

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA – POSMEC**

Teresa Estefanía Guadalupe Almeida

**ENERGIA TERMOSSOLAR COMO ALTERNATIVA NA
GERAÇÃO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE NO SETOR
AGROINDUSTRIAL**

Florianópolis
2018

Teresa Estefanía Guadalupe Almeida

**ENERGIA TERMOSSOLAR COMO ALTERNATIVA NA
GERAÇÃO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE NO SETOR
AGROINDUSTRIAL**

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

Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Coorientador: Prof. Dr. Eduardo Burin

Florianópolis
2018

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

Almeida, Teresa Estefanía Guadalupe

Energia termossolar como alternativa na geração
de vapor e água quente no setor agroindustrial /
Teresa Estefanía Guadalupe Almeida ; orientador,
Edson Bazzo, coorientador, Eduardo Burin, 2018.

130 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Geração híbrida solar
bimassa. 3. Energia termossolar na indústria. 4.
Concentradores Fresnel. 5. Coletores de placas planas.
I. Bazzo, Edson. II. Burin, Eduardo. III. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Teresa Estefanía Guadalupe Almeida

**ENERGIA TERMOSSOLAR COMO ALTERNATIVA NA
GERAÇÃO DE VAPOR E ÁGUA QUENTE NO SETOR
AGROINDUSTRIAL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de
“Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 20 de março de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
POSMEC/UFSC

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

Prof. Eduardo Burin, Dr. Eng.
Coorientador
Universidade Federal do Paraná– UFPR/ Palotina

Banca Examinadora:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Presidente

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

Prof. Samuel Luna de Abreu, Dr.
Instituto Federal de Santa Catarina – IFSC/ São José

Este trabalho é dedicado a Deus, meus pais, irmãos, meu esposo e meu filhinho Agustín que está a caminho.

AGRADECIMENTOS

No primeiro lugar, agradeço a Deus e ao Santo Irmão Miguel do Equador, por terem me permitido atravessar e concluir este caminho, em procura de conhecimento, crescimento profissional e pessoal, com sucesso. Aos meus pais Luis e Graciela, meus irmãos Jorge e Esteban, meu esposo Raúl por ter sido em todo momento meu apoio e fonte de bons conselhos e ao meu filhinho que está a caminho, sendo um motivo de inspiração amais para sacar este trabalho adiante.

Agradeço à UFSC e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – POSMEC por ter me aberto as portas para cursar meus estudos em um dos melhores sistemas de educação superior e de prestígio no Brasil. A todos os professores do programa que compartilharam seus conhecimentos.

Agradeço especialmente aos professores Edson Bazzo e Eduardo Burin por ter confiado em mim para desenvolver este trabalho, pelos conhecimentos, amizade e a paciência com que me encaminharam em todo momento para conseguir elaborar um bom trabalho.

Ao Laboratório de Combustão e Sistemas Térmicos – LABCET que me acolheu com generosidade e passou a ser como um segundo lar. Aos integrantes, amigos e colegas que sempre me deram seu apoio e amizade, sobretudo aos membros da sala de Geração de Energia e Energias Renováveis.

Agradeço à empresa agroindustrial, onde foram levantados os dados de operação para o presente estudo, pela acolhida, por ter me aberto as portas para desenvolver meu trabalho e pelo apoio que recebi de todo o pessoal que sempre estiveram dispostos a me ajudar.

Agradeço aos membros da banca pela contribuição dada para a melhora do trabalho.

Agradeço à CAPES pelo auxílio através do financiamento ao programa de mestrado.

É melhor tentar e falhar, que preocupar-se a ver a vida passar. É melhor tentar, ainda que em vão que sentir-se fazendo nada até o final. Eu prefiro na chuva caminhar, que em dias tristes em casa me esconder. Prefiro ser feliz, embora louco, que em conformidade viver.

