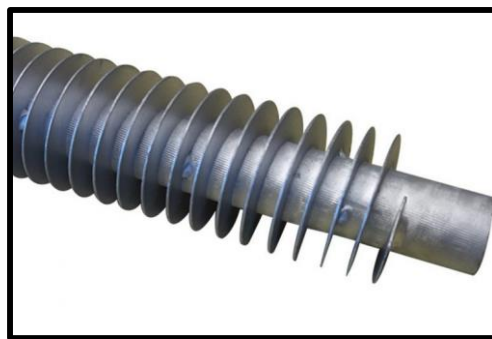


Figura 9. Tubo aletado em aço carbono com aletas helicoidais.  
Fonte: Portal TUBAL (s.d.)





Figura 10. Tubo Pinado.  
Fonte: Portal SELMEC (s.d.)

Atualmente, as tecnologias de economizadores de caldeiras visam utilizar a própria energia do sistema para promover o aquecimento e recirculação da água no gerador de vapor. Os sistemas economizadores mais comuns promovem a retirada de uma fração da vazão de vapor superaquecido que sai da caldeira para ser misturado com a água de alimentação, promovendo o aumento de sua temperatura e eficiência. Em outros casos, o vapor superaquecido é substituído pelos gases de exaustão, antes da entrada da chaminé. Em ambos os casos, deve haver um equilíbrio na fração de vapor retirada, pois o vapor que sai da caldeira é o vapor que entra na turbina, quando o mesmo é utilizado em sistemas de geração de energia.

Deste modo, se uma grande fração de vapor é retirada da saída da caldeira para promover a recirculação nestes sistemas, conseqüentemente uma grande fração de vapor deixa de entrar na turbina, e, como a turbina é o componente do sistema que converte a energia do fluido em trabalho mecânico, para a movimentação do gerador, menos energia será gerada a custo de se ter incrementado a temperatura de entrada da água de alimentação. Ao fim do processo, será gerada uma economia de combustível, mas será obtida menor eficiência no ciclo de conversão termoelétrica.

O economizador deve ser o mais eficiente possível, para que não entre na zona de fronteira do desperdício de energia. Outro tipo comum de sistema economizador de caldeiras é o sistema de regeneração que retira uma fração do fluido que sai da turbina para trocar calor com a água de alimentação. Uma vez que a turbina converte a energia do fluido em trabalho, mas como não é 100% eficiente, o fluido perde pressão e calor, havendo conseqüentemente a

queda de temperatura, mas ainda sim está acima da temperatura da água de alimentação do gerador de vapor. Assim, uma fração de fluido é retirada do sistema antes de entrar no condensador (WYLEN, 2013).

Em sistemas que possuem mais de uma turbina para aproveitar um percentual maior de energia do fluido de trabalho, a fração desviada para a água de alimentação pode ser retirada tanto após o primeiro estágio de extração, quanto após os sucessivos estágios existentes, sendo necessário que sejam realizados estudos e simulações, para se obter um sistema próximo ao ideal, como na primeira situação, evitando-se que a perda de energia gerada, não seja maior que a quantidade de combustível economizado.

Em frente a estes problemas enfrentados no processo de eficiência energética, que podem surgir nos economizadores convencionais e da necessidade de alteração da planta e cálculo das pressões e temperaturas dos fluidos para que não haja problemas de dimensionamento nas tubulações devido ao desvio de frações do fluido de trabalho, a alternativa necessária e a hipótese criada no presente trabalho, é a de se utilizar uma energia externa ao sistema, para que se promova a economia do combustível que entra em combustão, sem que haja diminuição da energia gerada na máquina térmica. O desenvolvimento de um sistema, utilizando-se de um economizador baseado à energia solar, aumentaria a temperatura da água de alimentação, gerando uma economia de energia, sem causar problemas adversos, como a redução de entrada de fluido nas turbinas, conseqüentemente não culminando em perdas no ciclo de geração termelétrica, no caso da utilização de vapor superaquecido. Já para a utilização de vapor saturado, evitaria os problemas já explanados anteriormente, como adequações mecânicas e estruturais diversas, paradas de produção, etc.

### **2.3.3 Custo de implementação de economizadores**

Atualmente, com o avanço sistemático das tecnologias de geração de energia, o uso de fontes alternativas tende a ficar acessível com o passar do tempo, sendo que os sistemas alternativos primitivos, eram inacessíveis devido ao preço das tecnologias na época em que foram concebidos.

Ao passar do tempo, essas tecnologias se tornaram mais acessíveis, porém ainda apresentando custo elevado em relação a outros métodos de geração de energia.

Justifica-se então o uso de energias renováveis em ciclos combinados, em casos no qual os cálculos monetários são realizados e a viabilidade do sistema é confirmada.

De fato, não existe custo para o recebimento da radiação solar, mas para convertê-la em energia elétrica ou térmica, são necessários equipamentos especiais, e estes sim, representam uma parcela considerável do sistema, quando analisado para certas aplicações.

O alto custo está associado às tecnologias aplicadas no desenvolvimento dos equipamentos. Além disso, os materiais empregados, são muitas vezes compostos por ligas especiais e materiais de composição específicas. Por serem específicos, apresentam alto custo de produção. A tecnologia empregada e os materiais utilizados, apresentam esse alto valor agregado, pois são otimizados de modo a elevar a eficiência do conjunto, o mais próximo do ideal.

Para a utilização da energia solar, a análise de viabilidade econômica deve ser realizada, considerando-se diversos fatores, como o custo de instalação, custo de manutenção e eficiência do sistema. O custo de instalação do sistema economizador conjugado com o sistema de campo solar, depende diretamente da capacidade térmica do sistema empregado. O custo de manutenção depende do tipo de coletor solar aplicado no processo e da utilização ou não de mecanismos de rastreamento solar.

No presente trabalho, o sistema pretendido utiliza a energia solar de forma direta, para utilização concatenada em economizadores para caldeiras (gerador de vapor), no qual é utilizado uma instalação de energia solar (campo solar) para elevar a temperatura da água de alimentação da caldeira, possibilitando economia considerável de combustível para o sistema, incrementando-se a eficiência energética do conjunto, através da economia de combustível.

Entretanto, a análise de viabilidade econômico-financeira deste sistema, será objetivo de futuros estudos.

De toda forma, o Quadro 1 demonstra a estimativa de custos de equipamentos economizadores para caldeiras, que se utilizam dos gases de exaustão para realizar o aquecimento da água de alimentação.

Quadro 1. Custos de implementação de sistemas de regeneração

<b>Equipamento</b>	<b>1 nível de pressão (USD)</b>	<b>2 níveis de pressão (USD)</b>	<b>3 níveis de pressão (USD)</b>
Superaquecedor de alta	581.100	1.046.900	1.670.800
Superaquecedor de média	-	-	44.450
Superaquecedor de baixa	-	38.900	1.400
Evaporador de alta	991.800	1.772.000	2.828.000
Evaporador de média	-	-	716.300
Evaporador de baixa	56.800	692.300	342.400

Economizador de alta 1	657.800	1.130.600	863.600
Economizador de alta 2	-	-	1.029.700
Economizador de média	-	-	143.300
Economizador de baixa	188.200	495.700	687.500
<b>Total</b>	<b>2.475.700</b>	<b>5.176.400</b>	<b>8.327.450</b>

Fonte: BRANCO (2005)

### 2.3.4 Custo de produção de vapor

Desde que foi desenvolvido o ciclo Rankine, grandes esforços são empreendidos com o objetivo de incrementar a eficiência energética das máquinas térmicas. Diversos estudos são realizados para otimizar ao máximo os sistemas térmicos atuais, visto que o objetivo do ciclo Rankine é transformar energia térmica em trabalho, buscando sempre um equilíbrio entre eficiência térmica e o processo de fabricação, utilizando materiais com propriedades específicas para determinadas aplicações, sem que isso torne o custo de produção inviável.

Nesta vertente, conhecer o custo da produção de cada unidade de vapor é muito importante, pois será um índice utilizado para se verificar a viabilidade da implementação de projetos de eficiência energética, pelo aspecto econômico (Equação 14).

$$C_{pv} = \frac{C_c \cdot (C_t - T_a)}{PCI \cdot \eta} \quad (14)$$

Onde:

$C_{pv}$  = representa o custo da produção de vapor (USD/kg);

$C_c$  = custo do combustível (USD/kg);

$C_t$  = quantidade de calor total (Kcal/kg);

$T_a$  = temperatura de entrada da água para o sistema (°C);

$PCI$  = poder calorífico inferior do combustível utilizado;

$\eta$  = eficiência da queima.

O custo da produção de vapor está relacionado ao valor atribuído por unidade de massa do combustível utilizado, a quantidade de calor total produzida na queima, a temperatura de entrada da água no sistema e o poder calorífico inferior.

O custo por unidade de massa é uma grandeza que é determinada pelo tipo de combustível utilizado, o poder calorífico e quantidade de poluição/rejeitos gerados. Todas estas são variáveis que atuam diretamente nessa grandeza, além do que, a mesma está sujeita às oscilações do mercado selecionado.

A quantidade de calor total está definida pela energia gerada na queima do combustível no gerador de vapor (caldeira), a qual determina a temperatura de saída do vapor após este processo. A temperatura de saída e a pressão do sistema são parâmetros que devem ser determinados para o dimensionamento das tubulações, válvulas e instrumentação intrínseca ao sistema, para que o ciclo apresente segurança dentro das normas aplicáveis a cada região.

A temperatura da água de entrada no gerador de vapor é outro fator de extrema importância, pois determinará a quantidade de energia que será necessária para chegar ao valor requerido na saída da caldeira

Deste modo, os sistemas economizadores são instalados para elevar a temperatura da água de alimentação, culminando em uma economia de energia, por realizar o aquecimento do combustível até a temperatura desejada. Como a energia nesse sistema é obtida pela queima de combustível, é satisfeita a economia monetária na quantidade de combustível consumido pelo sistema, reduzindo por consequência, o custo de produção de vapor da unidade.

A modelagem do custo do vapor para as indústrias em geral, segue o padrão presente na Figura 11.

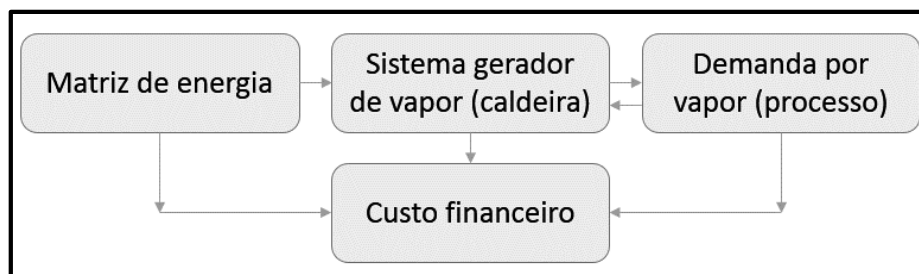


Figura 11. Modelagem de custo de vapor industrial.  
Fonte: O Autor

Além disso, para a composição do custo fixo do vapor, ainda devem ser considerados fatores como a mão de obra disponível para a operação da planta industrial em cada região, as jornadas de trabalho dos operadores das máquinas, obrigações e encargos trabalhistas, rotinas de manutenção, custos da água, custo do tratamento químico deste fluido para o processo, custo da energia para a manutenção dos sistemas auxiliares existentes, dentre outros.

### 2.3.5 Cálculos de funcionamento e economia em economizadores e aquecedores regenerativos

Os economizadores, são projetados como trocadores de calor por contra-corrente, onde os parâmetros do fluido de trabalho são calculados com base em princípios de conservação de

massa e energia. Neste processo, são conhecidos os estados físicos da água e do vapor de entrada para o sistema. As leis da termodinâmica são a base para se realizar os cálculos de dimensionamento dos sistemas economizadores.

A Primeira Lei da Termodinâmica (princípio da conservação de energia) estabelece que “A variação líquida (incremento ou redução) na energia total de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a energia total recebida e a energia total rejeitada pelo sistema durante o processo” (ÇENGEL & BOLES, 2013). Assim, considerando-se que a energia do sistema é obtida pela queima de combustível e que a energia térmica é o produto da vazão mássica de água de alimentação pela diferença entre as entalpias inicial e final, se a diferença entre entalpias diminuir com o aumento da temperatura inicial, com a manutenção da temperatura final, será necessário menos combustível para se gerar a energia necessária, conforme ilustrado nas Equações (15) e (16).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot (h_{\text{depois da caldeira}} - h_{\text{antes da caldeira}}) \quad (15)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot C_p (T_{\text{depois da caldeira}} - T_{\text{antes da caldeira}}) \quad (16)$$

Os conceitos de calor latente e sensível estão inseridos no contexto do gerador de vapor. O calor sensível provoca apenas alteração na temperatura do corpo, sem que haja mudança de fase. Já o calor latente provoca mudança de fase no corpo sem que haja alteração na temperatura.

Para que se produza vapor, é necessário que a água chegue à temperatura de ebulição, e ela alcança esta temperatura ao receber a quantidade necessária de energia (calor sensível). Após atingir a temperatura de ebulição, é necessária uma certa quantidade de energia (calor latente) para que seja realizada a mudança de fase do fluido. O princípio de economia de energia, é aumentar a temperatura inicial para se reduzir a quantidade de calor sensível, necessária para subir a temperatura da água, de modo a utilizar a energia do sistema somente para o calor latente, para promover a mudança de fase.

A economia gerada pelos economizadores se baseia no quanto a temperatura da água de entrada é elevada antes de sua entrada na caldeira. A quantidade de energia que seria necessária para o aquecimento da água antes da entrada na caldeira, é realizada neste momento pelo conjunto economizador mais campo solar. Esta mesma energia é a quantidade de combustível que não é mais necessária, compondo-se assim a economia de combustível do sistema.

Essa economia é demonstrada se aumentarmos a temperatura da água de alimentação, onde o novo custo de produção de vapor será menor, pois será gasto menos energia para elevar a temperatura da água de alimentação que é enviada para a caldeira. Esta diferença é

diretamente proporcional ao custo do vapor, de modo que, se a diferença aumenta, o custo do vapor aumenta, e, se a diferença diminui, o custo do vapor se reduz.

A economia de combustível pode não parecer considerável num momento inicial, se o economizador aumentar a temperatura da água de alimentação, a título de exemplo, em somente dez graus celsius (10°C). Porém, quando é considerada a operação a longo prazo, os parâmetros de significância mudam. Se a temperatura da água de alimentação é aumentada, por exemplo, em 20°C e se considera uma operação acima de 5 anos, para a análise do custo e da viabilidade do sistema, nessas condições citadas anteriormente, qualquer economia na vazão mássica do combustível apresenta um custo significativo ao fim deste período, muitas vezes sendo maior que o custo de implementação do sistema economizador, e assim, viabilizando o processo.

Além da própria economia gerada pelo aumento da temperatura de entrada da água de alimentação, outro fator entra no tocante do sistema economizador-campo solar. Quando a água de alimentação entra no gerador de vapor (caldeira) a uma temperatura maior, a diferença de temperatura entre entrada e saída será menor, logo a caldeira trabalhará em uma menor faixa de temperatura. Esta diferença possui significativo impacto nos elementos que compõem o gerador de vapor, tais como queimador e tubulação de gases, devido aos mecanismos de dilatação e contração térmica.

Com a diminuição da diferença da temperatura de trabalho do gerador de vapor, diminui-se então a eficácia desse mecanismo, deixando o desgaste devido a esse motivo menos significativo e dificultando a ocorrência de uma falha dos materiais constituintes do equipamento. Dessa maneira, os componentes da caldeira como as superfícies de troca, estarão menos propensos às fadigas mecânicas e apresentarão maior vida útil, gerando economia considerável para o sistema. Considerando estes fatores em conjunto, torna-se cada vez mais evidente a eficácia da implementação de sistemas economizadores na redução de custos dos geradores de vapor.

## 2.4 SISTEMAS TERMOSSOLARES

A energia solar se apresenta como uma fonte de energia abundante e gratuita. As tecnologias atuais permitem coletar a energia do sol, para fins de aquecimento industrial de uma forma três vezes mais eficiente que a fotovoltaica (GALANTE, 2015).

### 2.4.1 O Sol - Ciências ambientais

O Sol é o centro do Sistema Solar e é o que mantém todos os planetas desse sistema em suas respectivas órbitas, através da gravidade. É a estrela mais próxima do planeta Terra, que se encontra a cerca de 150 milhões de quilômetros. Sua composição é de aproximadamente, 74% de hidrogênio, 24% de hélio, 2% de oxigênio, carbono e ferro. O Sol é como um grande reator nuclear, no qual o hidrogênio está sendo constantemente transformado em hélio, convertendo cerca de 600 milhões de toneladas de hidrogênio em hélio a todo segundo. Este processo gera quantidades exorbitantes de energia emitidas por meio de ondas eletromagnéticas lançadas no espaço, que demoram cerca de oito minutos e vinte segundos para chegar à Terra (considerando a velocidade da luz no espaço de 300.000 m/s).

Nos cálculos em relação à energia solar, devem ser considerados alguns parâmetros como o Tempo Solar Aparente (TSA) e o Tempo Padrão Local (TPL). O TSA é utilizado para a representação da hora diária. Este parâmetro varia conforme o ângulo aparente do Sol, ao longo do dia. O meio dia do TSA é o momento no qual o sol cruza o meridiano do observador, sendo diferente do meio dia do TPL. A conversão entre essas grandezas (TPL e TSA) são feitas pela equação do tempo (ET) e pelo ajuste de longitude. A Equação (17) se refere ao tempo.

$$ET = 9,87 \cdot \text{sen}(2B) - 7,53 \cdot \text{cos}(B) - 1,5 \cdot \text{sen}(B) \quad (17)$$

Em que  $B$  está representado na Equação (18), sendo que  $N$  é o dia do ano analisado.

$$B = (N - 81) \cdot \left(\frac{360}{364}\right) \quad (18)$$

O ajuste da longitude é representado na Equação (19).

$$AST = HPL + ET \pm 4 \cdot (LP - LL) - HV \quad (19)$$

Em que:

- $HPL$  = hora padrão local;
- $ET$  = equação do tempo;
- $LP$  = longitude padrão;
- $LL$  = longitude local;
- $HV$  = horário de verão (0 ou 60 minutos).

O movimento de rotação é o movimento no qual a Terra gira em torno do Sol, durando cerca de 365 dias e 4 horas para que seja completado. Esse movimento é o que define e diferencia as estações do ano: primavera, verão, outono e inverno. A órbita da Terra em torno do Sol é quase circular, apresentando uma pequena excentricidade. A data na qual ocorre a menor distância entre Sol e a Terra é 3 de janeiro. Esse fenômeno é chamado de periélio. A data



na qual ocorre a maior distância entre Sol e a Terra é 4 de julho. Esse fenômeno é chamado de afélio. Essas distâncias podem ser determinadas segundo GARG (1982) pela Equação (20).

$$R = a \cdot (1 \pm e) \quad (20)$$

Em que:

$a$  = distância média entre a Terra e o Sol =  $149,5985 \cdot 10^6$  km;

$e$  = excentricidade da órbita terrestre = 0,01673;

O sinal da equação é de soma (+) para o afélio e de subtração (-) para o periélio.

Os locais, em que o Sol nasce e se põe, mudam ao longo do ano, se movendo progressivamente para o norte, devido à alternância entre as estações. Com isso, há os fenômenos de solstício e equinócio. O solstício ocorre quando o Sol apresenta a maior inclinação de latitude em relação à linha do Equador, no seu limite máximo, ou seja, na posição extrema, seja ao norte ou ao sul. Isso causa uma maior iluminação em um dos hemisférios, ou seja, dias mais longos que noites (solstício de verão) ou noites mais longas que dias (solstício de inverno). Quando é solstício de verão no hemisfério norte, é solstício de inverno no hemisfério sul, e quando é solstício de verão no Sul, é de inverno no Norte.

O equinócio ocorre quando o Sol está diretamente sobre a linha do Equador, sem apresentar significativa inclinação de latitude. Nesse período, o Sol ilumina igualmente os dois hemisférios, fazendo com que dias e noites sejam iguais. Equinócios ocorrem em março e setembro. Quando é equinócio de primavera no hemisfério norte, é equinócio de outono no hemisfério sul, alternadamente (Figuras 12 e 13).

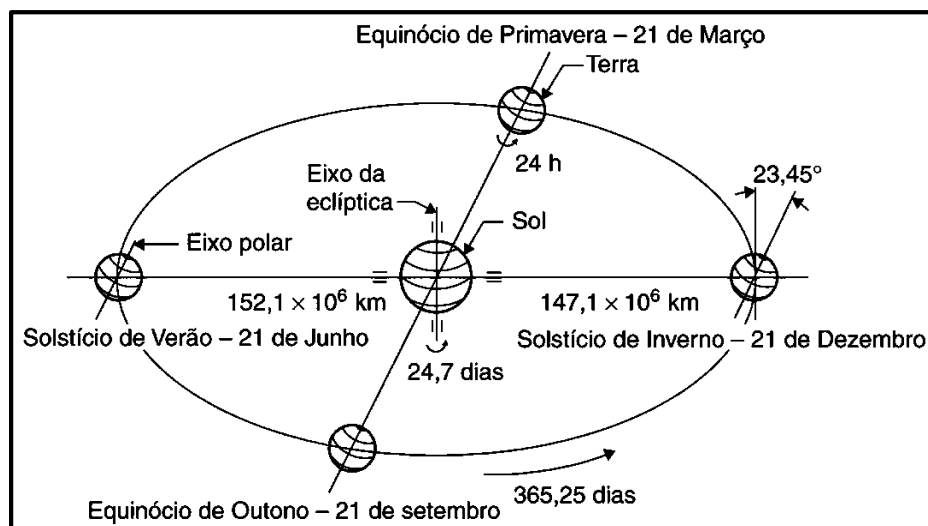


Figura 12. Comportamento da Terra em torno do Sol ao longo do ano.  
Fonte: KALOGIROU (2016)

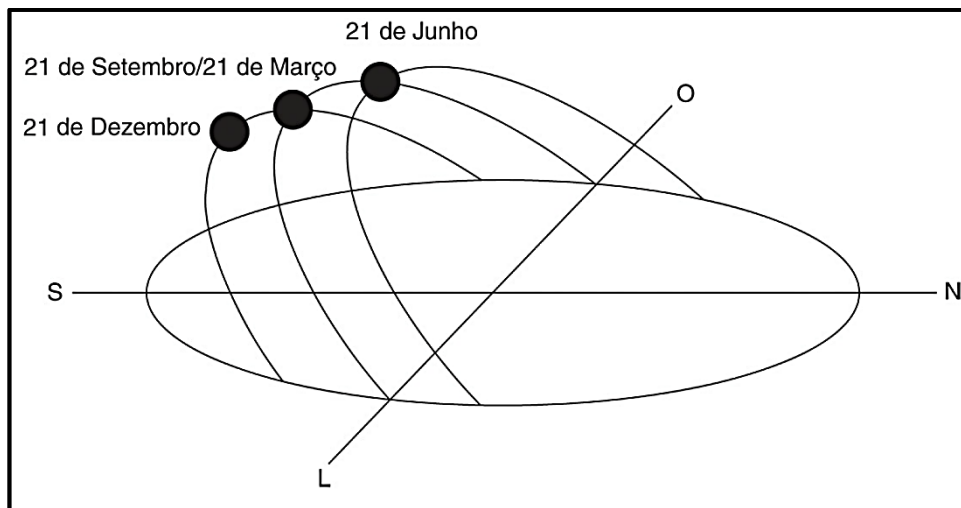


Figura 13. Mudança na posição do sol ao longo do ano no hemisfério norte.  
Fonte: KALOGIROU (2016)

A Terra apresenta uma inclinação de  $23,45^\circ$  do seu eixo de rotação em relação ao plano elíptico (plano da órbita da Terra). O movimento da Terra em relação ao Sol faz com que o seu eixo de rotação se mova, de modo que, ao longo do ano, a declinação varie de  $-23,45^\circ$  (solstício de verão) até  $23,45^\circ$  (solstício de inverno). Os equinócios representam inclinação de  $0^\circ$ , ocorrendo entre a transição entre os solstícios (Figura 14).

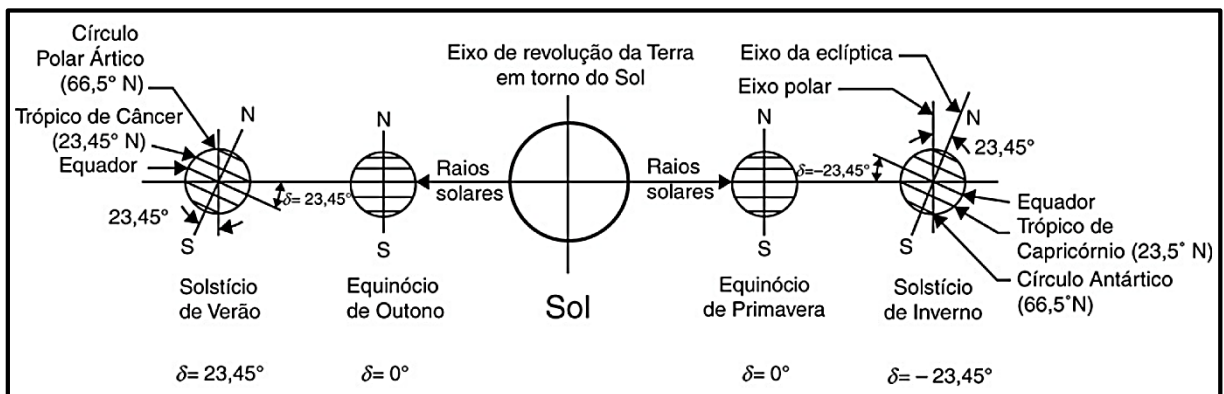


Figura 14. Latitude, ângulo horário solar e declinação solar.  
Fonte: KALOGIROU (2016)

A declinação é representada pelo símbolo  $\delta$ , e é calculada, em graus, pela expressão (21), em que  $N$  é o dia do ano a ser analisado (ASHRAE, 2007):

$$\delta = 23,45 \cdot \text{sen} \left[ \frac{360}{365} \cdot (284 + N) \right] \quad (21)$$

O ângulo horário é definido como o ângulo em que a terra precisa se movimentar para levar o meridiano local até o meridiano em que está sobre o sol. Este ângulo é medido sobre a

linha do Equador e varia de -12h até 12h. Um ângulo horário de 0 horas significa que o meridiano do observador e o meridiano do Sol se coincidem.

As maneiras de se obter a posição do Sol em qualquer época do ano citadas anteriormente, requerem cálculo e estudos prévios, o que muitas vezes dificulta a obtenção ágil da posição solar. Desta maneira, outras formas de se obter tais dados, foram criadas de modo a facilitar e agilizar tal processo. O método gráfico representado em duas dimensões num plano horizontal chamado de diagrama de caminho solar, torna o processo mais prático e é tão preciso quanto o método analítico. As equações para determinação da posição solar, são funções de várias variáveis como o ângulo de latitude do Sol, azimute solar, latitude, ângulo horário e declinação. Já o método gráfico é função somente de duas variáveis independentes, sendo que são obtidos diagramas diferentes para cada latitude, obtendo-se gráficos separados para o hemisfério sul e o hemisfério norte (Figura 15).

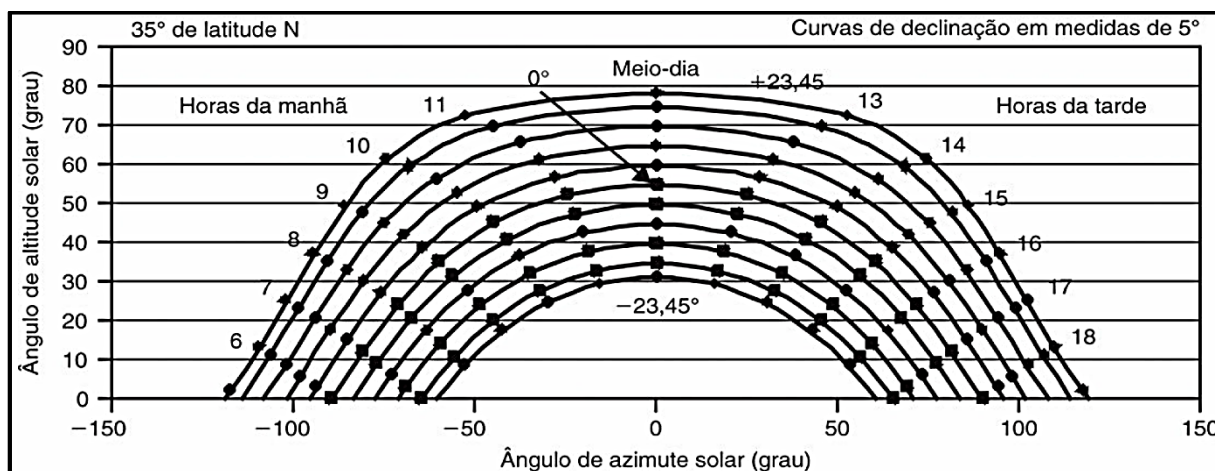


Figura 15. Exemplo de diagrama da trajetória solar.

Fonte: KALOGIROU (2016)

O calor é a energia que é transferida entre corpos que apresentam temperaturas diferentes. Essa transferência pode ocorrer de três formas: condução, convecção e radiação. A radiação é emitida através de ondas eletromagnéticas pelos corpos que apresentam carga térmica não nula, ou seja, apresentam temperatura maior que zero kelvin, ou  $-273\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

O sol, como já citado anteriormente, é um grande reator nuclear que transforma átomos de hidrogênio e hélio, gerando quantidades exorbitantes de energia, energia essa que é emitida pelo espaço através de ondas eletromagnéticas (radiação solar). Essa radiação é emitida nos espectros ultravioleta, infravermelho e luz visível a olho nu.

Um corpo ao ser bombardeado por radiação reflete parte dessa radiação, absorve outra parte e refrata uma última parte. A quantidade de energia que fica em cada uma dessas

interações, depende de vários fatores como o espectro da radiação, material do corpo, ângulo de incidência, índice de refração, reflexão e absorção, dentre outras. Se um corpo absorve toda a radiação sem refletir ou refratar, este é classificado como um corpo negro. Este corpo negro teoricamente também alcança o limite máximo de emissão de radiação possível.

A radiação emitida por um corpo negro pode ser encontrada através da Equação de Planck (22).

$$E_{b\lambda} = \frac{2\pi c^2 h}{\lambda^5 \cdot (e^{\frac{hc}{\lambda T}} - 1)} \quad (22)$$

Em que:

- $E_{b\lambda}$  = poder emissivo monocromático W/m<sup>2</sup>;
- T = temperatura superficial em Kelvin;
- $c = 3,0 \cdot 10^8$  m/s;
- $h = 6,6261 \cdot 10^{-34}$  m<sup>2</sup>.kg/s;
- $\lambda$  = comprimento de onda em m.

#### 2.4.2 Introdução aos sistemas termossolares

A energia solar em processos industriais pode ser utilizada principalmente para:

- Realização de pré-aquecimento do fluido de trabalho;
- Geração de vapor saturado;
- Geração de vapor superaquecido;
- Realização de ciclos de regeneração entre estágios de turbinas.

Em ciclos termodinâmicos do tipo Rankine, a energia solar concentrada fornece energia para o ciclo térmico. Esses sistemas podem utilizar diferentes fluidos de trabalho, como o óleo térmico e o sal fundido, que se aquece durante a incidência dos raios solares, chegando a atingir temperaturas próximas a 400°C. Na Figura 16, há uma ilustração de um ciclo combinado de um sistema de geração com fonte de combustível à carvão, com assistência por energia solar.



	Caldeira á base de água	60-90
Alimentos enlatados	Esterilização	110-120
	Pasteurização	60-80
	Cozimento	60-90
	Branqueamento	60-90
Têxtil	Branqueamento, tingimento	60-90
	Secagem, desengorduramento	100-130
	Tingimento	70-90
	Conserto	160-180
	Compressão	80-100
Papel	Cozimento, secagem	60-80
	Caldeira á base de água	60-90
	Branqueamento	130-150
Química	Sabão	200-260
	Borracha sintética	150-200
	Processamento de calor	120-180
	Pré-aquecimento da água	60-90
Carne	Lavagem, esterilização	60-90
	Cozimento	90-100
Bebidas	Lavagem, esterilização	60-80
	Pasteurização	60-70
Farinhas e derivados	Esterilização	60-80
Derivados de madeira	Vigas de difusão térmica	80-100
	Secagem	60-100
	Pré-aquecimento de água	60-90
	Polpa de preparação	120-170
Tijolos e blocos	Defumação	60-140
Plásticos	Preparação	120-140
	Destilação	140-150
	Separação	200-220
	Extensão	140-160
	Secagem	180-200
	Mistura	120-140

Fonte: COTTRET & MENICHETTI (2015)

Em sua forma mais completa, o sistema termosolar apresenta quatro elementos principais: coletor, receptor, elemento de transporte-armazenamento e sistema de conversão

elétrica, quando existente. Neste processo, o coletor possui como função captar e direcionar a energia solar incidente em sua superfície para o sistema que irá coletar e converter esta energia radiante em energia térmica (REIS, 2011). O receptor faz a absorção e conversão da radiação proveniente do sol, transferindo o calor absorvido para o fluido de trabalho. No elemento de transporte-armazenamento, o fluido de trabalho é então transferido para o sistema, realizando a conversão da energia térmica em energia mecânica, através de ciclos térmicos fundamentais, como o ciclo Brayton (gás), ciclo Rankine (vapor), dentre outros, dependendo do estado do fluido, pressão e natureza do mesmo.

### **2.4.3 Sistemas distribuídos de conversão termossolar**

Os sistemas distribuídos de energia solar são os sistemas em que a energia proveniente do sol é convertida no próprio coletor solar. Os coletores solares são tipos especiais de trocadores de calor que trabalham com a conversão de energia solar em energia térmica em um fluido de transporte. Estes coletores são o principal componente em um sistema de energia solar.

A energia solar que incide nestes coletores é transferida do fluido de trabalho diretamente para a água, a qual é utilizada para sistemas de condicionamento ambiente ou para tanques de armazenamento e troca térmica.

Existem atualmente duas classes destes elementos: não concentradores ou estacionários e concentradores (rastreadores). Um coletor não concentrador possui uma área uniforme para receber e absorver o calor e são postos em uma posição fixa, visto que não possuem a capacidade de acompanhar a variação de irradiação solar de acordo com a posição do sol ao longo do dia. Já um coletor concentrador, geralmente possui superfícies côncavas reflexivas, para receber e direcionar a energia proveniente do sol para uma área de menor recepção, aumentando, assim, a sua radiação total.

Para o acompanhamento do movimento aparente do sol, é necessária a utilização de confiáveis mecanismos de rastreamento solar, capazes de realizar o acompanhamento com precisão, retornando à posição do coletor à sua posição original ao fim do dia, além de realizar o rastreamento preciso em dia com intempéries. O Quadro 3 contém as principais tecnologias utilizadas em sistemas de coletores solares.

Quadro 3. - Principais tecnologias usadas em sistemas de coleção solar.

Movimento	Coletor	Absorvedor	Razão de Concentração	Intervalo de Temperatura (°C)
Estacionário	Coletor de placa plana	Plano	1	30-80
	Tubo coletor evacuado	Plano	1	50-200
	Coletor parabólico componente	Tubular	1-5	60-240
Rastreamento de eixo único	Coletor parabólico componente	Tubular	5-15	60-300
	Refletor Fresnel Linear	Tubular	10-40	60-250
	Coletor parabólico em calha	Tubular	10-85	60-400
Rastreamento de dois eixos	Refletor em disco parabólico	Pontual	600-2000	100-1500
	Coletor de campo Heliostático	Pontual	300-1500	150-2000

Fonte: KALOGIROU (2016)

#### 2.4.4 Coletor de placa plana

O coletor solar de placa plana, ou *Flat Plate Collector* (FCP) é aplicado para o aquecimento de água para uso sanitário em baixas temperaturas. O funcionamento do coletor de placa plana se baseia na circulação do fluido através do coletor, recebendo este calor através da placa coletora. É importante saber que a máxima temperatura que o fluido poderá atingir é a temperatura de equilíbrio estática, que é a temperatura que o conjunto atinge quando não está circulando líquido em seu interior. Na Figura 17 segue o exemplo de um esquema de um coletor de placa plana.



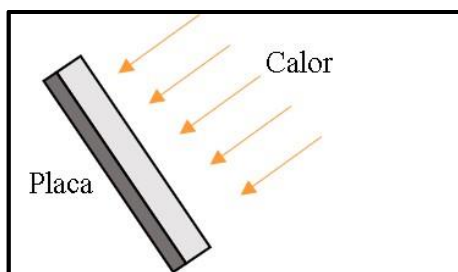


Figura 17. Esquema de um coletor de placa plana.  
Fonte: O Autor

Os coletores do tipo FPC possuem a vantagem de possuírem baixo custo de fabricação, coletam as radiações diretas e difusas e possuem estrutura fixa, reduzindo a necessidade de se utilizar dispendiosos sistemas de rastreamento solar. Este tipo de coletor deve ser instalado, orientado diretamente na direção do equador, voltados para o norte no hemisfério sul e para o sul no hemisfério norte. O ângulo ideal de inclinação do coletor é igual à latitude do local onde será instalado (KALOGIROU, 2016).

As placas coletoras possuem a função de transferir o calor recebido para o fluido de transporte. Para isso, o absorvedor de um coletor solar deve possuir revestimento com alta absorvância (baixo comprimento de onda) e baixa emitância (longo comprimento de onda) para a radiação. O coletor de placa plana é o tipo de coletor solar mais utilizado. O mesmo é empregado geralmente, para aplicações de baixa temperatura, de até 80°C. Alguns materiais podem variar essa capacidade térmica e atingir temperaturas próximas a 200°C.

#### 2.4.5 Tubo coletor evacuado

Os coletores de tubo evacuados ou *Evacuated Tube Collector* (ETC), são construídos utilizando um tubo de calor dentro de um tubo evacuado (Figura 18). A camada de vácuo reduz as perdas por convecção e condução, permitindo com que os coletores trabalhem com altas temperaturas. São a prova de que uma superfície seletiva e um supressor de convecção eficiente podem resultar em bom desempenho a altas temperaturas. Possuem maior eficiência em ângulos de incidência baixos do que os FPC.

Os ETC possuem um tubo de calor que é instalado dentro de um tubo evacuado (Figura 18, C), que é instalado contendo uma pequena quantidade de fluido, que passa por um ciclo de evaporação-condensação. Neste tipo de montagem, a radiação solar incidente sobre o sistema

provoca a evaporação do líquido e o vapor circula para o dissipador de calor, onde condensa e libera o calor latente. O fluido condensado retorna para o coletor solar e assim o ciclo se repete.