Martin Luther King

RESUMO

Nos últimos anos tem-se dado importante atenção ao desenvolvimento e exploração de novas tecnologias para geração de energia, focadas no aproveitamento de fontes renováveis. Neste cenário, para o presente trabalho avaliou-se a viabilidade técnica e econômica da utilização de campo solar do tipo Fresnel e de campo de coletores de placas planas para atender parcialmente as demandas de vapor saturado e de água quente de frigoríficos. O presente estudo foi realizado em cooperação com uma empresa do setor agroindustrial, localizada no oeste do estado do Paraná. A planta estudada conta com um sistema de geração de vapor a biomassa (cavaco de Eucalipto) com capacidade nominal de 40 t/h de vapor saturado a 9 bar efetivo (180 °C). Como primeiro passo, foi realizada a coleta de dados em campo e posterior cálculo da eficiência térmica do sistema de geração de vapor em condições de carga parcial para vários pontos de demanda de vapor. Após, propôs-se a instalação de campo solar Fresnel em paralelo com a caldeira como forma de promover a economia de biomassa durante as horas de sol. Nesse sentido, foram analisadas três áreas de espelhos, as quais permitem anualmente a economia de biomassa entre 1431 t a 7157 t. O campo de coletores planos por sua vez, foi projetado para aquecer, na condição de projeto, 100 m³/h de água promovendo economia de vapor saturado fornecido pela caldeira. A área líquida de coletores dimensionada, permitirá a economia anual em biomassa de 1486 t. A análise da viabilidade econômica dos projetos foi realizada por meio do cálculo dos parâmetros Taxa Interna de Retorno – TIR, Valor Presente Líquido – VPL e tempo de retorno do investimento – *payback*. Após a análise de cada cenário, pôde-se identificar que a integração da planta com concentradores Fresnel promoveu os maiores níveis de economia de combustível. No entanto, em função do elevado custo dos concentradores, essa opção não se mostrou economicamente viável. Por outro lado, a utilização de placas planas para produção de água quente apresentou-se mais atrativa economicamente, apontando para a possibilidade de utilização dessa tecnologia para atender parcialmente a demanda térmica de frigoríficos.

Palavras-chave: Geração híbrida solar-biomassa, Energia termossolar na indústria, Concentradores Fresnel, Coletores de placas planas.

ABSTRACT

In the last years, important attention has been given to the development and utilization of new technologies for energy generation, focused on the use of renewable sources. In this scenario, the technical and economic viability about the use of a Fresnel solar field and a plate collectors solar field, were evaluated to supply partially the demands of saturated steam and hot water of slaughterhouses. The present study was carried out in partnership with an agroindustrial company located in the west of Parana state. The studied plant is equipped with a biomass steam generation system (Eucalyptus wood chips) with a nominal capacity of 40 t/h of saturated steam at 9 bar (effective). As a first step, field data collection and subsequent calculation of the thermal efficiency of the steam generation system under partial load conditions were performed for several points of steam demand. Afterwards, it was proposed to install a Fresnel solar field in parallel with the boiler to promote biomass saving during the sunny hours. In this regard, three aperture areas of mirrors were analyzed, allowing the annual biomass economy between 1431 t to 7157 t. The flat plate collectors solar field, in turn, was designed to heat 100 m³/h of water in the design point, reducing the saturated steam demand supplied by the boiler. The collectors' aperture area allows an annual biomass saving of 1486 t. The economic feasibility analysis of the projects was carried out by calculating the parameters Internal Rate of Return (IRR), Net Present Value (NPV) and payback time. With respect to economy and solar share, the Fresnel technology provided the most promising results. Nevertheless, the high prices associated with Fresnel concentrators turned the studied scenarios not feasible. In the other hand, more attractive results in terms of economic viability, were obtained considering the application of flat plate collectors for hot water production, indicating the potential of this technology to be applied for partially supplying the thermal energy demand of slaughterhouses.

Keywords: Solar- biomass hybrid generation, Thermosolar energy in the industry, Fresnel concentrators, Flat plate collectors.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Radiação global horizontal diária (média anual) no Brasil....	43
Figura 2- Radiação direta normal diária (média anual) no Brasil.	44
Figura 3- Concentradores Fresnel e Calha parabólica.....	45
Figura 4- Disco parabólico e Torre central.....	45
Figura 5- Coletores solares estacionários do tipo FPC, ETC e CPC.....	47
Figura 6- Países cujas indústrias integraram campos solares para geração de energia térmica.	50
Figura 7- Indústrias que aproveitam a energia solar térmica.....	50
Figura 8- Aplicações de coletores solares em nível mundial.	52
Figura 9- Capacidade mundial em operação de coletores solares.	53
Figura 10- Ângulos solares.	59
Figura 11- Ângulos de incidência solar no campo Fresnel.	61
Figura 12- Configuração do módulo básico LF-11.	63
Figura 13- Mecanismos de perdas ópticas do sistema Fresnel.	64
Figura 14- Exemplo do balanço de energia para coletor do tipo placa plana.	66
Figura 15- Componentes da radiação sobre a superfície do coletor.	67
Figura 16- Eficiência do coletor em função da temperatura média, T_{me} [°C].....	68
Figura 17- Curvas de eficiência das tecnologias de coletores solares em função da diferença de temperaturas ΔT	69
Figura 18- Desenho 3D da unidade geradora de vapor do abatedouro..	72
Figura 19- Fluxograma da geração do vapor saturado no abatedouro...	74
Figura 20- Dados de eficiência da caldeira em operação e dados de eficiência fornecidos pelo fabricante.....	75
Figura 21- Consumo médio diário de água quente no abatedouro.	76
Figura 22- Esquema ilustrativo do sistema atual de aquecimento de água do abatedouro.	77
Figura 23- Esquema ilustrativo da planta híbrida com campo solar Fresnel – biomassa.	82
Figura 24- Eficiência óptica anual do campo Fresnel.	88
Figura 25- Dia típico de operação do campo Fresnel.	88
Figura 26- Perfil de geração de vapor anual para o cenário 10 – CS. ...	89
Figura 27- Fração solar mensal dos três cenários avaliados.....	90
Figura 28- Curvas de duração da geração de vapor dos três cenários avaliados.....	91
Figura 29- Variação do investimento e VPL em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.	92

Figura 30- Variação da TIR em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.....	93
Figura 31- Variação do <i>payback</i> em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.....	94
Figura 32- Variação da TIR em função do preço da biomassa para os três cenários avaliados.....	94
Figura 33- Esquema ilustrativo do aquecimento de água com placas planas.....	98
Figura 34- Dia típico de operação do campo de coletores solares.....	99
Figura 35- Fração solar mensal apresentada pelo sistema de produção de água quente assistida por coletores solares planos.....	100
Figura 36- Variação da área e economia de biomassa com o MS.....	102
Figura 37- Curvas de duração da temperatura do tanque da água.....	102
Figura 38- Análise comparativa da economia de biomassa mediante o uso de placas planas e campo Fresnel, para geração de água quente.....	104
Figura 39- Variação do investimento e VPL em função do preço de coletores.....	105
Figura 40- Variação da TIR em função do preço de coletores.....	105
Figura 41- Variação do VPL em função do preço da biomassa.....	106
Figura 42- Variação da TIR em função do preço da biomassa.....	106
Figura 43- Vapor consumido em dois dias típicos de operação.....	119
Figura 44- Consumo de vapor médio diário.....	120
Figura 45- Variação do VPL com o MS e preços de coletores.....	123
Figura 46- Variação do <i>payback</i> com o MS e preços de coletores.....	124
Figura 47- Variação do VPL com o MS e preço da biomassa.....	124
Figura 48- Variação do <i>payback</i> com o MS e preço da biomassa.....	125
Figura 49- Fatores de correção da eficiência óptica.....	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Processos industriais em função da temperatura.....	49
Tabela 2- Projetos termossolares aplicados na indústria.....	51
Tabela 3- Operação da caldeira no caso base.....	78
Tabela 4- Sistema de aquecimento de água no caso base.....	79
Tabela 5- Custos adotados para o campo Fresnel.	83
Tabela 6- Resultados obtidos nos três cenários avaliados – condição de projeto.	85
Tabela 7- Resultados obtidos nos três cenários avaliados – operação anual.....	87
Tabela 8- Custos relativos à tecnologia Fresnel nos três cenários avaliados.....	91
Tabela 9- Custos adotados para as placas planas.	98
Tabela 10- Resultados obtidos do campo de placas planas – condição de projeto.	99
Tabela 11- Resultados obtidos do campo de placas planas – operação anual.....	99
Tabela 12- Custos relativos ao campo de coletores solares.....	101
Tabela 13- Composição do cavaco.....	120
Tabela 14- Quantidade de carbono não queimado nas cinzas.	121
Tabela 15- Poder calorífico do cavaco.....	121
Tabela 16- Dados meteorológicos mensais.....	127
Tabela 17- Fator de correção longitudinal e transversal.....	129