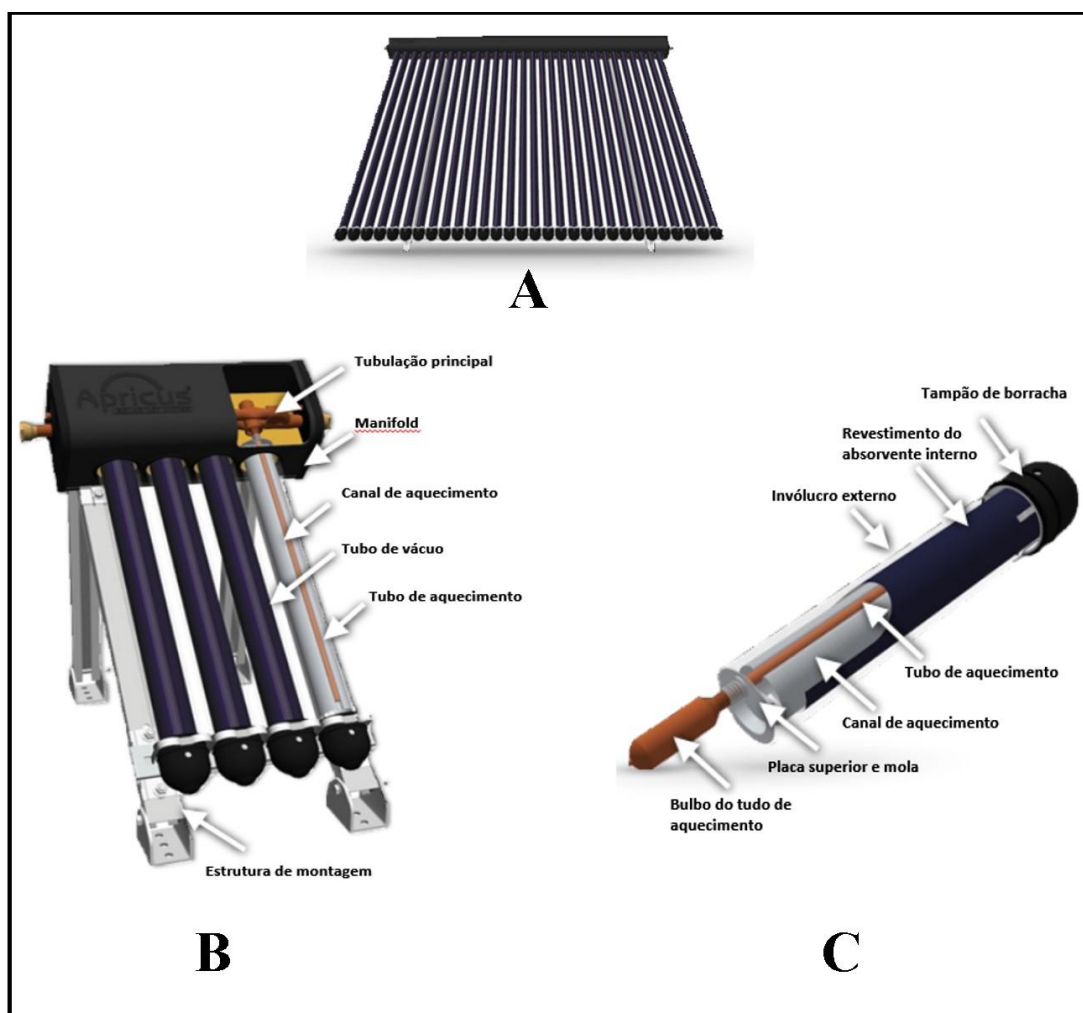


Figura 18. A) Vista frontal do ETC; B) Componentes do ETC; C) Tubo evacuado e tubulação de aquecimento. Fonte: APRICUS (2016)

#### 2.4.6 Coletor parabólico componente

O coletor parabólico componente ou *Component Parabolic Collector* (CPC) (Figura 19). É um coletor do tipo linear, cuja superfície refletora concentra a luz do sol em um tubo receptor, distribuído longitudinalmente sobre o canal do concentrador. É construído de certa forma que o fluido de trabalho circule no tubo, sendo aquecido e transportado ao ponto central do coletor. A sua temperatura de trabalho oscila entre 100 e 400°C. O mecanismo pode ter ou não um buscador dos raios solares (REIS, 2011), sendo utilizado um mecanismo rastreador de raios solares quando aplicado em situações de temperaturas mais altas.

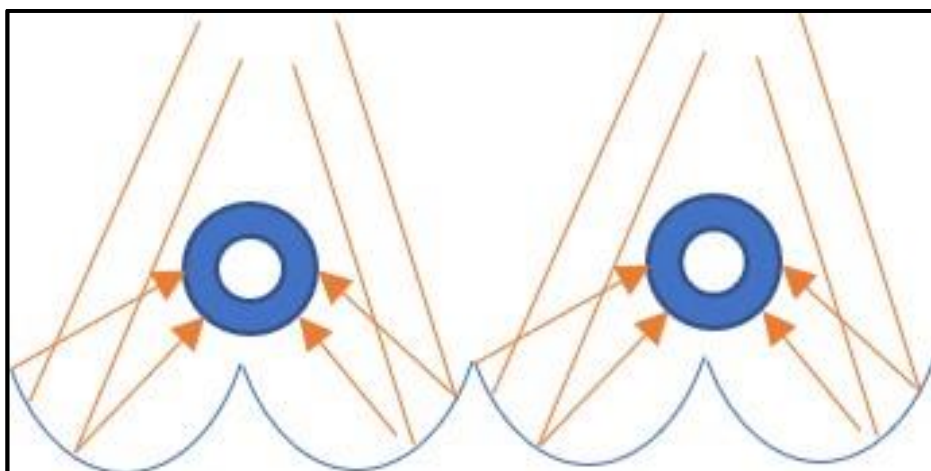


Figura 19. Coletor de tubo a vácuo com concentrador parabólico composto (CPC).

Fonte: O Autor

Concentradores parabólicos compostos podem receber radiação solar por uma ampla gama de ângulos. Existem dois tipos básicos de CPC, que são o simétrico e o assimétrico. Na figura 20 podemos ver um exemplo de um modelo do tipo CPC.

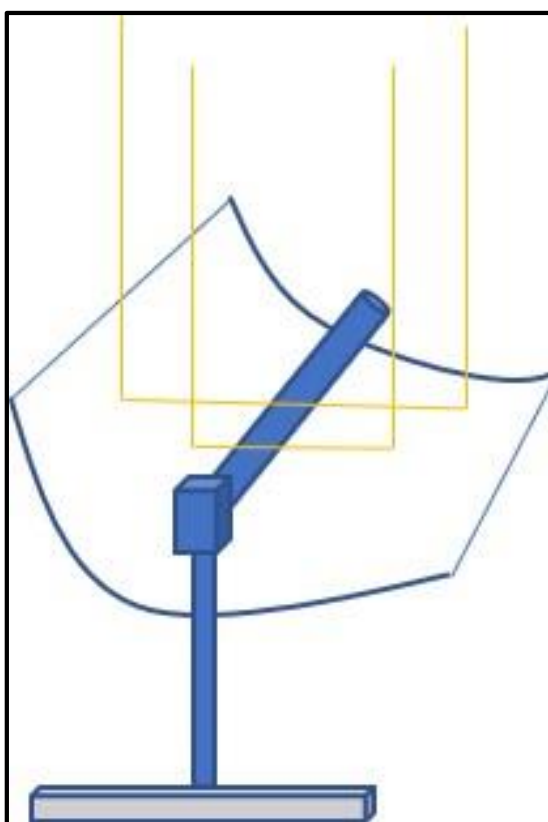


Figura 20. Diagrama de um concentrador cilíndrico parabólico.

Fonte: O Autor

### 2.4.7 Refletor Fresnel Linear

O refletor de Fresnel ou *Linear Fresnel Reflector* (LFR), consiste em tiras dispostas linearmente as quais possuem espelhos na superfície, que atuam para refletir a luz em um receptor. Pode ser montado em campo em uma superfície plana, sem uma grande distância do solo, o que diminui a necessidade de grandes suportes, e grandes receptores podem ser construídos como parte da estrutura pois estes podem ser estáticos. A principal vantagem que este modelo de refletor apresenta é devido à sua forma e disposição dos espelhos, os quais são planos e lineares, facilitando a sua construção e reduzindo o seu custo (Figuras 21 e 22).

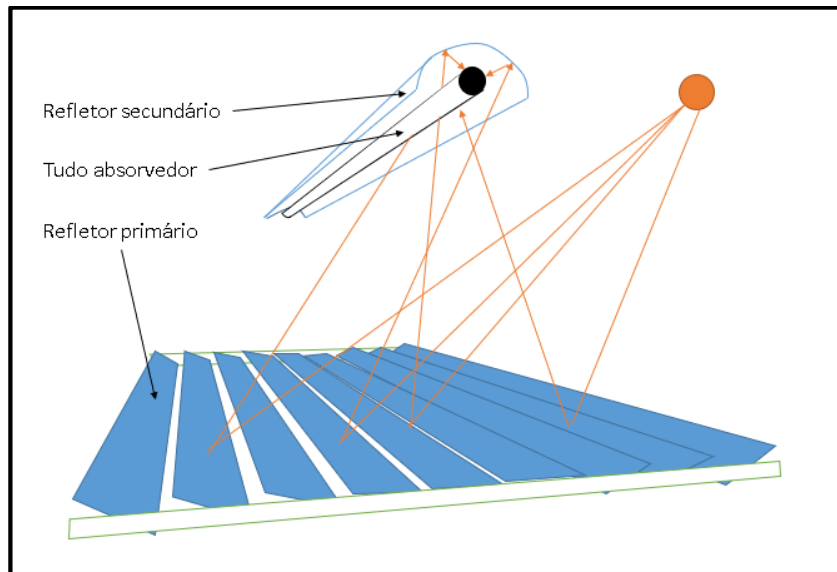


Figura 21. Esquema de um Refletor Fresnel Linear.  
Fonte: O Autor

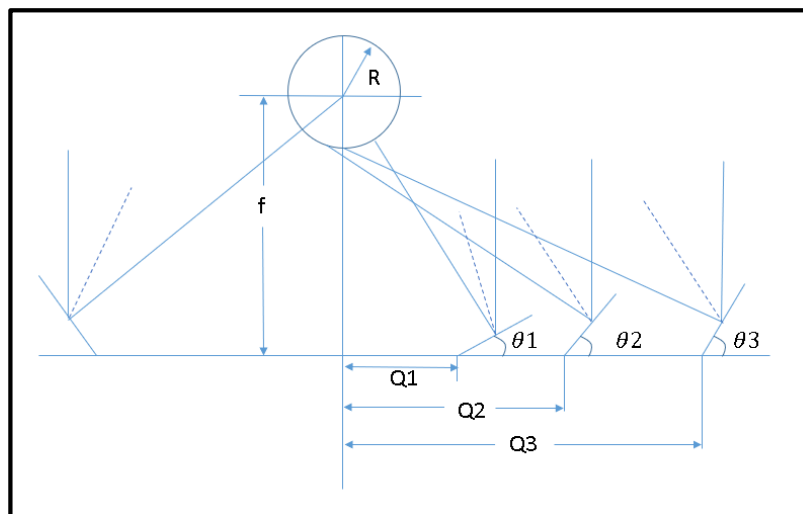


Figura 22. Esquema de um Refletor Fresnel Linear.  
Fonte: O Autor

### 2.4.8 Coletor parabólico em calha

O Coletor parabólico em calha ou *Parabolic Trough Collector* (PTC) (Figuras 23 e 24), podem produzir calor de forma eficiente entre 50° e 400°C. Estes coletores são produzidos à partir de uma folha de material reflexivo, em formato parabólico. Quando a calha parabólica é posicionada sob o sol, os raios paralelos que incidem sobre o refletor, refletem no tubo receptor. Esta radiação solar concentrada que atinge o tubo, aquece o fluido de trabalho, produzindo calor. Estes coletores são produzidos, de forma a serem orientados em direções Leste-Oeste, rastreado o sol de norte a sul e em direções norte-sul, rastreado o sol de leste a oeste. Em qualquer um dos métodos, pequenos ajustes são necessários durante o decorrer do dia, com o objetivo de reduzir a perda cosseno, devido aos grandes ângulos de incidência ao nascer e pôr do sol.

A tecnologia para o desenvolvimento de coletores parabólicos em calha, utiliza o que existe de mais avançado em tecnologias térmicas solares, devido ao nível de experiência e utilização empregados nestes sistemas, para fins de desenvolvimento industriais.

Este tipo de coletor é muito utilizado em aplicações que necessitam de temperaturas até 400°C, devido à grande tecnologia já existente na otimização de tal tipo de coletor, além do fato de que sua aplicação reduz custos de manutenção, pois a limpeza dos coletores pode ser realizada automaticamente.

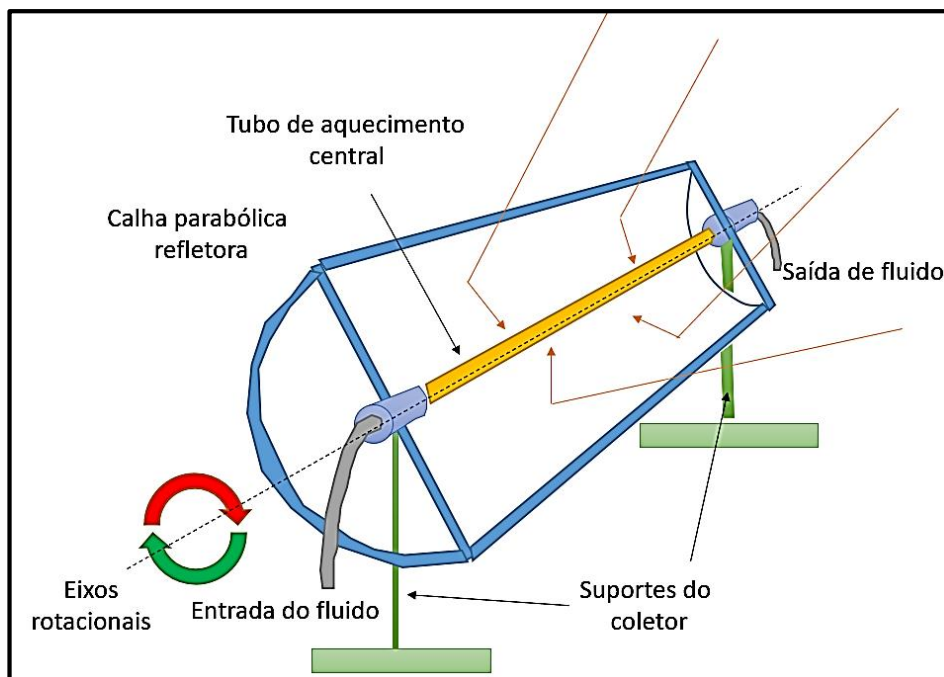


Figura 23. Diagrama de um sistema PTC  
Fonte: O Autor

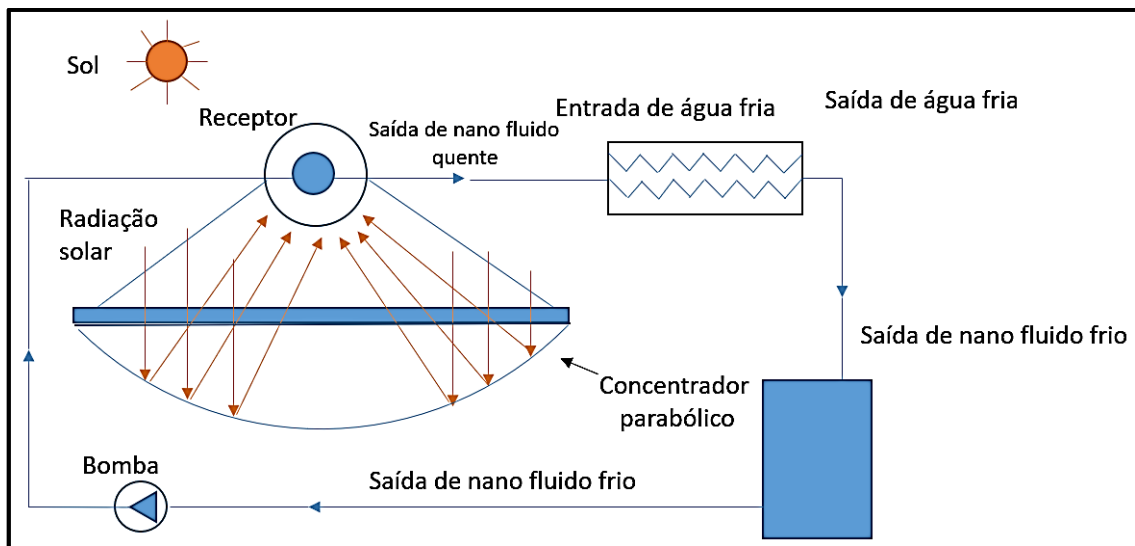


Figura 24. Diagrama de um sistema PTC  
Fonte: O Autor

#### 2.4.9 Refletor por disco parabólico

O coletor por disco parabólico ou *Parabolic Dish Reflector* (PDR) é um coletor pontual que trabalha acompanhando o movimento solar em dois eixos, concentrando a energia solar no ponto focal do disco. (REIS, 2011). O disco parabólico (Figura 25) é o sistema atual de coleção solar mais eficiente, atingindo temperaturas de até 1500°C. Um ponto favorável deste sistema é que suas várias unidades podem trabalhar de forma independente ou então como uma grande matriz, concentrando os raios solares em grandes discos parabólicos.

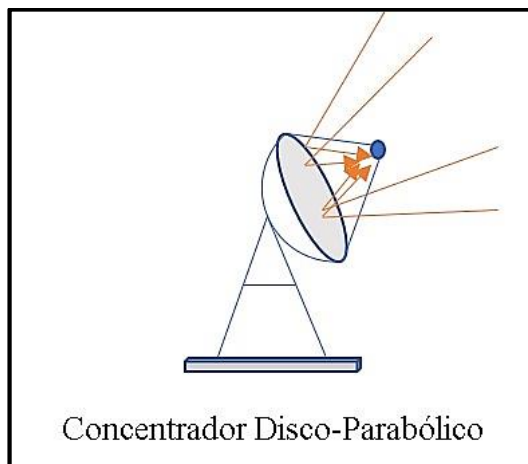


Figura 25. Diagrama de um coletor disco-parabólico.  
Fonte: O Autor

Por possuir o sistema de rastreamento solar de dois eixos, o que possibilita o refletor de acompanhar precisamente a posição do sol ao longo do dia, este tipo de coletor é o que apresenta a melhor eficiência dentre toda a gama de modelos existentes. Desta forma, pela faixa de temperatura que pode alcançar, este coletor possui maior utilização para geração de energia, não somente no aquecimento de fluidos.

#### **2.4.10 Coletor de campo heliostático**

O coletor de campo heliostático (*Heliostat Field Collector* - HFC), é formado por campos solares. Estes equipamentos concentram e enviam a luz do sol para uma estação central de recepção, que converte a luz solar em energia térmica. Nestes processos, é comum se utilizar como fluido de transporte o sal fundido e água. Os sais fundidos (nitrato, fluoreto e cloreto) podem ser usados como fluidos de transferência e armazenamento térmicos em sistemas de geração de energia heliotérmica (Figura 26).

Nestes sistemas, a energia térmica pode servir de auxílio para ciclos de regeneração, em aquecedores de água de alimentação abertos ou fechados e gerar diretamente o vapor a ser utilizado em processos industriais, movimentando turbinas, ou trabalhando em ciclos combinados com ciclos termodinâmicos convencionais, como o Rankine e Brayton.

As torres de potência são formadas pelos seguintes subsistemas: campo solar, receptor central, centrais de armazenamento e o conjunto de geração de energia, o turbogerador. Em ciclos de alta eficiência termodinâmica, as torres solares são consideradas, para o fornecimento de ar comprimido em temperaturas de até 1200°C em ciclos combinados Brayton-Rankine.

O campo solar consiste basicamente de uma matriz de espelhos, que concentram a radiação solar de forma direta. Esse tipo de arquitetura é utilizado para se obter a eficiência no transporte da energia térmica ao longo de grandes distâncias.

A construção de um campo solar reproduz a geometria de um parabolóide de revolução, cujo centro geométrico direciona os raios solares. Na zona focal de sua superfície parabólica, está situada a cavidade receptora (VILLALVA & GAZOLI, 2012). O elemento receptor, que é montado no alto da torre de potência, transfere a energia solar captada e realiza a conversão em energia térmica para o fluido de trabalho. Para estas configurações, dois são os tipos de receptores:

- Receptor tipo cavidade: destinam-se à redução de perdas termodinâmicas, por meio de tubos absorvedores instalados no interior da cavidade central. O seu dimensionamento

está intimamente relacionado com o fluido de trabalho. Podem ser construídos em estruturas metálicas ou de concreto;

- Receptor externo: são formados de painéis de tubos verticais, soldados de forma paralela, compondo um grande cilindro. Suas extremidades estão conectadas a tubos coletores, por onde é circulado o fluido de trabalho. (REIS, 2011).

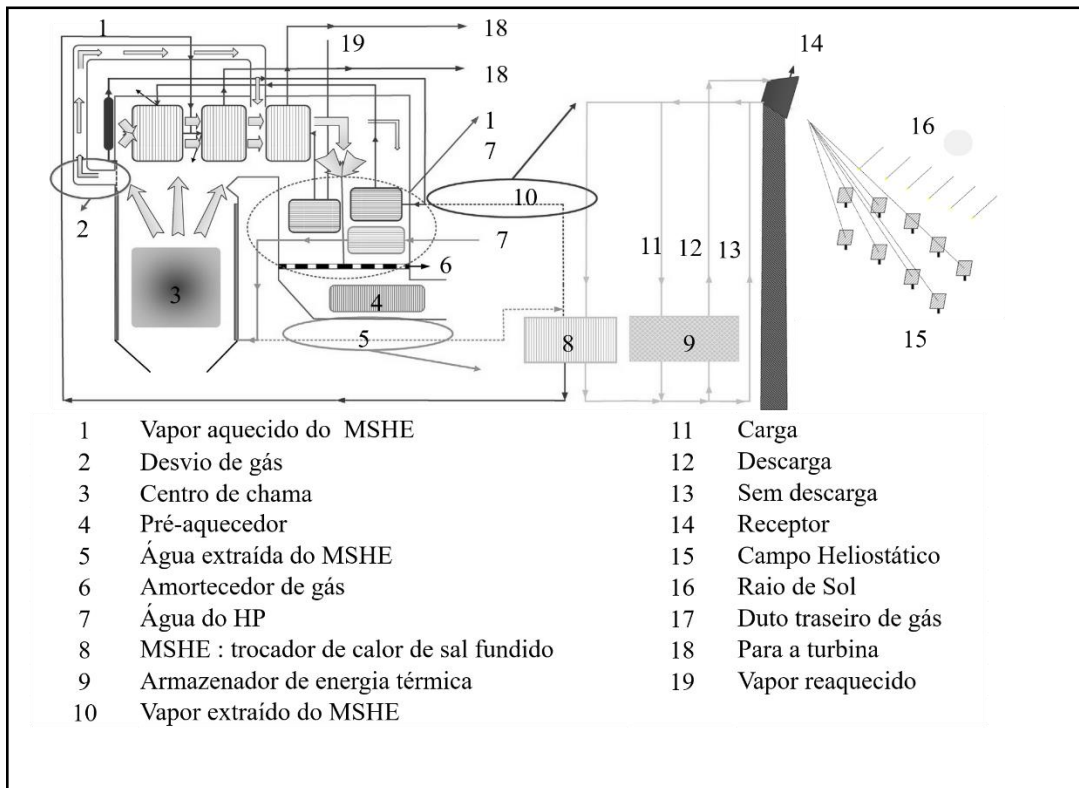


Figura 26. Esquema de um ciclo combinado de energia solar e carvão mineral com torre de potência. AW: água proveniente do atemperador; ECON: economizador; FSH: superaquecedor final; HP: aquecedor de alta pressão; LSH: superaquecedor de baixa temperatura; LRH: reaquecedor de baixa temperatura; MSHE: trocador de calor de sal fundido; PSH: superaquecedor primário.

Fonte: ZHANG et al. (2017) adaptada.

A potência térmica de uma torre de potência, pode ser expressa pela Equação (23).

$$P = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_t \cdot I_t \cdot N \cdot S_h \quad (23)$$

Em que:

$\eta_o$  = eficiência ótica do campo solar;

$\eta_r$  = eficiência do receptor;

$\eta_t$  = eficiência do ciclo térmico;

$I_t$  = radiação direta;

$N$  = Número de heliostatos;

$S_h$  = área da superfície de cada heliostato.



A eficiência de uma torre de potência é de aproximadamente 15%, sendo produto da eficiência do ciclo térmico, da eficiência do receptor e da eficiência ótica do sistema. O rendimento térmico de todo o sistema pode ser incrementado, trabalhando-se a eficiência termodinâmica destes subsistemas (REIS, 2011).

#### 2.4.11 A utilização da energia termossolar em caldeiras e a redução de impactos ambientais.

A utilização de energia termossolar no incremento da eficiência energética de ciclos termodinâmicos, proporciona o equilíbrio térmico do planeta, uma vez que a instalação de centrais solares não muda o equilíbrio térmico do ambiente onde ela está inserida. A emissividade de geradores solares faz com que a geração solar não convertida seja irradiada no espectro infravermelho. Assim, pode-se ajustar a emissividade geral de forma a manter o equilíbrio térmico de determinado local. Estudos demonstram que o impacto do equilíbrio térmico, de sistemas termossolares, é menos importante, que outros efeitos do uso da terra, como o desmatamento para agricultura, a urbanização, construção de industriais, etc. Já a sua utilização em máquinas térmicas e ciclos termodinâmicos, além de se mostrar viável tecnicamente, apresenta-se como uma opção, para o incremento de eficiência energética, dependendo apenas do estudo de análise de viabilidade econômica, para sua implementação (Figuras 27 e 28).

INDÚSTRIA	BAIXO	MÉDIO	ALTO
	< 150 °C	150 a 400 °C	> 400 °C
Químico	• Ebulição	• Destilação	
Comida e bebida	• Secagem • Ebulição • Pasteurização • Esterilização		
Maquinário	• Limpeza • Secagem		
Mineração	• Refino eletrolítico de cobre • Secagem de minerais	• Fusão de nitrato	
Têxtil	• Lavagem • Clarificação	• Tingimento	
Madeira	• Vaporização • Decapagem • Cozimento	• Compressão • Secagem	







100 °C	150 °C	250 °C	350 °C
 Placa plana  Tubo de vácuo  Tubo de vácuo CPC	 Calha parabólica pequena / Fresnel linear sem receptor evacuado	 Prato de concentração	 Calha parabólica grande / Fresnel linear com receptor evacuado

Figura 27. Desempenho térmico de coletores solares.

Fonte: O Autor

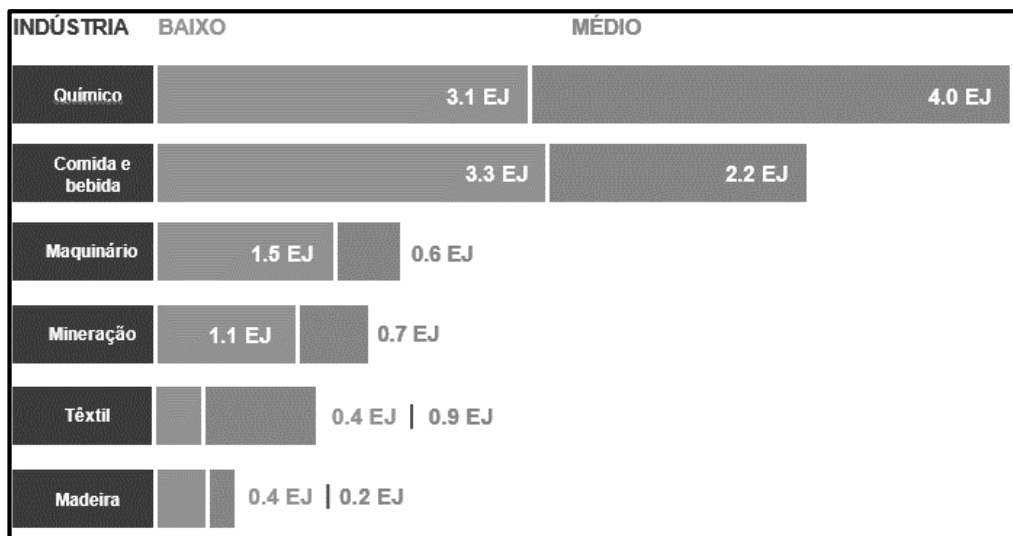


Figura 28. Gráfico de consumo de energia por processo industrial.  
Fonte: O Autor

#### 2.4.12 Arranjos e arquiteturas de sistemas termossolares

A energia calorífica pode ser utilizada em diferentes pontos do processo. O calor gerado por sistemas termossolares pode ser utilizado para incrementar a eficiência em ciclos de regeneração como também pode ser utilizado para gerar diretamente o vapor necessário. Em ciclos de pré-aquecimento, a água é coletada, aquecida no campo solar e posteriormente armazenada em um tanque pulmão, onde pode ser utilizada para trocar calor diretamente com o fluido de trabalho, conforme a Figura 29.

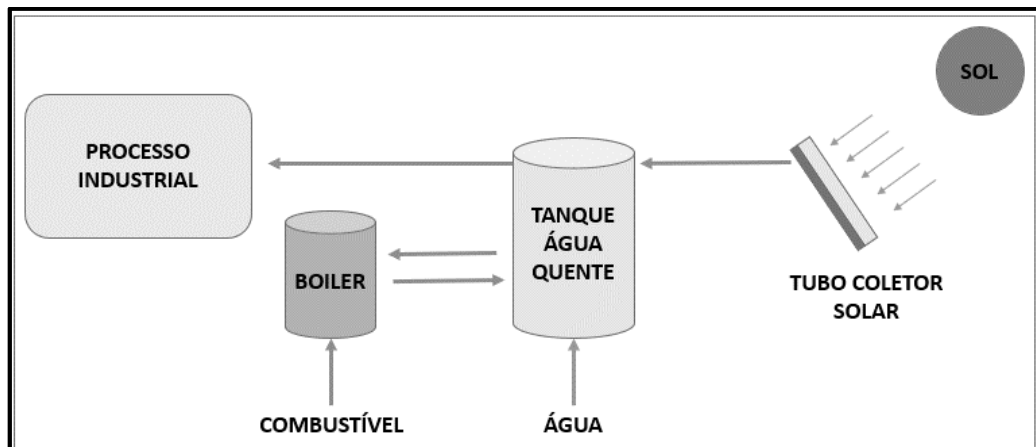


Figura 29. Exemplo de arquitetura com integração térmica de energia solar para pré-aquecimento.  
Fonte: O Autor

Em ciclos de geração direta de vapor, a água é aquecida e muda de fase nos coletores. O vapor é separado da água restante no tambor, antes de ser enviado ao processo.

O condensado tratado (água de alimentação) pode ser realimentado no coletor, elevando sua temperatura. Outra opção seria a geração indireta de vapor onde o coletor aquece a água que é posteriormente recirculada em trocadores de calor em ciclo fechado com o fluido de trabalho, gerando o vapor (Figura 30). Os sistemas termosolares transformam a radiação eletromagnética absorvida por um corpo em energia térmica. Estes possuem um importante papel, por utilizarem-se de uma fonte de energia abundante e gratuita (VILLALVA & GAZOLI, 2012), que não implicam em danos ao meio ambiente, caso se tomem os cuidados necessários na seleção dos materiais e na tecnologia empregada na cadeia produtiva (VILLALVA & GAZOLI, 2012).

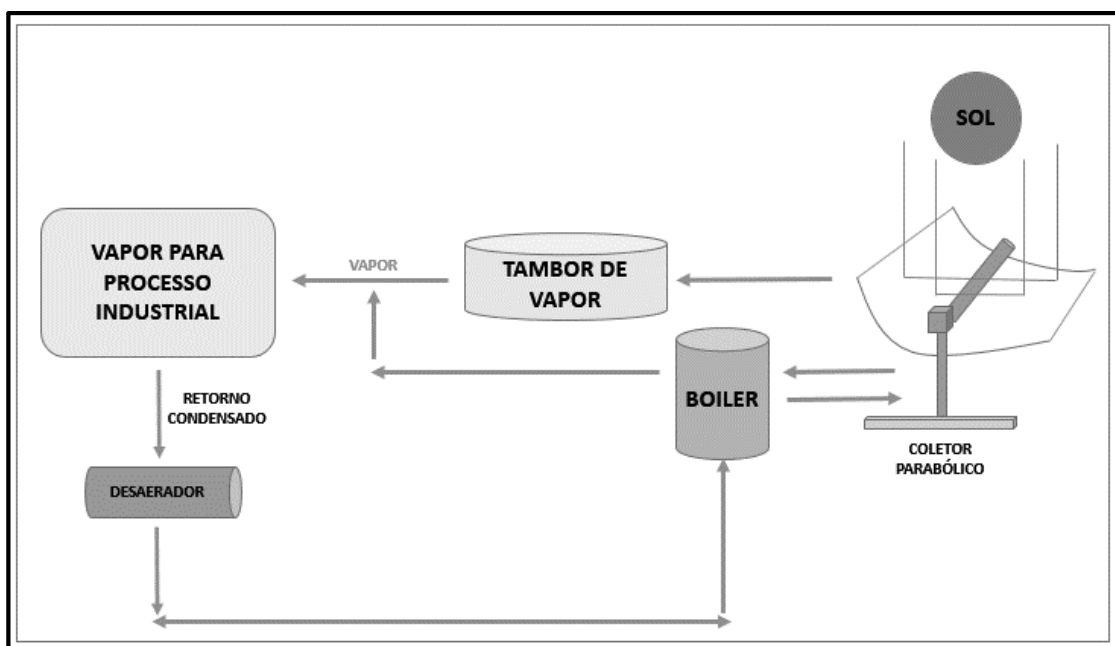


Figura 30. Arquitetura de sistema termosolar com a utilização de coletor parabólico.

Fonte: O Autor

Os sistemas solares ainda se encontram em fase de grande avanço e pesquisa atualmente, com o desenvolvimento de mecanismos com discos parabólicos, lentes, que direcionam a energia solar para minicélulas fotovoltaicas, incremento de eficiência em células existentes, dentre outros fatores (REIS, 2011).

A energia solar configura como uma fonte alternativa de energia limpa, uma vez que os combustíveis fósseis, apesar de sua importância comercial, têm caráter não renovável. Neste sentido, desde a década de 80, vem acontecendo um movimento de hibridização de plantas termoelétricas tradicionais com energia solar para geração de energia em geral.

Galante (2015) aponta o uso de energia solar em diferentes pontos das caldeiras: no pré-aquecimento da água de alimentação (economizadores), como substituta do estágio de extração da turbina, na geração de vapor saturado, ou vapor superaquecido, e no reaquecimento entre estágios de turbinas. Estudos mostram que a implementação de sistemas híbridos, tais como a adição de energia solar no processo, pode reduzir significativamente a queima de combustíveis fósseis e gerar menor impacto ambiental proveniente do processo industrial (COELHO et al., 2012; DURÁN-GARCÍA et al., 2015; ZHANG et al., 2016; LIU et al., 2017; ZHANG et al., 2017).

#### 2.4.13 Sistemas termossolares em funcionamento

Segundo dados do *Electric Power Research Institute*, em 2010, foi construída a primeira planta híbrida nos Estados Unidos, utilizando coletores do tipo calha parabólica, realizando o aquecimento da água de alimentação, reduzindo assim o consumo de carvão mineral.

Além disso, países como a Espanha, Grécia, Índia, Egito e Brasil, possuem excelentes índices de incidência solarimétrica, constituindo-se de locais favoráveis para a implantação de sistemas híbridos.

O Quadro 4 contém as unidades termoelétricas, híbridas de sistemas termossolares e combustíveis como gás natural, carvão mineral e biomassa em diversas localidades do mundo, segundo o órgão *National Renewable Energy Laboratory* (Quadro 4).

Quadro 4. Ciclos combinados solar/combustível em operação, 2018.

Potência (MW)	Nome	País	Tecnologia
510	Noor / Ouarzazate Solar Power Station	Marrocos	calha parabólica
392	Ivanpah Solar Power Facility	EUA	torre solar
310	Solar Energy Generating Systems	EUA	calha parabólica
280	Mojave Solar Project	EUA	calha parabólica
280	Solana Generating Station	EUA	calha parabólica
280	Genesis Solar Energy Project	EUA	calha parabólica
200	Solaben Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
150	Solnova Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
150	Andasol solar power station	Espanha	calha parabólica
150	Extresol Solar Power Station	Espanha	calha parabólica

125	Crescent Dunes Solar Energy Project	EUA	torre solar
125	Dhursar	Índia	refletor fresnel
100	Kathu Solar Park	África do Sul	calha parabólica
100	KaXu Solar One	África do Sul	calha parabólica
100	Xina Solar One	África do Sul	calha parabólica
100	Manchasol Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Valle Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Helioenergy Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Aste Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Solacor Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Helios Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Shams solar power station	EUA	calha parabólica
100	Termosol Solar Power Station	Espanha	calha parabólica
100	Palma del Río I & II	Espanha	calha parabólica
100	Ilanga 1	África do Sul	calha parabólica
100	Shouhang Dunhuang	China	torre solar
75	Martin Next Generation	EUA	calha parabólica
75	Nevada Solar One	EUA	calha parabólica
50	Guzmán	Espanha	calha parabólica
50	Khi Solar One	África do Sul	torre solar
50	Bokpoort	África do Sul	calha parabólica
50	Puertollano Solar	Espanha	calha parabólica
50	Alvarado I	Espanha	calha parabólica
50	La Florida	Espanha	calha parabólica
50	Arenales PS	Espanha	calha parabólica
50	Casablanca	Espanha	calha parabólica
50	Majadas de Tiétar	Espanha	calha parabólica
50	La Dehesa	Espanha	calha parabólica
50	Lebrija-1	Espanha	calha parabólica
50	Astexol 2	Espanha	calha parabólica

50	Morón	Espanha	calha parabólica
50	La Africana	Espanha	calha parabólica
50	Olivenza 1	Espanha	calha parabólica
50	Orellana	Espanha	calha parabólica
50	Godawari Green Energy Limited	Índia	calha parabólica
50	Enerstar Villena Power Plant	Espanha	calha parabólica
50	Megha Solar Plant	Índia	calha parabólica
50	Delingha Solar Plant	China	calha parabólica
50	Supcon Solar Delingha	China	torre solar

Fonte: Portal NREL

Estão ainda em fase de construção ou comissionamento, as seguintes unidades termelétricas, baseadas em sistemas termossolares no mundo, contidas no Quadro 5.

Quadro 5. Ciclos combinados solar/combustível em construção (última atualização em 2019).

Potência (MW)	Nome	País	Data esperada	Tecnologia
200	Noor II	Marrocos	2017/2018	calha parabólica
121	Ashalim power station I	Israel	2017	torre solar
110	Cerro Dominador	Chile	2018	torre solar
100	Redstone Solar Thermal Power	África do Sul	2018	torre solar
100	Xina Solar One	África do Sul	2016	calha parabólica
100	Kathu Solar Park	África do Sul	2016	calha parabólica
100	Ilanga 1	África do Sul	2017	linear fresnel
100	El Reboso 2+3	Espanha	2015	calha parabólica
100	Dhursar	Índia	2014	refletor fresnel
100	Diwakar	Índia	2014	calha parabólica
100	KVK Energy Solar Project	Índia	2014	calha parabólica
100	Noor III	Marrocos	2017/2018	torre solar
50	Erdos Solar Power Plant	China	2013	calha parabólica
50	Megha Solar Plant	Índia	2013	calha parabólica
50	CGNSEED power plant	China	2016	calha parabólica
27.5	Jinshawan	China	2018	<i>solar updraft tower</i>
25	Gujarat Solar One	Índia	2013	calha parabólica
17	Stillwater	EUA	2014	calha parabólica
12	Alba Nova 1	França	2015	refletor fresnel
5	Sundt Power Plant	EUA	2014	refletor fresnel
3	Airlight Energy Ait Baha Plant	Marrocos	2013	calha parabólica
1.5	Sundrop	Austrália	2016	torre solar
1.5	Tooele Army Depot	EUA	2013	prato parabólico

1.4	THEMIS Solar Power Tower	França	2018	torre solar
1	e-Cube 1	China	2013	campos heliostático
1	Renovalia	Espanha	2018	prato parabólico

Fonte: Portal NREL

Segundo a ELETROSUL (2018), em Laguna, em 2019, houve o início da construção da primeira usina termossolar do Brasil. Os recursos são provenientes do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). Será realizada uma análise de viabilidade para a instalação de uma usina na região, com investimentos previstos de R\$ 15 milhões, possuindo capacidade de geração de energia de 0,25 MW. Está previsto a utilização de concentradores cilindro parabólicos com mecanismos de busca de trajetória solar.

#### **2.4.14 A utilização do arranjo termossolar em aquecedores regenerativos**

Os geradores de vapor estão presentes em grande parte das indústrias atualmente, seja na geração de energia ou na utilização de vapor para outros fins. No quesito de geração de energia, um gerador de vapor é utilizado em um ciclo termodinâmico, convertendo energia térmica em energia mecânica, que, posteriormente, será convertida em energia elétrica através de um gerador. O gerador de vapor transforma água líquida em vapor superaquecido para que este vapor seja utilizado na alimentação de uma turbina, máquina rotativa esta que converte o trabalho gerado pelo vapor em energia mecânica. Acoplado a ela, está um gerador. Este gerador converte energia mecânica em energia elétrica, que poderá ser utilizada posteriormente.