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ANEEL	Agencia Nacional de Energia Elétrica
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineering</i>
CC	Custo de Capital
CP	Condição de Projeto
CPC	<i>Compound Parabolic Collector</i>
CS	Campo Solar
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
CT	Controlador de Temperatura
DIF	<i>Diffuse Irradiation</i>
DNI	<i>Direct Normal Irradiation</i>
DSG	<i>Direct Steam Generation</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPC	<i>Engineering, Procurement and Construction</i>
ETC	<i>Evacuated Tube Collector</i>
FPC	<i>Flat Plate Collector</i>
GHI	<i>Global Horizontal Irradiation</i>
HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i>
IAM	<i>Incidence Angle Modifier</i>
MS	Múltiplo Solar
O&M	<i>Operation and Maintenance</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
TIR	Taxa Interna de Retorno
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i>
VPL	Valor Presente Líquido

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

A	Área	[m ²]
e	Inflação	[%]
E	Correção do tempo	[min]
FC_t	Enésimo fluxo de caixa	[R\$]
h	Entalpia	[kJ/kg]
i_n	Taxa de desconto nominal	[%]
i_r	Taxa de desconto real	[%]
I_T	Radiação solar incidente em coletores inclinados	[kW/m ²]
L_{loc}	Longitude local	[graus]
L_{ref}	Longitude de referência	[graus]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
q''	Fluxo de transferência de calor	[kW/m ²]
Q	Energia específica	[kJ/kg.cb]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
\dot{Q}_u	Taxa de transferência de calor de coletores	[kW]
\dot{Q}_{uc}	Taxa de transferência de calor da caldeira	[kW]
t_{loc}	Hora local	[horas]
t_{sol}	Tempo solar aparente	[horas]
T	Temperatura	[°C]

Alfabeto grego

α	Ângulo de altitude solar	[graus]
β	Ângulo de inclinação de coletores	[graus]
γ_s	Ângulo de azimute solar	[graus]
δ	Ângulo de declinação solar	[graus]
η	Eficiência energética	[%]
η_o	Eficiência óptica no Zenith	[%]
θ	Ângulo de incidência	[graus]

θ_z	Ângulo do Zenith	[graus]
μ	Coefficiente de perda de energia	[W/m ² K ²]
ρ	Albedo	[-]
$\tau\alpha$	Transmitância-absortância	[-]
ϕ	Latitude	[graus]
ω	Ângulo horário	[graus]