No presente trabalho, os princípios que regem o quão eficiente é o sistema, é o quanto de combustível deve ser queimado para elevar a água de alimentação da caldeira até a temperatura desejada. Ao se utilizar combustível para aquecer a água do ponto de entrada até a mudança de fase, gasta-se uma massa considerável de tal, o que gera detritos, perdas de energia, e conseqüente poluição. A proposta de diminuir esses impactos é justamente a de alimentar a caldeira com uma água pré-aquecida, substituindo a água na temperatura em que é admitida no ponto de tomada de água atual. Assim, será utilizado menos combustível no processo e os impactos gerados por sua queima serão reduzidos consideravelmente. A questão passa a ser como pré-aquecer a água de alimentação sem utilizar combustível.

Há diversas tecnologias de economizadores e aquecedores primitivos para caldeiras, que aumentam a eficiência do sistema e diminuem impactos ambientais. Muitas dessas tecnologias necessitam de alteração do projeto da planta base do gerador de vapor, mudanças significativas para indústrias que já estão completamente instaladas e em pleno funcionamento, justificando

somente a instalação de tais tipos de equipamentos em indústrias que estão em construção ou estão somente ainda na fase de projeto. Essas grandes mudanças, caso realizadas em geradores de vapor em operação, necessitam da parada do processo de produção para que sejam implementadas.

Em face a este problema, a proposição de um arranjo campo solar-economizador-caldeira, apresenta-se como alternativa, que possui instalação facilitada, sem que sejam necessárias grandes mudanças na planta base, além do que, sua instalação pode ser feita simultânea ao processo de produção, sem que haja paradas de linha, o que é uma vantagem considerável em relação aos outros tipos de tecnologia alternativas.



### 3 METODOLOGIA

Este estudo é caracterizado como quantitativo, de natureza aplicada, descritiva, por meio de estudo de caso, que constitui em uma simulação de um conjunto termossolar (campo solar-economizador-caldeira), utilizando-se de um software, para tal. O experimento está dividido em duas etapas, conforme as seguintes seções.

#### 3.1 TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

Análise do rendimento da caldeira foi realizada com diferentes degraus de variação da temperatura da água de alimentação, realizando-se os cálculos para os valores de 28°C, 38°C, 48°C e 58°C, visando-se obter uma eficiência final de aproximadamente 5 a 7%, parâmetro este verificado para os atuais economizadores a gás utilizados nas caldeiras de maior rendimento. Como parâmetros de cálculos, serão utilizados os seguintes dados:

- Eficiência pretendida no sistema: 5-7%;
- Para a simulação considera-se um sistema simples, com admissão direta da água de alimentação da fonte, sem a utilização de um sistema de água de reposição, para melhor demonstrar a eficiência do processo;
- Poder calorífico inferior de combustível (para a simulação, como exemplo, foi utilizado o do carvão vegetal): 7.500Kcal/kg;
- Temperatura da água de alimentação para a caldeira: 28°C;
- Temperatura de vapor saturado na saída da caldeira: 120°C
- Pressão de água de alimentação: 15.900kPa;
- Pressão de entrada da caldeira: 15.900kPa;
- Pressão de saída da caldeira: 15.200kPa;
- Vazão de trabalho da caldeira (vazão de vapor): 10 m<sup>3</sup>/h ou 2,78kg/s;
- Vazão mássica de combustível: 0,1kg/s.

#### 3.2 TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO, ATRAVÉS DO CAMPO SOLAR.

O acréscimo do campo solar ao conjunto inicial, seguido pelo cálculo e modelagem do sistema de energia solar, para alcançar o aquecimento da água para um rendimento final próximo a 5%, idem à primeira etapa do experimento. Como parâmetros de cálculos, serão utilizados os seguintes dados:

- Dimensões: (AxLxP): 2005mm x 2196mm x 136mm;
- Potência de saída: 2014W;
- Material: borosilicato 3,3;
- Vazão por tubo: 3L/min;
- Pico de radiação solar no coletor (12:00PM): 1000W/m<sup>2</sup>;
- Absorbância: >93% (AM1.5);
- Emitância: <8% (80°C);
- Pressão de vácuo:  $P < 5 \cdot 10^{-3}$ Pa;
- Temperatura inicial: >30°C;
- Ângulo de operação: 20-80°;
- Pressão de operação máxima: 800kPa / 8bar;
- Composição dos tubos: Cobre livre de oxigênio de alta pureza (ASTM: C10200; DIN: OF-Cu);
- Fabricante: Apricus.

### 3.3 SOFTWARE E MODELAGEM

Para os cálculos de ambas as etapas o software utilizado é o *Engineering Equation Solver (EES)* (*F-Chart Software, Wisconsin, USA*). A variável do simulador é o  $n$  de placas solares. O cálculo do rendimento da máquina térmica é apresentado com degraus de variação da temperatura da água de alimentação, variando-se de 28°C à 58°C com degrau ascendente de 10°C. Por ser um sistema voltado para geração de energia elétrica, considera-se a temperatura de vapor superaquecido, próximo a 480°C. Para a simulação, considera-se uma vazão de 10 m<sup>3</sup>/h para a água de alimentação, e 120°C a temperatura do vapor gerado pela caldeira. Esta temperatura de vapor é correspondente à utilizada em processos de esterilização e cozimento, em indústrias de maneira geral. Um esquema do ETC utilizado está representado na Figura 31.

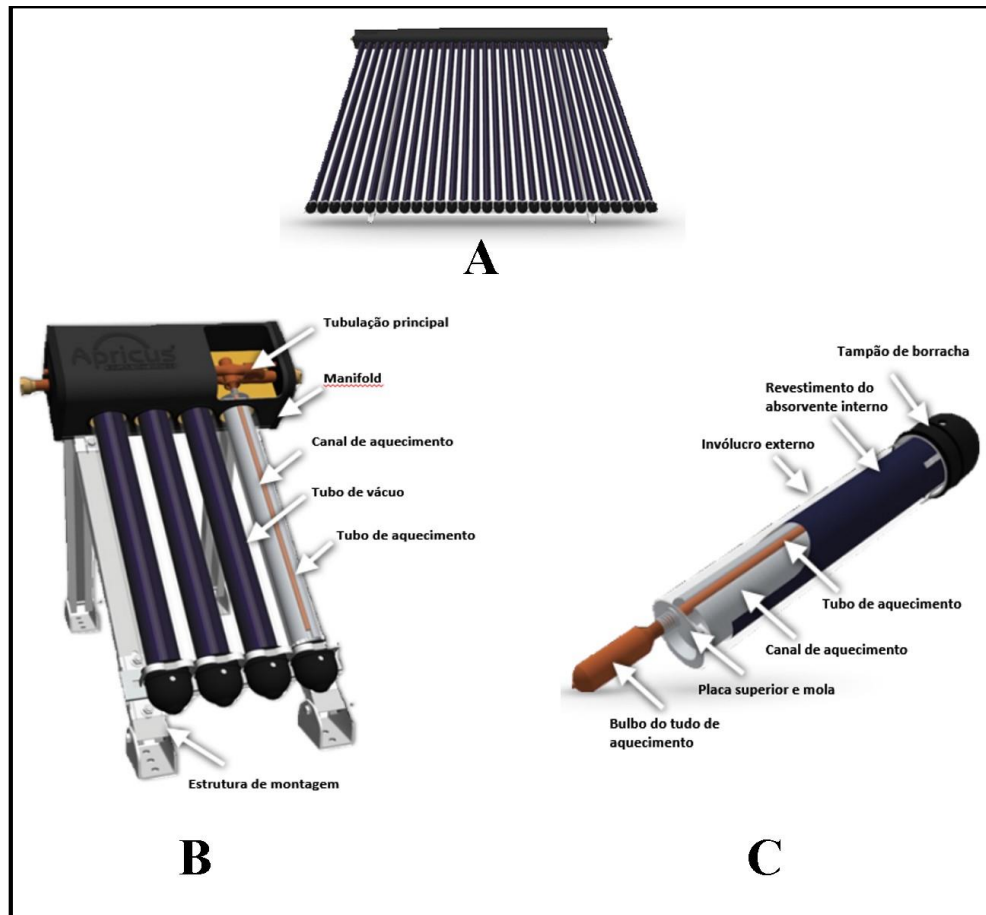


Figura 31. A) Vista frontal do ETC; B) Componentes do ETC; Tubo evacuado e tubulação de aquecimento.

Fonte: APRICUS (2016)

A temperatura mais baixa de vapor é escolhida por ser utilizada na grande maioria das indústrias de base, para processos de aquecimento e esterilização, excetuando-se as usinas termelétricas. O combustível utilizado neste simulador é o carvão vegetal, cujo o poder calorífico inferior (PCI) é de 7.500Kcal/kg. Para a pressão de entrada da caldeira P3 esta adotado o valor de 15.900kPa e a pressão de saída P4 como 15.200kPa, considerando-se as perdas do sistema. Para os valores de entalpia e entropia utiliza-se valores padronizados do *International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS)*, já previamente carregados no software EES, através da função *Steam IAWPS*, que implementa propriedades termodinâmicas de alta precisão para cálculos com vapor e água, fornecendo resultados precisos para temperaturas entre 273,15K (0 °C) e 1273,15K (1000 °C) e pressões de até 1000MPa.

O Coletor Solar de Alta Pressão a Vácuo, ou Coletor de Tubo Evacuado (ETC) é utilizado, neste experimento, devido ao baixo custo, facilidade de instalação, aquisição e eficiência satisfatória. Este fornece a potência de 2014W térmicos, por placa, conforme dados

fornecidos pelo fabricante para uma radiação solar de pico de  $1000\text{W}/\text{m}^2$ , ao meio dia (12:00PM).

Além disso, para o cálculo de potência de saída do campo solar, considera-se o parâmetro *Incidence Angle Modifier* (IAM), com o objetivo de se obter a potência real de saída do sistema, levando-se em consideração o fator de correção devido ao ângulo de incidência solar, variável ao longo do dia sobre o conjunto de placas, através do movimento aparente do sol conforme o Quadro 6.

Quadro 6. Ângulo de incidência solar.

Ângulo	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
Longitudinal	1	1	1	0,99	0,98	0,97	0,94	0,88
Transversal	1	1,03	1,07	1,16	1,31	1,4	1,44	1,3

Fonte: APRICUS (2016)

Para os cálculos, considera-se um sistema em regime estacionário, em equilíbrio, no momento analisado. Este sistema é instalado na modelagem, na entrada do aquecedor de água de alimentação. Como resultado, gera-se o número de placas solares a serem empregadas na planta. O fluxograma da Figura 32, resume o experimento, dividindo-o em suas duas etapas.

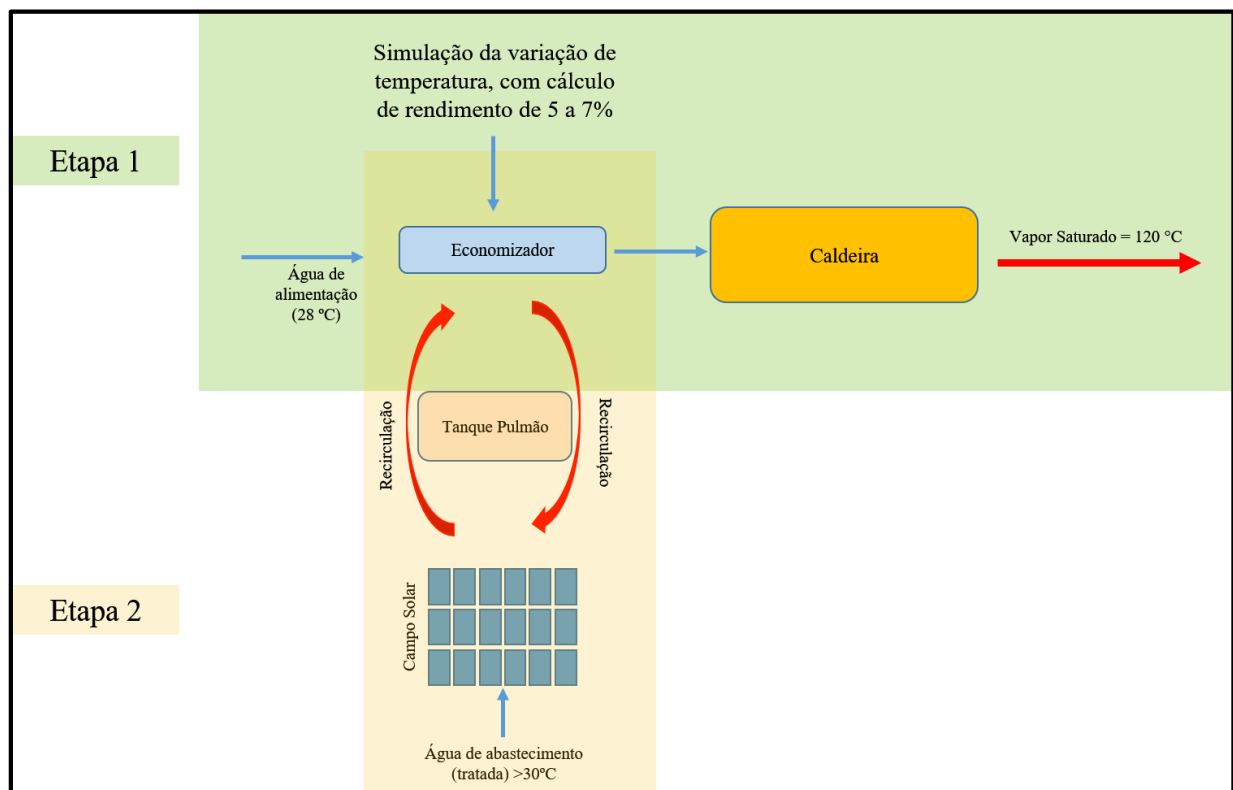


Figura 32. Fluxograma do experimento e suas duas etapas.  
Fonte: O Autor

## 4 RESULTADOS

### 4.1 TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

Neste momento, considerou-se o sistema composto apenas pelo gerador de vapor (caldeira), efetuando-se o cálculo do rendimento para diferentes temperaturas de água de alimentação, com o objetivo de se verificar o incremento da eficiência, a partir da elevação da temperatura de água de alimentação da caldeira. Ao se variar a temperatura da água de alimentação de 28°C a 58°C, em degraus de 10°C, foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Resultado dos rendimentos conforme variação da temperatura da água de alimentação da caldeira [t3) temperatura da água de alimentação; t4) temperatura do vapor saturado; mc) vazão mássica de combustível (kg/s); mv) vazão mássica de vapor (kg/s); h3) entalpia 3; h4) entalpia 4; s3) entropia 3; s4) entropia 4; EFGV) eficiência do gerador de vapor (caldeira); INC $\eta$ ) incremento de rendimento].

t3 (°C)	t4 (°C)	h3	h4	s3	s3	EFGV	EFGV (%)	INC $\eta$ (%)
28	120	131,9	514,4	0,4044	1,515	0,3377	33,77	-
38	120	173,3	514,4	0,5397	1,515	0,3011	30,11	3,66
<b>48</b>	<b>120</b>	<b>214,7</b>	<b>514,4</b>	<b>0,6707</b>	<b>1,515</b>	<b>0,2646</b>	<b>26,46</b>	<b>7,31</b>
58	120	256,2	514,4	0,7979	1,515	0,2279	22,79	10,98

Por meio dos dados da Tabela 1, observou-se que, para se atingir a eficiência pretendida no gerador de vapor (caldeira) de aproximadamente 7%, foi necessário elevar a temperatura da água de alimentação em 20 °C.

Após isso, procedeu-se com a segunda etapa do experimento, onde o objetivo foi o de calcular a quantidade de placas do campo solar, necessárias para produzir o efeito da elevação da temperatura de água de alimentação para o sistema em 20 °C.

### 4.2 TESTE DO RENDIMENTO DA CALDEIRA, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO, ATRAVÉS DO CAMPO SOLAR.

A Figura 33 ilustra o esquema utilizado para os estudos e aplicação de solução para a Etapa 2. Nessa etapa, considerou-se o mesmo sistema e as mesmas variações de temperatura na água de alimentação, aplicados na etapa 1, acrescentando-se o campo solar, que nesse caso, foi responsável por produzir o incremento na temperatura da água de alimentação.



Conhecendo-se a eficiência da bomba (EFP), a entalpia de entrada na bomba ( $h[6]$ ) e a entalpia ideal de saída da bomba ( $h_{i[2]}$ ), foi possível calcular a entalpia real de saída da bomba ( $h[2]$ ).

Possuindo a entalpia real e a pressão de saída da bomba e utilizando as propriedades de vapor de água, foi possível obter o título, a entropia e a temperatura de saída da bomba.

- Título de saída da bomba: -100 (líquido comprimido);
- Entropia de saída da bomba: 0,4011kJ/kgK;
- Temperatura de saída de bomba: 27,76°C.

#### Ponto [0] – Campo Solar (CS)

Para o campo solar, foi considerado:

- Que a água entra no campo solar (CS) com pressão  $P[0]=800\text{kPa}$  e temperatura  $T[0]=28^\circ\text{C}$ ;
- O Título ( $x[0]$ ), entalpia ( $h[0]$ ) e entropia ( $s[0]$ ) foram determinados a partir da pressão e da temperatura;
- Foi considerado que cada placa trabalha com uma vazão de 3L/min (0,05kg/s), com potência máxima de 2014W;
- Considerou-se que a vazão do sistema de aquecimento ( $m_{placa}$ ) foi produto da vazão de cada placa (3L/min = 0,05kg/s) pelo número de placas ( $n_{placas}$ ).

Após isso, foi aplicada a Primeira Lei da Termodinâmica no ponto de aquecimento, em que o calor antes do ponto de aquecimento somado ao calor gerado pelo campo solar (CS) determina o calor após o ponto de aquecimento, conforme as equações (25) e (26).

$$Q_{placa} + Q_{antes} = Q_{depois} \quad (25)$$

$$Q_{placa} + m_{placa} \cdot h_{antes(ponto[0])} = m_{placa} \cdot h_{depois(ponto[11])} \quad (26)$$

Obtendo-se o calor necessário ao sistema de aquecimento para elevar a temperatura da água, determinou-se o número de placas necessárias, pois era conhecida a capacidade máxima de operação de cada placa.

Número de placas ( $n_{placas}$ ): 116.

### Ponto [22] – Tanque pulmão (TP)

O campo solar foi utilizado para elevar a temperatura da água para a transferência para o tanque pulmão (ponto [22]).

Foi considerada uma perda de 100kPa durante o bombeamento do fluido da bomba até o tanque, assim convencionou-se a pressão do tanque em 15.900kPa.

A Entropia e a entalpia do tanque foram determinadas a partir das propriedades independentes pressão e temperatura:

- Entropia do tanque (s[22]): 0,4044 kJ/kgK.
- Entalpia do tanque (h[22]): 131,9 kJ/kg.

### Ponto [3] Ponto de aquecimento - Aquecedor Regenerativo (AR)

Foi considerado o escoamento paralelo entre o fluido do ciclo e o fluido que sai do tanque pulmão para realização da troca térmica. O fluido saiu do tanque a 101.9°C e o fluido do ciclo saiu da bomba a 27,76°C. Foi realizada a troca de calor para aumentar a eficiência do ciclo. A vazão do fluido na saída do tanque pulmão foi padronizada em 30% (variável no EES) da vazão do ciclo.

Para os cálculos, aplicou-se a Primeira Lei da Termodinâmica novamente (27).

$$m_{tanque} \cdot h_{ponto[22]} + m_{ciclo} \cdot h_{ponto[2]} = m_{ciclo} \cdot h_{ponto[3]} \quad (27)$$

A Equação (27) foi fundamental para a determinação do número de placas, pois no ponto das placas (campo solar) considerou-se a conservação de energia conforme a Equação (28).

$$m_{tanque} \cdot h_{ponto[22]} = m_{placa} \cdot h_{ponto[11]} \quad (28)$$

### Ponto [3] - Antes da caldeira (CD)

Com as perdas de carga da tubulação, foi considerada a pressão de 15.200kPa antes da caldeira. A entalpia do ponto [3] foi determinada a partir da Equação (27).



Entropia, título e temperatura no ponto 3 foram determinadas a partir das propriedades independentes anteriores.

- Entropia antes da caldeira ( $s[3]$ ): 0,6976 kJ/kgK;
- Temperatura antes da caldeira ( $T[3]$ ): 50,09 °C.

#### Ponto [4] - Após a caldeira (CD)

Considerou-se neste ponto o sistema em regime estacionário, isobárico, ( $P[3]=P[4]$ ). A temperatura de vapor na saída da caldeira foi fixada em 120°C, temperatura esta, para fins de aquecimento e esterilização. As demais propriedades foram obtidas através das propriedades independentes anteriores.

- Entropia após a caldeira ( $s[4]$ ): 1.515 kJ/kgK
- Entalpia após a caldeira ( $h[4]$ ): 514,4 kJ/kg

#### Equações Complementares

Para complementar o sistema de equações e torná-lo um sistema possível e determinado (número de equações igual ao número de incógnitas), foram necessárias as Equações (29) a (34).

Primeira Lei no Gerador de Vapor (caldeira).

$$Q_{caldeira} + m_{ciclo} \cdot h_{antes\ da\ caldeira} = m_{ciclo} \cdot h_{após\ a\ caldeira} \quad (29)$$

Trabalho da Bomba

$$W_{bomba} = \eta_{bomba} \cdot (h_{antes\ da\ bomba} - h_{após\ a\ bomba}) \quad (30)$$

Trabalho Líquido do Ciclo

$$W_{ciclo} = Q_{caldeira} - |Q_{condensador}| \quad (31)$$

Eficiência do Ciclo

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{caldeira}} \quad (32)$$

Eficiência da caldeira (Eficiência do Gerador de Vapor = EFGV)

$$Poder\ Calorífico = 4,184 \cdot 7500 \quad (33)$$

$$EFGV = \frac{m_{ciclo} \cdot (h_4 - h_3)}{m_{combustível} \cdot PC} \quad (34)$$

Para que o ambiente de simulação ficasse mais completo, considerou-se ainda o sistema em ciclo fechado, com a inclusão do condensador e a turbina, contemplando as Equações (35) e (36). Porém, para fins de cálculo de vapor saturado, esta parte do sistema pode ser desconsiderada, caso seja necessário.

#### Primeira Lei no Condensador

$$Q_{condensador} + m_{ciclo} \cdot h_{antes\ do\ condensador} = m_{ciclo} \cdot h_{após\ o\ condensador} \quad (35)$$

#### Trabalho da Turbina

$$W_{turbina} = \eta_{turbina} \cdot (h_{antes\ da\ turbina} - h_{após\ a\ turbina}) \quad (36)$$

No ambiente de simulação, tem-se os elementos, (CS) campo solar; (ETA) fonte de água fria, tratada; (TP) tanque pulmão com água aquecida; (AR) elemento aquecedor regenerativo de água de alimentação, que provê um fluido de abastecimento com temperatura variável; (CD) caldeira, (VS) vapor saturado, (TB) turbina e (CN) condensador.

Foi utilizado um conjunto de placas com tubos coletores de alta pressão (CS), com o objetivo de se atingir um incremento de rendimento no sistema próximo a 7%, acima dos 5% conseguidos com os atuais aquecedores de água de alimentação, utilizados em caldeiras à gás, como dito anteriormente neste estudo.

Utilizou-se um tanque pulmão (TP), para troca de calor e recirculação do fluido do campo solar (CS) com o elemento aquecedor regenerativo (AR), que é a caixa de mistura entre a água do tanque pulmão e a água proveniente do sistema de recirculação. Após trocado o calor no aquecedor de água de alimentação, o fluido de trabalho segue para a caldeira (CD), para que possa ser transformado em vapor.

Após realizadas as simulações do sistema, verificou-se que para atingir em média, 7% de incremento do rendimento térmico pretendido, foi-se necessário a utilização de 116 placas de tubos coletores de alta pressão de 30 tubos, de 2014W térmicos cada. O incremento real deste experimento foi de 8,1% de rendimento (Tabela 2).

Tabela 2. Resultado do cálculo da modelagem com as placas solares para um incremento de aproximadamente 7%.

QCS	Nplacas	EFGV	EFGV (%)	INC $\eta$ (%)
256,1	116	0,2579	25,79	8,1

QCS) Energia fornecida pelo conjunto de placas em kW; Nplacas) Número de placas calculado do Sistema; EFGV) Eficiência do gerador de vapor (caldeira);  $INC_{\eta}$ ) Eficiência.

Para fins de projeção econômico financeira alcançada com este sistema, considerando-se o uso do sistema de energia solar para a assistência da caldeira neste cenário, por apenas 7 horas diárias e aplicando-se a Equação (37), tem-se:

$$EPV_a = (CTV_h \cdot V_t \cdot h_t \cdot INC_{\eta}) \cdot 365 \quad (37)$$

Onde:

$EPV_a$  = Economia na produção de vapor anual (USD);

$CTV_h$  = Custo da tonelada de vapor por hora trabalhada;

$V_t$  = Vazão de trabalho (água de alimentação);

$h_t$  = horas diárias consideradas de trabalho do campo solar;

$INC_{\eta}$  = eficiência do sistema solar.

Utilizando-se como parâmetros:

$CTV_h$  = USD 11,15;

$V_t$  = 10m<sup>3</sup>/h;

$h_t$  = 7h;

$INC_{\eta}$  = 8,1%.

Tem-se:

$$EPV_a = USD 23.075,48$$

Conseguiu-se uma economia anual aproximada de USD 23.075,48 anuais, com a utilização do sistema gerador de vapor assistido por energia solar. Com uma estimativa de custo de instalação para o sistema, tem-se os valores descritos no Tabela 3.

Tabela 3. Estimativa dos custos financeiros dos equipamentos levantados

Item	Etapa	Qtd	Unitário (USD)	Total (USD)
1	Projeto e modelagem do sistema	1	1.150	1.150
2	Tanque pulmão e aquecedor regenerativo	1	4.500	4.500
3	Campos solar (representado pelo número de coletores)	116	270	31.320

Pode-se estimar, um custo total de instalação de USD 41.970. Com a economia anual de USD 23.075,48, tem-se um *payback* simples de, aproximadamente, 22 meses.

#### Interpretação da variação da temperatura do ponto [3] na eficiência durante a simulação

A situação inicial da hipótese considerou que a água de entrada da caldeira (ponto [3]) possuía a temperatura de 28°C e a temperatura de vapor (ponto [4]) de 120°C.

O objetivo de se instalar o sistema de aquecimento de água de alimentação na entrada da caldeira (ponto [3]) é para se economizar combustível, gerando-se o mesmo vapor de saída a 120°C.

Considerando-se a Equação (36) e utilizando-se os parâmetros definidos anteriormente, como a utilização de carvão mineral como combustível, vazão mássica de combustível de 0,1 kg/s e poder calorífico do combustível de 31.380 kJ/kg, pode-se considerar que a eficiência da caldeira nessas condições é de 0,3395, ou de 33,95%.

Ao acrescentar o sistema de aquecimento de água de alimentação na entrada da caldeira (aquecedor regenerativo), como simulado com número de placas instaladas igual a 116, a temperatura da água de entrada da caldeira (ponto [3]) subiu para 50,09°C. Mantidos os mesmos parâmetros em relação ao combustível, chega-se à uma eficiência de 25,79%.

Interpretando-se estes valores, a primeira conclusão na qual se chega é que se aumentando a temperatura da água de alimentação para a caldeira, a eficiência diminuiu. Porém, essa interpretação é equivocada.

Como foram mantidas as mesmas condições de poder calorífico e vazão de combustível, na hipótese em que a água de alimentação entra na caldeira a uma temperatura superior, a caldeira necessita de menos energia para atingir os mesmos 120°C, ou seja, não será necessária a mesma vazão de combustível anterior para se atingir a mesma temperatura, o que implica na economia de combustível prevista na implantação do aquecedor de água de alimentação.

A nova vazão necessária para se atingir os mesmos 120°C é de 0,07882 kg/s considerando-se a mesma eficiência da caldeira (33,95%) do caso inicial, no qual a água entra na caldeira à temperatura de 28°C.

#### Considerações sobre o ângulo de incidência solar IAM - Eficiência ao longo do dia

Para se obter a variação da potência ao longo do dia, deve-se levar em consideração o fator de correção devido ao ângulo de incidência solar. Esse parâmetro é o IAM (função do

ângulo de incidência, formado entre o raio incidente e a reta normal), do inglês *Incidence Angle Modifier* (IAM). IAM é a variação no desempenho de saída de um coletor solar, à medida que o ângulo do sol muda em relação à superfície do coletor (movimento aparente do sol).

Quando a energia solar é absorvida por um coletor em um ângulo diferente da perpendicular, o desempenho deste coletor é alterado e a medição do IAM fornece um fator de desempenho baseado neste ângulo.

Quando o coletor é perpendicular ao sol, é atingido um valor máximo de 1, momento em que o coletor recebe a quantidade máxima de radiação possível.

No caso de coletores de placa plana, o valor máximo de 1 é alcançado ao meio-dia, havendo ligeira variação ao longo do dia.

Os coletores solares utilizados, por outro lado, geralmente fornecem valores de desempenho superiores a 1 durante a manhã e à tarde, com base em seu design cilíndrico, o que permite que os painéis reflitam uns sobre os outros, o que pode aumentar o desempenho (Figura 34).

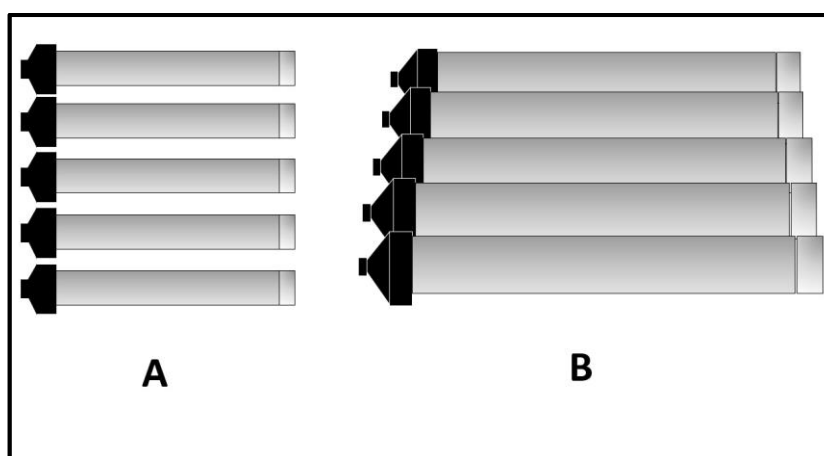


Figura 34. A) Ao meio dia, ângulo de incidência  $0^\circ$ . Sol incide diretamente nos coletores; B) Durante o período da tarde, o ângulo de incidência é próximo de  $40^\circ$ , momento em que o Sol incide através dos coletores.

Fonte: APRICUS (2016)

Na Figura 34 (A), o sol é diretamente perpendicular ao coletor e permite que o coletor absorva a quantidade máxima de luz solar disponível. As lacunas entre os tubos deixam passar alguma luz solar, mas o coletor ainda produz um IAM próximo de 1.

Na Figura 34 (B) o sol está a aproximadamente 2 horas e 40 minutos antes ou após o meio dia. Não há espaços entre os tubos e o sol ainda é perpendicular ao coletor, permitindo que a quantidade máxima de luz solar seja absorvida e refletida nos tubos vizinhos, produzindo valores de IAM superiores a 1 (desempenho máximo).

À medida que o ângulo do sol aumenta além de 40 graus, os tubos evacuados começam a se sobrepor e são expostos à menor radiação solar. A área da superfície do coletor ainda está absorvendo a luz solar, mas o desempenho é reduzido devido à sobreposição dos tubos. Isso tem um efeito mínimo no desempenho diário geral do coletor, porque apenas uma pequena porcentagem da luz solar ultrapassa o ângulo ideal de 40 graus (manhã muito cedo / tarde da noite)

O resultado do efeito IAM equivale a aproximadamente um aumento de 25% no desempenho da produção de calor em comparação com os coletores de placa plana com a mesma área de absorção e nas mesmas condições de operação. É extremamente importante se considerar o ângulo de incidência solar, ao se comparar a produção de calor de diferentes coletores solares - especialmente ao se comparar coletores de placa plana com coletores de tubos evacuados.

A título de exemplo, calculou-se a eficiência do conjunto para diferentes valores de IAM. Os dados obtidos da temperatura do tanque, eficiência do ciclo e eficiência da caldeira (em função do IAM), estão representados na Tabela 4.

Tabela 4. Eficiência do conjunto para diferentes valores de IAM.

Ângulo	IAM	T (°C) [22]	W_placa (W)	EFFGV
0	1	75	2,007	0,2877
10	1,03	76,4	2,067	0,2861
20	1,07	78,27	2,147	0,284
30	1,16	82,49	2,328	0,2794
40	1,31	89,5	2,629	0,2716
50	1,4	93,7	2,81	0,2669
60	1,44	95,57	2,89	0,2649
70	1,3	89,03	2,609	0,2721

Porém, para efeitos de simplificação dos cálculos durante as simulações, convencionou-se adotar um valor médio do ângulo de incidência solar sobre o conjunto de placas (campo solar), valor este de 1,21.

Observa-se nesse trabalho a viabilidade técnica da implementação do aquecedor regenerativo (economizador) em caldeira, para aumentar a eficiência e a produção de calor em sistemas de geração térmicos desse tipo. As questões de outras ordens, por exemplo, a viabilidade econômico financeira, precisa ser adequadamente aprofundada, considerando-se o cálculo para vários tipos de combustíveis, com diferentes valores de poder calorífico, além do

levantamento de custo da implementação deste sistema em conjunto com a máquina térmica, levantando-se a análise de viabilidade econômico financeira do projeto.

Novos estudos serão realizados buscando responder a estas lacunas, para que se possa contemplar a faceta econômica desta intervenção.

Deve-se levar em consideração, todavia, nos estudos *a posteriori*, todos os impactos econômicos e ainda os ambientais resultantes dessa intervenção, tendo em vista que muitos tipos de caldeiras utilizam como combustíveis, recursos não renováveis, que provocam danos ao meio ambiente, causadores de aumento indesejável do efeito estufa, dentre outras adversidades.

## 5 CONCLUSÕES

Conclui-se que:

- As iniciativas mundiais para utilização dessa fonte renovável são isoladas e testam basicamente sistemas híbridos, envolvendo o uso de biomassa, queima de carvão e gás natural.
- Com a aplicação do economizador proposto neste estudo, foi possível elevar em 20°C a temperatura da água de alimentação, conseguindo-se um incremento de 8,1% na eficiência geral da caldeira. Para que essa variação de temperatura ocorresse, foi necessária a utilização de 116 placas no campo solar;
- O sistema demonstrou-se tecnicamente viável, uma vez que permite a instalação do conjunto campo solar-aquecedor regenerativo-caldeira, sem a interrupção do processo existente, não necessitando para isso de paradas de produção, modificações estruturais ou mudanças nas tubulações do sistema atual.
- Por meio da simulação computacional com ambiente gráfico, foi possível realizar o cálculo de diferentes cenários em tempo real, com o objetivo de se verificar a viabilidade técnica do sistema, podendo-se então realizar análises dinâmicas do funcionamento do ciclo térmico em questão
- Com o sistema desenvolvido, ainda é possível, à partir da mudança do poder calorífico inferior, realizar a simulação para diferentes tipos de combustíveis, avaliando-se a viabilidade para n situações.



## REFERÊNCIAS

- AL-SULAIMAN, F. A. On the auxiliary boiler sizing assessment for solar driven supercritical CO<sub>2</sub> double recompression Brayton cycles. **Applied Energy**, v. 183, p. 408–18, 2016.
- APRICUS. ETC Solar Collector Product Overview. 2016. Disponível em: <[www.apricus.com](http://www.apricus.com)>. Acesso em 07 de fevereiro de 2020.
- BINCOLET, A. V. L. Modificação e caracterização da superfície do aço inoxidável martensítico AISI 410. 2010. [Dissertação]. Universidade Federal de São Carlos. São Paulo. São Carlos.
- BRANCO, F. P. **Análise termo econômica de uma usina termelétrica a gás natural, operando em ciclo aberto e em ciclo combinado**. 2005. [Dissertação] Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. UNESP. Ilha Solteira. São Paulo.
- BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. ANEEL. Atlas de energia elétrica do Brasil / Agência Nacional de Energia Elétrica. 3. ed. – Brasília: Aneel, 2008.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar – PRONAR**. Brasília: Ministério do Meio Ambiente. 1989. Disponível em: [http://www.mma.gov.br/estruturas/163/\\_arquivos/pronar\\_163.pdf](http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_arquivos/pronar_163.pdf). Acesso em: 21 dez 2018.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Resolução 382 de 26 de dezembro de 2006**. Estabelece os limites máximos de emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas. Brasília: Ministério do Meio Ambiente. 2006.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH. 2013.
- COELHO, B.; SCHWARZBÖZL, P.; OLIVEIRA, A.; MENDES, A. Biomass and central receiver system (CRS) hybridization: Volumetric air CRS and integration of a biomass waste direct burning boiler on steam cycle. **Solar Energy**, v. 86, p. 2912–22, 2012.
- CORTEZ, LORA & GÓMEZ. **Biomassa para Energia**. 1ed. Campinas: Unicamp, 2008.
- COTTRET, N; MENICHETTI, E. **Global Solar Water Heating Market Transformation and Strengthening Initiative (GSWH Project)**. Technical Study Report on Solar Heat for Industrial Processes. Observatoire Méditerranéen de l’Energie. 2015.
- DURÁN-GARCÍA, M. D.; ALMANZA-SALGADO, R.; MARTÍNEZ-CIENFUEGOS I. G. Estudio del acoplamiento de diferentes configuraciones de ciclo combinado con planta solar de canal parabólico. **Ingeniería Investigación y Tecnología**, v. 16, n. 2, p. 253-64, abr-jun 2015.
- ELETROSUL. Eletrossul. Usina Termossolar de Laguna. Destaques. 2018. Disponível em: <<http://www.eletrosul.gov.br/destaque/usina-termossolar-de-laguna-sc>>. Acesso em 07 de fevereiro de 2020.
- ELLIOT, T. C.; CHEN, K.; SWANEKAMP, R. C. S. **Standard Handbook of Powerplant Engineering**. 2 ed. Boston: McGrawHill, 1998.

GALANTE, R. M. **Análise termodinâmica de uma planta termoelétrica a biomassa assistida por energia solar**. 2015. [Dissertação]. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Santa Catarina.

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, Aug 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, Oct 2014.

HODGE, B.K. **Sistemas e aplicações de energia alternativa**. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

KALOGIROU, S. A. **Engenharia de energia solar: processos e sistemas**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Elsevier. 2016.

LI, K. W.; PRIDDY, A. P. **Power Plant system design**. New York: Wiley, 1985.

LIU, F.; SUI, J.; LIU, T.; JIN, H. Energy and exergy analysis in typical days of a steam generation system with gas boiler hybrid solar-assisted absorption heat transformer. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, p. 715–725, 2017.

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

PORTAL NREL. The National Renewable Energy Laboratory.

PORTAL SELMEC. Disponível em: <<http://www.selmec.com.br/produtos/tubopinado.html>>. Último acesso em: 07 de fevereiro de 2010.

PORTAL TUBAL (s.d.). Disponível em: <<https://www.tubal.com.br/tubo-aletado-aco-carbono/>>. Último acesso em: 07 de fevereiro de 2010.

REIS, L.B. **Geração de energia elétrica**. 2ed. Barueri: Manole, 2011.

VILLALVA, M.G.; GAZOLI, J.R. **Energia Solar Fotovoltaica: conceitos e aplicações**. 1ed. São Paulo: Érica, 2012.

WIKIPEDIA. Disponível em: <<https://pt.wikipedia.org/wiki/Eol%C3%ADpila>>. Último acesso em: 07 de fevereiro de 2020.

ZHANG, M.; DU, X.; PANG, L.; XU, C.; YANG, L. Performance of double source boiler with coal-fired and solar power tower heat for supercritical power generating unit. **Energy**, v. 104, p. 64-75, 2016.

ZHANG, M.; XU, C.; DU, X.; AMJAD, M.; WEN, D. Off-design performance of concentrated solar heat and coal double-source boiler power generation with thermocline energy storage. **Applied Energy**, v.189, p. 697–710, 2017.