Subscritos

<i>a</i>	Anual
<i>aa</i>	Água de alimentação
<i>abs</i>	Absorvida
<i>amb</i>	Ambiente
<i>b</i>	Direta para coletores
<i>c</i>	Caldeira
<i>cb</i>	Combustível
<i>cb-eco</i>	Combustível economizado
<i>cb-T</i>	Combustível total
<i>CF</i>	Campo Fresnel
<i>co</i>	Coletores
<i>cp</i>	Combustão parcial
<i>cr</i>	Créditos
<i>cs</i>	Campo solar
<i>cz</i>	Cinzas
<i>d</i>	Direta para Fresnel
<i>e</i>	Entrada
<i>g</i>	Gases
<i>hib</i>	Híbrido
<i>i</i>	Incidência
<i>l</i>	Longitudinal
<i>m</i>	Mensal
<i>me</i>	Média
<i>opt</i>	Óptica
<i>p</i>	Perdas
<i>pa</i>	Paredes
<i>pg</i>	Purgas
<i>s</i>	Saída

<i>sm</i>	<i>Soiling mirror</i>
<i>T</i>	Total
<i>t</i>	Transversal
<i>th</i>	Térmica
<i>tu</i>	Tubulações
<i>v</i>	Vapor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	33
1.1 MOTIVAÇÃO	34
1.2 OBJETIVOS	35
1.2.1 Objetivo geral	35
1.2.2 Objetivos específicos	35
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	36
2 REVISÃO DA LITERATURA	37
2.1 USO DO VAPOR E A BIOMASSA COMO FONTE DE ENERGIA NA INDÚSTRIA	37
2.1.1 Uso do vapor na indústria.....	37
2.1.2 Eficiência térmica na geração do vapor	38
2.1.3 Biomassa como fonte energética	40
2.2 ENERGIA SOLAR	42
2.2.1 Incidência de radiação solar no Brasil.....	42
2.2.2 Concentradores Solares – CSP.....	44
2.2.3 Coletores solares estacionários.....	46
2.3 ENERGIA TERMOSSOLAR NA INDÚSTRIA	48
2.3.1 Tecnologia CSP na geração de calor de processo	49
2.3.2 Coletores solares estacionários na geração de calor de processo... ..	52
2.3.3 Geração híbrida solar	54
2.4 ANÁLISE ECONÔMICA.....	56
3 MODELAGEM DOS CAMPOS SOLARES	59
3.1 ÂNGULOS SOLARES	59
3.2 CONCENTRADORES FRESNEL	61
3.2.1 Ângulos de incidência solar	61
3.2.2 Absorção da radiação solar	62
3.2.2.1 Eficiência óptica.....	62
3.2.2.2 Perdas de energia.....	64
3.3 PLACAS PLANAS	66
3.3.1 Absorção da radiação solar	66

4 SISTEMA BASE	71
4.1 DESCRIÇÃO DA PLANTA INDUSTRIAL.....	71
4.2 EFICIÊNCIA DO GERADOR DE VAPOR.....	75
4.3 PRODUÇÃO E CONSUMO DE ÁGUA QUENTE.....	76
4.4 RESULTADOS DOS SISTEMAS BASE	78
4.4.1 Sistema gerador de vapor.....	78
4.4.2 Sistema de aquecimento de água	78
5 SISTEMA ASSISTIDO POR CONCENTRADORES	
FRESNEL.....	81
5.1 CONDIÇÕES DE PROJETO	81
5.1.1 Pressupostos de custos adotados	83
5.2 RESULTADOS.....	84
5.2.1 Resultados na condição de projeto	84
5.2.2 Resultados na operação anual.....	86
5.2.3 Análise de pré-viabilidade econômica	91
5.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	92
6 SISTEMA ASSISTIDO POR PLACAS PLANAS	97
6.1 CONDIÇÕES DE PROJETO	97
6.1.1 Pressupostos de custos adotados	98
6.2 RESULTADOS.....	99
6.2.1 Resultados na condição de projeto	99
6.2.2 Resultados na operação anual.....	99
6.2.3 Análise de pré-viabilidade econômica	101
6.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	101
7 CONCLUSÕES.....	107
REFERÊNCIAS.....	111
APÊNDICE A- Dados de operação e eficiência da caldeira.....	119
APÊNDICE B- Variação de parâmetros econômicos com o múltiplo solar em campo de coletores planos.....	123
B.1. VARIAÇÃO COM O PREÇO DOS COLETORES	123
B.2. VARIAÇÃO COM O PREÇO DA BIOMASSA.....	124
ANEXO A- Dados meteorológicos médios mensais	127