## APÊNDICES

### APÊNDICE 1 – CÓDIGO FONTE DA SIMULAÇÃO DESENVOLVIDA

Código desenvolvido no software *Engineering Equation Solver*:

```
{ CS - Campo Solar - cálculo da quantidade de placas }
{ P[0] = 800[kPa] { pressão considerada do sistema de placas }
T[0] = 28 [°C] { temperatura de entrada no sistema de placas } }
x[0] = Quality(Steam_IAPWS;T=T[0];P=P[0])
s[0] = Entropy(Steam_IAPWS;T=T[0];P=P[0])
h[0] = Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[0];P=P[0])

mv_placa = 0,05*nplacas { mv_placa = vazão mássica da placa = 3L/min = 0.05kg/s / nplacas
= número de placas }
QCS + mv_placa*h[0] = mv_placa*h[11] { QCS = quantidade de calor do campo solar }
QCS = W_placa*nplacas { W_placa = energia fornecida por cada placa }
mv_placa*h[11] + m_tanque*h[22] = m_tanque*h[1] + mv_placa*h[0]
{ T[22]=28 }
P[22]=15900
h[22]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[22];P=P[22])
s[22] = Entropy(Steam_IAPWS;T=T[22];P=P[22])

W_placa=2,007*IAM
{ IAM=1.3 } { Incidence Angle Modifier }
{ nplacas=50 } { quantidade de placas calculada pelo sistema - comenta-se este valor para se
efetuar o cálculo da quantidade de placas }

{ TP - Tanque pulmão }
{ P[1] = 15900[kPa] { pressão de entrada da caldeira }
T[1] = 75[°C] { temperatura está comentada para ficar livre, para calcular o numero de placas
deve-se descomentar para travar a temperatura e comentar o numero de placas }
{ temperatura máxima que pode ser fornecida pelo sistema de placas } }
{ T[1]=75 }
x[1] = Quality(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])
s[1] = Entropy(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])
h[1] = Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[1];P=P[1])

{ Entre Condensador e Bomba }
P[6] = 9 [kPa]
T[6] = 28 [°C]
x[6] = Quality(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])
s[6] = Entropy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])
h[6] = Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

{ Entre Bomba e ponto de aquecimento }
{ AB - Água bruta }
```

$\{P[2] = 15900[\text{kPa}]\}$   
 $T[2] = 28[^\circ\text{C}] \{ \text{temperatura da água bruta} \}$   
 $s_i[2] = s[6] \{ \text{Entropia Constante} \}$   
 $h_i[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; s=s_i[2]; P=P[2])$   
 $\text{EFP} = (h[6]-h[2])/(h[6]-h_i[2]) \{ \text{Calcula } h[2] \}$   
 $x[2] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[2]; P=P[2])$   
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[2]; P=P[2])$   
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[2]; P=P[2])$

$\{ \text{AAA - Entrada do aquecedor de água de alimentação} \}$   
 $m_{\text{dot\_aaa}} = m_{\text{tanque}}/(\text{porcentagem\_aquecida}/100) \{ m_{\text{tanque}} = \text{fator de composição da água proveniente do tanque para o aquecedor de água de alimentação} \}$   
 $\text{porcentagem\_nao\_aquecida} = 100 - \text{porcentagem\_aquecida}$   
 $\{ \text{porcentagem} = \}$   
 $\{ m_{\text{dot\_aaa}} = 10 * 0.277 [\text{kg/s}] \} \{ m_{\text{dot\_aaa}} = \text{vazão mássica de água que deixa o AAA convertida de } m^3/h \text{ para } \text{kg/s} \}$   
 $m_{\text{dot\_aaa\_ton}} = m_{\text{dot\_aaa}} * 3600 / 1000$   
 $m_{\text{rio}} = m_{\text{dot\_aaa}} - m_{\text{tanque}} \{ m_{\text{rio}} = \text{vazão da água proveniente do rio} \}$   
 $m_{\text{tanque}} * h[1] + m_{\text{rio}} * h[2] = m_{\text{dot\_aaa}} * h[3]$

$\{ \text{AAA- Saída do aquecedor de água de alimentação} \}$   
 $\{ P[3] = 15200[\text{kPa}] \{ \text{pressão de saída da caldeira} \} \}$   
 $T[3] = \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[3]; P=P[3])$   
 $x[3] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$   
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

$\{ \text{Entre caldeira e turbina} \}$   
 $\{ P[4] = 15200[\text{kPa}] \}$   
 $\{ T[4] = 120[^\circ\text{C}] \{ \text{temperatura de vapor na saída da caldeira} \} \}$   
 $x[4] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$   
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$   
 $h[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$

$\{ \text{Entre turbina e condensador} \}$   
 $P[5] = 10[\text{kPa}]$   
 $s_i[5] = s[4] \{ \text{Entropia Constante} \}$   
 $h_i[5] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; s=s_i[5]; P=P[5])$   
 $\text{EFT} = (h[4]-h[5])/(h[4]-h_i[5]) \{ \text{Calcula } h[5] \}$   
 $x[5] = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[5]; P=P[5])$   
 $s[5] = \text{Entropy}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[5]; P=P[5])$   
 $T[5] = \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS}; h=h[5]; P=P[5])$

$\{ \text{CD - Eficiência da caldeira} \}$   
 $\text{PC} = 4,184 * 7500 [\text{kJ/kg}] \{ \text{PC} = \text{poder calorífico inferior de combustível (carvão vegetal) convertido em } \text{Kj/KG} \}$   
 $\text{EFGV} = m_{\text{dot\_aaa}} * (h[4]-h[3]) / (m_{\text{c}} * \text{PC}) \{ \text{EFGV} = \text{eficiência da caldeira} \}$   
 $m_{\text{c}} = 0,1 [\text{kg/s}] \{ m_{\text{c}} = \text{vazão mássica de combustível (kg/s)} \}$

$\{ \text{Consideração da eficiência da turbina e da bomba, (ÇENGEL & BOLES, 2013)} \}$   
 $\text{EFT} = 0,87$

$$EFP=0,85$$

$$QGV + m\_dot\_aaa*h[3] = m\_dot\_aaa*h[4] \{ QGV = \text{calor do gerador de vapor (caldeira)} \}$$

{ Consideração da eficiência inicial do gerador de vapor }

$$EFGV100=0,3389$$

$$\text{Aumento.de.eficiência}=(EFGV100-EFGV) * 100$$

$$h[100]=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=28;P=P[3])$$

{ Custo\_vapor\_medio=}

$$\text{Economia}=\text{Custo\_vapor\_medio}*(h[3]-h[100])*m\_dot\_aaa/(mc*PC)$$

{ Valores para geração de dados iniciais para a tabela }

$$h[44] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=38;P=P[3])$$

$$h[45] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=48;P=P[3])$$

$$h[46] = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=58;P=P[3])$$

$$EFGVT[44] = m\_dot\_aaa*(h[4]-h[44])/(mc*PC)$$

$$EFGVT[45] = m\_dot\_aaa*(h[4]-h[45])/(mc*PC)$$

$$EFGVT[46] = m\_dot\_aaa*(h[4]-h[46])/(mc*PC)$$

$$\text{Aumento\_de\_eficiência}[44]=(EFGV100/EFGVT[44] - 1)*100$$

$$\text{Aumento\_de\_eficiência}[45]=(EFGV100/EFGVT[45] - 1)*100$$

$$\text{Aumento\_de\_eficiência}[46]=(EFGV100/EFGVT[46] - 1)*100$$

$$\text{Aumentoreal}[44] = EFGV100-EFGVT[44]$$

$$\text{Aumentoreal}[45] = EFGV100-EFGVT[45]$$

$$\text{Aumentoreal}[46] = EFGV100-EFGVT[46]$$

APÊNDICE 2 – ARTIGO DO SOLAR ENERGY AS AN ALTERNATIVE SOURCE IN  
BOILER ECONOMIZERS

**Solar energy as an alternative source in boiler economizers**

**Daniel Pereira de Oliveira**

Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Sustentáveis

Instituto Federal de Goiás

Goiânia, Brasil

dan@dan.eng.br

**Aylton José Alves line**

Pós-Graduação em Tecnologia de Processos Sustentáveis

Instituto Federal de Goiás

Goiânia, Brasil

aylton.alves@ifg.edu.br

**Bárbara Moraes Arantes**

Pós-Graduação em Ciências da Saúde

Universidade Federal de Goiás

Goiânia, Brasil

barbaraufg@yahoo.com.br

***Abstract***—In the universe of thermal machines, boilers represent a prominent role, in which the cost of fuel represents a considerable part of the system's performance. Considering the case of industrial steam generation, several sources of fuels are used, among them coal. Despite the market importance of the coal-fired industrial units, it is worth noting that there is a high environmental cost. Some measures to reduce pollutants from coal burning can be taken, such as the implementation of energy saving modules, which increase yield and reduce the amount of fuels used. However, the high cost of adapting the machines for the implementation of economizers in current projects stands out. Thus, this study sought to analyze the feasibility of the use of solar energy, for the operation in boiler economizers, in the substitution of thermal energy from the exhaust gases. The experiment was divided into two stages: boiler yield analysis with different feed water temperatures and addition of the solar field to the initial set. For the modeling of

the economizer-boiler set, the software used was Engineering Equation Solver (E-Chart Software, Wisconsin, USA). The technology chosen for the second part was the Vacuum High Pressure Solar Collector, installed at the inlet of the feed water heater. The power of 2014W (per plate) and peak solar radiation of 1000W / m<sup>2</sup> were standardized, taking into account the calculations for a steady-state system at noon. The variable was the number of solar plates to be used in the plant. After analyzing the data, it was found that the efficiency varied by approximately 7%, when the temperature of the feed water was increased by 20 ° C, close to 48 ° C. For this variation to occur, it was necessary to use 50 plates.

*Keywords— Boiler, Economizer, Solar Energy.*

## Introduction

Since the beginning of the 19th century, as a result of the Industrial Revolution, steam has been used on a large scale in the processing industries as a working fluid in thermal machines. Many researches have been developed in the engineering area to develop new technologies to reduce the energy consumption of these machines, seeking, in addition to improving processes, reducing operating costs, sustaining the production chain and reducing environmental impact [1,2,3].

In the universe of thermal machines, boilers play a prominent role, being considered the heart of modern industries, in which the cost of fuel represents a considerable part of the system's performance.

Considering the case of industrial steam generation, for heating, sterilization and humidification purposes (saturated steam), several sources of fuel are used today, among them: coal, bagasse, petroleum products, coke, natural gas, wood in general, rice straw, among others. Among these, emphasis is placed on coal-fired industrial plants, one of the most used fuels in the world for the production of steam in thermoelectric plants, in the sectors of steel, paper and cellulose, cement industry, among others [4,5].

Despite the market importance of the coal-fired industrial units, it is worth noting that there is a high environmental cost, among which we can highlight [5]:

- Flue gas cleaning process pollutes water with heavy metals, which can contaminate water basins and consequently affect the environmental balance;

- With the burning of coal there are emissions of gases and particulate pollutants such as: carbon monoxide, carbon dioxide, sulfur dioxide and nitrous oxide. Contamination of the soil is potentially harmful to agriculture and to the health of living beings who depend on it. These pollutants, which are loaded with gases, contaminate the soil and are especially harmful to agriculture and human health. Another direct consequence is the greenhouse effect from the production of carbon dioxide.

Some measures to reduce pollutants from coal burning can be taken, such as the implementation of carbon capture and storage technologies, which in turn reduces efficiency and increases the costs of industrial plants and power generation plants [6]. This demonstrates that other consumption reduction alternatives are necessary.

In this sense, economizer modules have been developed, which coupled to the boiler system, increase the efficiency and reduce the amount of fuel used. The economizers have the function of raising the temperature of the feed water, thus allowing the conservation of thermal energy of the system, besides the increase of the useful life of the equipment [7].

A major challenge, involving energy efficiency in boilers, is the high cost of adapting machines to implement economizers, as they are available in the market. Therefore, this study sought to analyze the viability of the use of solar energy, for the operation as economizers in boilers, in the substitution of thermal energy from the exhaust gases.

#### Theoretical Conception

According to [8], the yield of a boiler is the ratio of energy transferred to water, steam conversion and intrinsic energy consumption of the fuel.

The value of the fuel oil and the refrigerated energy of the fuel oil with the fuel gas with a gasoline and gasoline, as follows (1):

$$\eta = \frac{m_v(h_v-h_a)}{m_c PC} \quad (1)$$

Where:

$\eta$  = thermal yield

$m_v$  = mass vapor flow rate (kg/s)

$h_v$  = enthalpy of the steam produced by the boiler (kJ/kg)

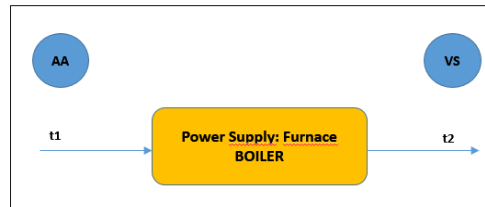
$h_a$  = enthalpy of feed water to the boiler (kJ/kg)



$m_c$  = fuel mass flow rate (kg/s)

PC = calorific value of fuel (kJ/kg)

The Fig. 1 shows a basic boiler plant without economizer, where: (VS) saturated steam; (AA) heating or power water; (Q) amount of heat; (t1) heating water temperature (t2) saturated vapor temperature.



**Fig. 1. Basic boiler simulator plant without economizer**

## Methodology

The experiment was divided into two stages:

1. Analysis of boiler efficiency, with different feed water temperatures;
2. Addition of the solar field to the initial set, followed by calculation and modeling of the solar energy system, to reach the heating of the water for a final yield close to 5%, parameter verified for the current gas economizers used in the boilers of greater yield [9].

## A - Process data

- 1) Intended efficiency in the system: 5-7%
- 2) Lower calorific value of fuel: 7.500kCal/kg
- 3) Feed water temperature: 28°C
- 4) Saturated steam temperature: 120°C
- 5) Boiler inlet pressure: 15,900kPa
- 6) Boiler outlet pressure: 15.200kPa
- 7) Boiler working flow (steam flow): 10m<sup>3</sup>/h

## Solar Collector Data

- 1) Peak thermal power of the solar collector: 2014W

2) Peak solar radiation on the collector (12:00PM): 1000W/m<sup>2</sup>

3) Absorbance: > 93%

4) Maximum pressure: 800kPa

For the modeling of the economizer-boiler set, the software used was Engineering Equation Solver (F-Chart Software, Wisconsin, USA). The simulator variable was the feed water temperature. The calculation of the thermal machine yield was carried out with variations of the feed water temperature, ranging from 28 °C to 58 °C with an ascending step of 10 °C. A flow rate of 10 m<sup>3</sup>/h was standardized for the feed water and 120 °C was the temperature of the steam generated by the boiler. This vapor temperature corresponds to that used in sterilization and cooking processes in general industries.

This type of steam was chosen because it is used in most of the basic industries, except thermoelectric plants. The fuel used in this simulator was charcoal, whose lower calorific value (ICP) is 7,500 kCal/kg. For the inlet pressure of the boiler was adopted the value of 15,900 kPa and the outlet pressure as 15.200kPa, considering the losses of the system. For the values of enthalpy and entropy, the standard values of the International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS), previously loaded in the EES software, were used.

After analyzing the technologies available for industrial-level heating purposes, we chose to use the Vacuum High Pressure Solar Collector in this experiment, which provides the thermal power of 2014W per plate, calculated for radiation peak solar energy of 1000W / m<sup>2</sup> at noon (12:00 PM), considering the calculations for a steady-state system, in equilibrium, at the analyzed moment. This system was installed in the modeling, at the entrance of the feed water heater. The variable was the number of solar plates to be used in the plant.

## Results

### Step 1 - Test step of the boiler efficiency with raising the temperature of the feed water

Using the parameters of equation (1), the system composed only of the boiler was considered, and the yield was calculated for different feed water temperatures, in order to verify the increment of yield, from the elevation of the boiler feed water temperature.

When the feed water temperature was varied from 28 ° C to 58 ° C in increments of 10 ° C, the results shown in Table 1 were obtained.

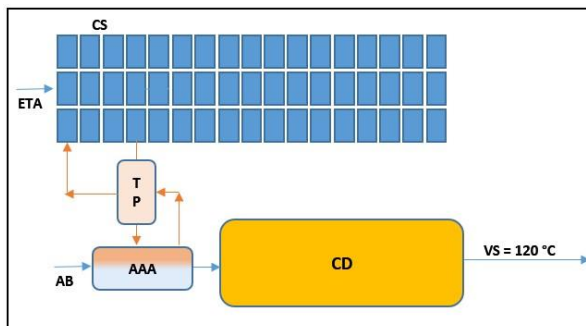
TABLE I. RESULT OF THE YIELDS ACCORDING TO VARIATION OF THE TEMPERATURE OF THE BOILER FEED WATER.

t1 (°C)	t2 (°C)	mc (kg/s)	mv (kg/s)	PC	P1 (kPa)	P2 (kPa)
28	120	0,1	2,77	31380	15900	15200
38	120	0,1	2,77	31380	15900	15200
<b>48</b>	<b>120</b>	<b>0,1</b>	<b>2,77</b>	<b>31380</b>	<b>15900</b>	<b>15200</b>
58	120	0,1	2,77	31380	15900	15200
h1	h2	s1	s2	EFGV	EFGV (%)	INC η (%)
131,9	514,4	0,4044	1,515	0,3377	33,77	-
173,3	514,4	0,5397	1,515	0,3011	30,11	3,66
<b>214,7</b>	<b>514,4</b>	<b>0,6707</b>	<b>1,515</b>	<b>0,2646</b>	<b>26,46</b>	<b>7,31</b>
256,2	514,4	0,7979	1,515	0,2279	22,79	10,98

t1) heating water temperature; t2) saturated vapor temperature; mc) fuel mass flow rate (kg / s); mv) mass flow rate of steam (kg / s); PC) calorific value of fuel (kJ / kg); P1) boiler inlet pressure; P2) boiler outlet pressure; h1) enthalpy 1; h2) enthalpy 2; s1) entropy 1; s2) entropy 2; EFGV) efficiency of the steam generator; INC.) Yield increase.

Step 2 - Boiler efficiency test with raising the temperature of the feed water through the solar field

The Fig. 2 illustrates the schemas used for the studies of Step 2. At this stage the same system and the same temperature variations in the feed water developed in step 1 were added, adding the solar field, which in this case will be responsible to produce the feed water temperature increments.



**Fig. 2. Plant with solar field addition.**

In Figure 2, (CS) solar field; (ETA) source of cold water; (TP) lung tank with heated water; (AB) raw water supply, (AAA) water supply with variable temperature; (CD) boiler, (VS) saturated steam.

A set of plates with high pressure manifolds was used, in order to achieve an increment of yield in the system close to 7%. The incoming water into the solar field is from ETA, because

the system is more sensitive to the amount of particles and dispersed dirt in the fluid. A storage tank for heat exchange and recirculation of the solar field fluid was used with the feed water heater element, which is the mixing box between the water in the storage tank and the raw water taken from a river or water source as explained above. After the heat has been exchanged in the feed water heater, the working fluid flows into the boiler so that it can be transformed into steam.

TABLE II. RESULT OF THE CALCULATION OF THE MODELING WITH THE SOLAR PLATES FOR AN INCREASE OF APPROXIMATELY 7%.

QCS	N board	EFGV	EFGV (%)	INC $\eta$ (%)
99	49,16	0,2637	26,37	7,4

SFH) Solar Field Heat; ESG) Efficiency of the steam generator; INC) Increase

After the system simulations were carried out, it was verified that in order to achieve an average of 7% increase in the desired thermal efficiency, it would be necessary to use 50 plates of high pressure collector tubes of 30 tubes (2014W per plate). The actual increment of this experiment was 7.4% yield (Table 2). The composition of the water at the inlet of the feed water heater should be 43% of the flow from the solar field and 57% from the collection of raw water.

Table 3 exemplifies the cost of producing one ton of steam from the use of charcoal as fuel in scenario 1. Considering the use of the solar power system for boiler assistance in this scenario, for only 7 hours a day, there is a savings of approximately USD 22,328.07 per year. For scenario 2, with the use of fuel oil, the annual savings would be USD 38,428.88.

TABLE III. AVERAGE AND DEVIATION PATTERNS, OF THE TOTAL VAPOR COST IN R \$ PER TON, OF THREE SCENARIOS, IN DIFFERENT PERIODS OF THE STEAM FEEDING SYSTEM OF AN AGROINDÚSTRIA DE ATOMATADOS OF THE STATE OF GOIÁS, BRAZIL [10].

	Yearly		Between Crop		Crop	
	Average (USD/ton)	Standard Deviation	Average (USD/ton)	Standard Deviation	Average (USD/ton)	Standard Deviation
Scenario 1	11,79	0,36	14,55	1,02	10	0,26
Scenario 2	20,28	0,41	23,04	0,87	18,47	0,28

It was concluded that the efficiency varied by approximately 7%, when the temperature of the feed water was increased by 20 ° C, close to 48 ° C. For this variation to occur, it was necessary to use 50 plates.

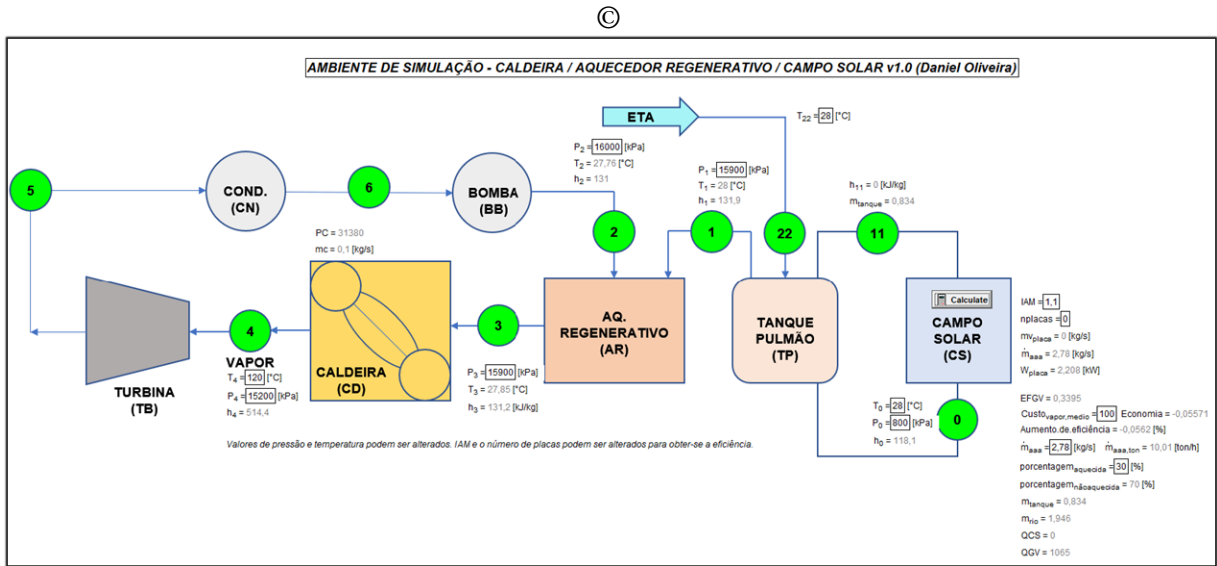
## References

- [1] B. Coelho, P. Schwarzbözl, A. Oliveira, and A. MENDES, “Biomass and central receiver system (CRS) hybridization: Volumetric air CRS and integration of a biomass waste direct burning boiler on steam cycle”, *Solar Energy*, vol. 86, pp. 2912–2922, 2012.
- [2] F. A. Al-Sulaiman, “On the auxiliary boiler sizing assessment for solar driven supercritical CO<sub>2</sub> double recompression Brayton cycles”, *Applied Energy*, vol. 183, pp. 408–418, 2016.
- [3] M. Zhang, C. Xu, X. Du, M. Amjad, D. Wen, “Off-design performance of concentrated solar heat and coal double-source boiler power generation with thermocline energy storage”, *Applied Energy*, vol.189, pp. 697–710, 2017.
- [4] L. A. B. Cortez, E. E. S. Lora and E. O. Gómez, “Biomassa para energia”, Campinas, São Paulo: Unicamp, 2008.
- [5] S. K. Guttikunda and P. Jawahar, “Atmospheric emissions and pollution from the coal-fired thermal power plants in India”, *Atmospheric Environment*, vol. 92, pp. 449–460, August 2014.
- [6] G. P. Hammond and J. Spargo, “The prospects for coal-fired power plants with carbon capture and storage: A UK perspective”, *Energy Conversion and Management*, vol. 86, pp. 476–489, October. 2014.
- [7] E. S Lora, M. A. R. Nascimento, “Geração termoelétrica: planejamento, projeto e operação”, Rio de Janeiro: Interciência, 2004.
- [8] B. Buecker, “Basics of Boiler and HRSG Design”, Oklahoma: Penn Well Corporation, 2002.
- [9] ALFA LAVAL. Economizadores. [s.d.]. Alfa Laval Aalborg Industries and Commerce. Available: <http://www.aalborg-industries.com.br/general.php ?ix=23>. Access in: dez 15 2018.
- [10] K. S. Evaristo and R. S. Figueiredo, “Custo do vapor em agroindústria”, [SOBER. Sociedade Brasileira de Economia, Administração e Sociologia Rural]. Rio Branco, Acre,

julho de 2008. Available: [http://www.sober.org.br/pal\\_estra/9/393.pdf](http://www.sober.org.br/pal_estra/9/393.pdf). Access in: dez 15 2018.

## APÊNDICE 3- AMBIENTE DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA

### Tela geral do sistema de supervisão



### Ambiente de desenvolvimento

```

EES Professional: D:\04_Daniel\00_Documentos_pessoais\Estudos_Pessoais_Ensino Superior\42_Mestrado\16_Dissertação Aquecedor Regenerativo\34_Modelagem\Simula
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
[CS - Campo Solar - cálculo da quantidade de placas]
[P[0] = 800[kPa] (pressão considerada do sistema de placas)]
[T[0] = 28 [°C] (temperatura de entrada no sistema de placas)]
x[0] = Quality(Steam_IAPWS,T=T[0],P=P[0])
s[0] = Entropy(Steam_IAPWS,T=T[0],P=P[0])
h[0] = Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[0],P=P[0])

mv_placa = 0,05*nplacas {mv_placa = vazão mássica da placa = 3L/min = 0.05kg/s / nplacas = número de placas}
QCS + mv_placa*h[0] = mv_placa*h[1] {QCS = quantidade de calor do campo solar}
QCS = W_placa*nplacas {W_placa = energia fornecida por cada placa}
mv_placa*h[1] + m_tanque*h[22] = m_tanque*h[1] + mv_placa*h[0]
{T[22]=28}
P[22]=15900
h[22]=Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[22],P=P[22])
s[22] = Entropy(Steam_IAPWS,T=T[22],P=P[22])

W_placa=2,007*IAM
{IAM=1,3} {Incidence Angle Modifier}
{nplacas=50} {quantidade de placas calculada pelo sistema - comenta-se este valor para se efetuar o cálculo da quantidade de placas}

{TP - Tanque pulmão}
{P[1] = 15900[kPa] (pressão de entrada da caldeira)}
{T[1] = 75[°C] (temperatura está comentada para ficar livre, para calcular o numero de placas deve-se descomentar para travar a temperatura e comentar o numero de placas)}
{temperatura máxima que pode ser fornecida pelo sistema de placas}
{T[1]=75}
x[1] = Quality(Steam_IAPWS,T=T[1],P=P[1])
s[1] = Entropy(Steam_IAPWS,T=T[1],P=P[1])
h[1] = Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[1],P=P[1])

{Entre Condensador e Bomba}
{P[6] = 9 [kPa]}
{T[6] = 28 [°C]}
x[6] = Quality(Steam_IAPWS,T=T[6],P=P[6])
s[6] = Entropy(Steam_IAPWS,T=T[6],P=P[6])
h[6] = Enthalpy(Steam_IAPWS,T=T[6],P=P[6])

{Entre Bomba e ponto de aquecimento}
{AB - Água bruta}
{P[2] = 15900[kPa]}
{T[2] = 28[°C] (temperatura da água bruta)}
s_i[2] = s[6] {Entropia Constante}
h_i[2] = Enthalpy(Steam_IAPWS,s=s_i[2],P=P[2])
EFP = (h[6]-h[2])/(h[6]-h_i[2]) {Calcula h[2]}
x[2] = Quality(Steam_IAPWS,h=h[2],P=P[2])
s[2] = Entropy(Steam_IAPWS,h=h[2],P=P[2])
T[2] = Temperature(Steam_IAPWS,h=h[2],P=P[2])

{AAA - Entrada do aquecedor de água de alimentação}
m_dot_aaa = m_tanque/(percentagem_aquecida/100) {m_tanque = fator de composição da água proveniente do tanque para o aquecedor de água de alimentação}
percentagem_nãoaquecida=100-percentagem_aquecida
{percentagem=}
{m_dot_aaa = 10*0,277 [kg/s]} {m_dot_aaa = vazão mássica de água que deixa o AAA convertida de m³/h para kg/s}
m_dot_aaa_ton=m_dot_aaa*3600/1000
m_rio = m_dot_aaa - m_tanque {m_rio = vazão da água proveniente do rio}
m_tanque*h[1] + m_rio*h[2] = m_dot_aaa*h[3]

{AAA- Saída do aquecedor de água de alimentação}
    
```

## Ambiente de desenvolvimento

```

EES Professional: D:\04_Daniel\00_Documentos_pessoais\Estudos\Pessoais\Ensino Superior\42_Mestrado\16_Dissertação Aquecedor Regenerativo\34_Modelagem\Simula
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
X0 = x ( SteamIAPWS ; T = T0 ; P = P0 )
S0 = s ( SteamIAPWS ; T = T0 ; P = P0 )
h0 = h ( SteamIAPWS ; T = T0 ; P = P0 )
mVplaca = 0,05 * nplacas
QCS + mVplaca * h0 = mVplaca * h11
QCS = Wplaca * nplacas
mVplaca * h11 + mTanque * h22 = mTanque * h1 + mVplaca * h0
P22 = 15900
h22 = h ( SteamIAPWS ; T = T22 ; P = P22 )
S22 = s ( SteamIAPWS ; T = T22 ; P = P22 )
Wplaca = 2,007 * IAM
X1 = x ( SteamIAPWS ; T = T1 ; P = P1 )
S1 = s ( SteamIAPWS ; T = T1 ; P = P1 )
h1 = h ( SteamIAPWS ; T = T1 ; P = P1 )
P6 = 9 [kPa]
T6 = 28 [°C]
X6 = x ( SteamIAPWS ; T = T6 ; P = P6 )
S6 = s ( SteamIAPWS ; T = T6 ; P = P6 )
h6 = h ( SteamIAPWS ; T = T6 ; P = P6 )
S12 = S6
h12 = h ( SteamIAPWS ; S = S12 ; P = P2 )
EFP =  $\frac{h6 - h2}{h0 - h12}$ 
X2 = x ( SteamIAPWS ; h = h2 ; P = P2 )
S2 = s ( SteamIAPWS ; h = h2 ; P = P2 )
T2 = T ( SteamIAPWS ; h = h2 ; P = P2 )
m333 =  $\frac{mTanque}{\text{porcentagemAquecida} + 100}$ 
porcentagemAquecida = 100 - porcentagemAquecida
m333.ton =  $\frac{m333 * 3600}{1000}$ 
m10 = m333 - mTanque
mTanque * h1 + m10 * h2 = m333 * h3
T3 = T ( SteamIAPWS ; h = h3 ; P = P3 )

```

## Variáveis do sistema de simulação



EES Professional: D:\04\_Daniel00\_Documentos\_pessoais\Estudos\_Pessoais\_Ensino Superior\42\_Mestrado\16\_Dissertação Aquecedor Regenerativo\34\_Modelagem\Simula

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Aumento.de.efeiciencia = -9999 [%]	Aumentoreal <sub>44</sub> = 0,03667	Aumentoreal <sub>45</sub> = 0,07338	Aumentoreal <sub>46</sub> = 0,1101	Aumento.de.efeiciencia <sub>44</sub> = 12,13	Aumento.de.efeiciencia <sub>45</sub> = 27,64
Aumento.de.efeiciencia <sub>46</sub> = 48,14	Custo.vapor.medio = 100	Economia = -9999	EFGV = -9999	EFGV <sub>100</sub> = 0,3389	EFGV <sub>44</sub> = 0,3022
EFGVT <sub>45</sub> = 0,22655	EFGVT <sub>46</sub> = 0,2288	EFP = 0,85	EFT = 0,87	h <sub>0</sub> = 118,1 [kJ/kg]	h <sub>1</sub> = -9999 [kJ/kg]
h <sub>2</sub> = -9999 [kJ/kg]	h <sub>3</sub> = -9999 [kJ/kg]	h <sub>4</sub> = 514,4 [kJ/kg]	h <sub>5</sub> = -9999 [kJ/kg]	h <sub>6</sub> = 117,4 [kJ/kg]	h <sub>11</sub> = -9999 [kJ/kg]
h <sub>22</sub> = 131,9 [kJ/kg]	h <sub>44</sub> = 173,3 [kJ/kg]	h <sub>45</sub> = 214,7 [kJ/kg]	h <sub>46</sub> = 256,2 [kJ/kg]	h <sub>100</sub> = 131,9 [kJ/kg]	h <sub>12</sub> = 133,4 [kJ/kg]
h <sub>15</sub> = 467,8 [kJ/kg]	IAM = 1,1	mc = 0,1 [kg/s]	m <sub>placa</sub> = 0 [kg/s]	m <sub>aaa</sub> = 2,78 [kg/s]	m <sub>aaa,ton</sub> = 10,01 [ton/h]
m <sub>vio</sub> = 1,946 [kg/s]	m <sub>tanque</sub> = 0,834 [kg/s]	nplacas = 0	PC = 31380 [kJ/kg]	porcentagem.aquecida = 30 [%]	porcentagem.nao.aquecida = 70 [%]
P <sub>0</sub> = 800 [kPa]	P <sub>1</sub> = 15900 [kPa]	P <sub>2</sub> = 16000 [kPa]	P <sub>3</sub> = 15900 [kPa]	P <sub>4</sub> = 15200 [kPa]	P <sub>5</sub> = 10 [kPa]
P <sub>6</sub> = 9 [kPa]	P <sub>22</sub> = 15900 [kPa]	QCS = -9999 [kJ/s]	QGV = -9999 [kJ/s]	s <sub>0</sub> = 0,4089 [kJ/kg-K]	s <sub>1</sub> = -9999 [kJ/kg-K]
s <sub>2</sub> = -9999 [kJ/kg-K]	s <sub>3</sub> = -9999 [kJ/kg-K]	s <sub>4</sub> = 1,515 [kJ/kg-K]	s <sub>5</sub> = -9999 [kJ/kg-K]	s <sub>6</sub> = 0,4091 [kJ/kg-K]	s <sub>22</sub> = 0,4044 [kJ/kg-K]
s <sub>12</sub> = 0,4091 [kJ/kg-K]	s <sub>15</sub> = 1,515 [kJ/kg-K]	T <sub>0</sub> = 28 [°C]	T <sub>1</sub> = -9999 [°C]	T <sub>2</sub> = -9999 [°C]	T <sub>3</sub> = -9999 [°C]
T <sub>4</sub> = 120 [°C]	T <sub>5</sub> = -9999 [°C]	T <sub>6</sub> = 28 [°C]	T <sub>22</sub> = 28 [°C]	W <sub>placa</sub> = 2,208 [kW]	x <sub>0</sub> = -9999
x <sub>1</sub> = -9999	x <sub>2</sub> = -9999	x <sub>3</sub> = -9999	x <sub>4</sub> = -100	x <sub>5</sub> = -9999	x <sub>6</sub> = -100

10 potential unit problems were detected. **Check Units**

EES suggested units (shown in purple) for h[0] h[1] h[2] h[4] h[5] h[6] .

Calculation time = .0 sec.

## ANEXO

### Anexo 1 - AMBIENTE DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Poder calorífico inferior dos principais combustíveis utilizados em caldeiras atualmente.

COMBUSTÍVEL	PCI
Álcool de cana	5.500 Kcal/kg
Aparas vinilo	6.300 Kcal/kg
Bagaço de cana (20% água)	3.200 Kcal/kg
Bagaço de cana (50% água)	1.800 Kcal/kg
Bambu (10% água)	3.700 Kcal/kg
Borra de café	1.570 Kcal/kg
Carvão de babaú	7.000 Kcal/kg
Carvão mineral - Cambuí/PR	6.200 Kcal/kg
Carvão mineral - Charqueadas/RS	3.100 Kcal/kg
Carvão mineral - Mina do Leão/RS	4.200 Kcal/kg
Carvão mineral - Tubarão/SC	4.500 Kcal/kg
Carvão vegetal	7.500 Kcal/kg
Casca de árvore	2.200 Kcal/kg
Casca de algodão	3.000 Kcal/kg
Casca de amêndoa dendê	4.800 Kcal/kg
Casca de arroz (20% água)	3.300 Kcal/kg
Casca de babaçu	4.000 Kcal/kg
Casca de cacau (8% água)	3.900 Kcal/kg
Casca de café	3.800 Kcal/kg
Casca de caju	4.700 Kcal/kg
Casca de coco	4.000 Kcal/kg
Casca de eucalipto	3.750 Kcal/kg
Casca de tanino úmido (68% água)	800 Kcal/kg
Casca de soja	3.300 Kcal/kg
Cavaco (eucalipto)	4.300 Kcal/kg
Cavacos de pinho	2.500 Kcal/kg
Coque de gás	5.400 Kcal/kg
Coque de lenha	7.600 Kcal/kg
Coque metalúrgico	7.200 Kcal/kg
Fibras de palmeira (48% água)	2.000 Kcal/kg
Fibras de palmito	3.800 Kcal/kg
Filme polietileno	5.600 Kcal/kg
Gás de água	4.000 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de água carburetado	6.000 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de alto forno	700 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de biodigestor (biogás)	5.000 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de coqueira	4.300 Kcal/m <sup>3</sup>

Gás de gasogênio	1.260 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de nafta	4.750 Kcal/m <sup>3</sup>
Gás de GLP (50%)	10.800 Kcal/kg
Gás natural	8.600 Kcal/m <sup>3</sup>
Lascas de madeira	3.300 Kcal/kg
Lenha (40% água)	2.400 Kcal/kg
Lenha seca (12% água)	3.680 Kcal/kg
Madeira de caixotes	3.800 Kcal/kg
Madeira muito seca	4.800 Kcal/kg
Madeira pinho (seca ao ar)	3.500 Kcal/kg
Madeira verde	2.500 Kcal/kg
Óleo combustível 1 <sup>A</sup>	9.800 Kcal/kg
Óleo combustível 1 <sup>B</sup>	9.800 Kcal/kg
Óleo combustível 2 <sup>A</sup>	9.000 Kcal/kg
Óleo combustível 2 <sup>B</sup>	9.000 Kcal/kg
Óleo combustível 3 <sup>A</sup>	3.000 Kcal/kg
Óleo combustível 3 <sup>B</sup>	9.000 Kcal/kg
Óleo de algodão	8.050 Kcal/L
Óleo de amendoim	8.000 Kcal/L
Óleo de babaçu	7.770 Kcal/L
Óleo de soja	8.125 Kcal/L
Óleo diesel	8.620 Kcal/L
Palha de amendoim (12% água)	3.100 Kcal/kg
Palha de trigo (20% água)	3.200 Kcal/kg
Papel	4.200 Kcal/kg
Piche alcatrão	8.600 Kcal/kg
Pó de linho	4.000 Kcal/kg
Pó de madeira fino (seco)	4.000 Kcal/kg
Pó de madeira grosso (seco)	4.200 Kcal/kg
Pó de tabaco	2.300 Kcal/kg
Querosene	8.300 Kcal/l
Recortes de couro (14% água)	4.400 Kcal/kg
Resíduos de juta	3.800 Kcal/kg
Restos de borracha	4.000 Kcal/kg
Sementes de girassol (9,5% água)	4.300 Kcal/kg
Serragem de pinho (40% água)	2.000 Kcal/kg
Serragem seca (20% água)	3.500 Kcal/kg
Serragem + Cepilho (seco)	4.600 Kcal/kg
Sisal (11% água)	3.400 Kcal/kg
Sobra de serraria (pinho)	4.160 Kcal/kg
Tecido náilon	7.300 Kcal/kg
Trapos de pano	4.200 Kcal/kg
Trufa (seca ao ar) (25 a 6% água)	3.0000-5.000 Kcal/kg

Fonte: CORTEZ, LORA & GÓMEZ (2008)