ANEXO B- Fatores de correção da eficiência óptica para refletores Fresnel.....	129
---	------------

1 INTRODUÇÃO

Em nível mundial, os processos industriais são responsáveis por cerca de 20 % da energia consumida, da qual cerca de 65 % se destina a calor de processo (HAAGAN, 2013). A demanda térmica, geralmente, é atendida através de vapor saturado gerado a partir da queima de óleos combustíveis, carvão, gás natural, biomassa e outros. Nesse contexto, considerando-se a projeção de crescimento, as emissões de gases de efeito estufa devem quadruplicar por volta do ano 2050.

No Balanço Energético Nacional (2017), segundo a Empresa de Pesquisa Energética – EPE no Relatório Síntese ano base 2016, o consumo energético do setor industrial e agropecuário representou 37 % do total, equivalente a 94,5 Mtep. Deste valor, mais do 58 % foi gerado a partir de fontes energéticas renováveis.

A biomassa é uma das fontes utilizadas para produção de energia com maior potencial de crescimento. Tanto no mercado interno quanto no internacional, ela é considerada uma das principais alternativas para a diversificação da matriz energética e, conseqüentemente, para redução da dependência dos combustíveis fósseis. Ainda, de acordo com a EPE (2017), a oferta interna de energia tendo como fonte primária a biomassa foi de 73,4 Mtep, demonstrando sua importância no mercado nacional. No Brasil, algumas regiões obtêm grande parte da energia térmica e elétrica da biomassa, principalmente do subgrupo madeira – o mais tradicional – e dos resíduos agrícolas. A característica comum dessas regiões é a economia altamente dependente da agroindústria. Neste cenário, o setor agroindustrial tem participação significativa na economia brasileira, respondendo pela produção de aproximadamente 170 milhões de toneladas de alimentos, descontando a produção de leite, couro e ovos; cuja maior parte é destinada para exportação (IBGE, 2017).

Além da biomassa, a energia solar se apresenta como uma alternativa promissora no setor industrial para atender uma parcela considerável do calor requerido principalmente pela indústria de alimentos e bebidas, têxtil e química. Tais setores oferecem um ótimo potencial de aplicação, já que a demanda de calor nos processos é alta, aproximadamente constante e com temperaturas de consumo de até 400°C. Outra aplicação em potencial da energia termossolar, é na produção de frio utilizando sistemas de absorção ou adsorção, podendo favorecer o controle e a diminuição de picos de carga produzidos pela demanda dos processos.

Baseado nas informações citadas, no presente trabalho propõe-se um sistema de geração híbrida solar-biomassa, através da implantação de

um campo de concentradores solares – CSP tipo Fresnel, para trabalhar em paralelo com uma caldeira na geração de vapor saturado, além de um campo de coletores solares tipo placas planas para aquecimento de água até temperatura de 50°C. O estudo contempla uma análise termodinâmica de primeira lei e de pré-viabilidade técnico-econômica para as tecnologias propostas, com a expectativa dos resultados refletirem positivamente na economia da biomassa. Informações complementares de ordem prática foram levantadas em campo junto a uma empresa agroindustrial localizada no oeste do estado do Paraná. O levantamento de dados foi realizado no setor do abatedouro de aves, o qual é alimentado por uma caldeira multitubular mista que consome biomassa (cavaco de Eucalipto), cuja carga nominal de vapor saturado é de 40 t/h a 10 bar absoluto.

1.1 MOTIVAÇÃO

O setor agropecuário representou em 2015, 4,46 % do PIB, o qual trouxe influência relevante no desempenho econômico do país. Além disso, outros aspectos positivos decorrentes desta atividade podem ser observados, tais como o aumento do emprego no campo, garantia alimentar e o aumento da balança comercial, altamente beneficiado pelas exportações. O volume total exportado pelo Brasil em 2015 gerou o montante aproximado de US\$ 191 bilhões em divisas, sendo 46 % representados por exportações do agronegócio (CONAB, 2016).

Para manter a continuidade da produção é necessário o abastecimento energético demandado na execução dos processos. Considerando a pressão contrária ao uso de combustíveis fósseis e também a tendência na diminuição de suas reservas naturais, as fontes renováveis, dentre elas a biomassa, estão sendo fortemente exploradas. Porém, a competição entre a utilização das áreas de plantio para florestas energéticas (ex.: pinus, eucalipto etc.) e outras culturas que podem apresentar maior rentabilidade (ex.: soja, milho etc.), além da sazonalidade decorrente de culturas diversas (ex.: cana de açúcar, soja, casca de arroz) representam ciclos inevitáveis que num futuro poderão aumentar os preços.

Por sua parte, a energia solar tem sido notadamente empregada para geração elétrica na Europa, Estados Unidos e Ásia. Ainda, países como África do Sul, Vietnã, Suíça, Austrália, Jordânia, México, Índia e outros, têm investido na implantação de campos solares para geração de água quente e/ou vapor em indústrias de bebida, curtume, laticínios, derivados da carne, farmacêutica e outras (SOLAR PAYBACK, 2017).

Neste cenário, o presente trabalho busca gerar subsídios no sentido de contribuir para a diversificação dos sistemas geradores de energia térmica na indústria, por meio da integração de um sistema híbrido solar-biomassa, graças à favorável disponibilidade de radiação solar no território brasileiro e de plantios de florestas energéticas.

O campo solar Fresnel se apresenta como uma interessante alternativa na geração direta de vapor uma vez que oferece bom desempenho térmico, configuração simples, é fácil de ser integrado nos sistemas existentes de distribuição de vapor e demanda menor espaço em comparação com outras tecnologias CSP (MORIN *et al.*, 2012). Por outra parte, a tecnologia de coletores solares planos, apresenta-se como um sistema de interessante aplicabilidade no setor agroindustrial, devido também ao bom desempenho térmico a baixas temperaturas menores a 70 °C, operação e configuração simples. Além disso, as empresas fabricantes têm investido na qualidade dos produtos e nas tecnologias de fabricação com notável redução dos preços graças à escala de produção atingida. Atualmente no mercado local encontram-se sistemas com qualidade e eficiência de nível mundial tornando os projetos cada vez mais atrativos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Analisar a viabilidade de implantação da tecnologia CSP e de coletores solares planos no processo de geração de vapor e de água quente em empresas do setor agroindustrial.

1.2.2 Objetivos específicos

- Levantar as demandas térmicas de vapor e de água quente em empresa do setor agroindustrial.
- Avaliar a eficiência térmica do processo de geração de vapor com biomassa.
- Dimensionar o campo de concentradores solares do tipo Fresnel e de placas planas para o atendimento parcial das demandas térmicas da planta.
- Apresentar o modelo termodinâmico da planta operando em uma condição híbrida solar – biomassa.

- Apresentar estudo de pré-viabilidade econômica e análise de sensibilidade.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O Capítulo 2 apresenta a revisão da bibliografia estudada, com foco na identificação das fontes e sistemas de geração de energia empregados na indústria. É apresentada ainda revisão sobre a disponibilidade da radiação solar no Brasil, as tecnologias empregadas para o aproveitamento do recurso solar e o status atual referente à aplicação da energia solar no setor industrial. Por último são apresentados os parâmetros econômicos que serão utilizados nesse trabalho para avaliar a viabilidade dos projetos propostos.

No Capítulo 3 é apresentada a modelagem e o equacionamento correspondentes à operação do campo Fresnel e das placas planas, sendo apresentadas também as equações utilizadas para o cálculo da energia útil gerada e desempenho dos sistemas.

No Capítulo 4 é apresentada a descrição do sistema base empregado na planta do abatedouro estudada nesse trabalho em relação à geração de vapor e de água quente. São apresentados os resultados respectivos de cada sistema, que serão a base de referência das próximas seções.

Nos Capítulos 5 e 6 são apresentadas as condições de projeto assumidas para o projeto dos sistemas Fresnel e de coletores solares planos, respectivamente. São apresentados os resultados obtidos para a condição de projeto, assim como para a operação anual. Por último, é apresentada a análise de pré-viabilidade econômica e análise de sensibilidade.

As conclusões do estudo são apresentadas no Capítulo 7.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 USO DO VAPOR E A BIOMASSA COMO FONTE DE ENERGIA NA INDUSTRIA

2.1.1 Uso do vapor na indústria

No Brasil, até 2013, o vapor correspondia em torno ao 54 % da demanda total de energia do setor industrial, representando cerca do 20 % do consumo energético nacional (SILVA, 2013).

Na indústria, a utilização do vapor como fluido de trabalho possui algumas vantagens, como: alto calor latente (grande capacidade de acúmulo de energia em um volume reduzido), disponibilidade da água no meio industrial, fácil obtenção, é um fluido limpo e inodoro, incombustível, fácil de transportar e suas propriedades são bem conhecidas (TOGAWA, 2017). Em geral o vapor saturado é utilizado para fornecer o calor necessário aos processos industriais, devido que o vapor superaquecido possui algumas desvantagens como a perda de controle de temperatura e a grande diminuição da disponibilidade de energia por unidade de volume, portanto é menos utilizado.

A indústria de alimentos, caracterizada pelo alto consumo de vapor, combustíveis como cavaco de lenha, bagaço de cana, casca de arroz, entre outros, são largamente utilizados na geração do mesmo. Além disso, quando o fluido entra em contato com os alimentos, existem exigências específicas para o tratamento da água de caldeiras, sendo necessária a utilização de produtos químicos com aditivos aprovados pela *Food and Drug Administration* (FDA).

Destacando-se um dos setores industriais mais fortes no Brasil, as usinas sucroalcooleiras, normalmente operam em paridade térmica onde a geração de vapor está em função do consumo de vapor da unidade de processos, usado principalmente na fabricação de açúcar e álcool. Além da carga térmica, o vapor é utilizado para gerar potência elétrica. Em alguns projetos a capacidade de geração atende à planta industrial e o excedente de energia elétrica é negociado, constituindo-se em mais um produto da empresa (CALDATO FIOMARI, 2004). Neste setor, praticamente toda a energia térmica (330 kWh/t cana) e cerca de 95 % da energia elétrica são produzidos na própria usina (ANDRADE; RODRIGUEZ; VANISSANG, 2010).

Por outra parte, na indústria de papel e celulose as etapas que mais utilizam vapor são a polpação, a concentração do licor negro, o branqueamento e a secagem da pasta da celulose e do papel. Uma fábrica

integrada moderna consome em torno de 23,3 GJ por tonelada de celulose ou papel (BARBELI, 2005).

Na indústria de extração de óleo de soja o vapor é utilizado em várias etapas, mas, destaca-se no condicionado, onde há injeção indireta de vapor para aquecer o grão e lhe dar a plasticidade que facilitará o posterior processo de laminação, permitindo a melhor extração do óleo. Estima-se que o consumo esteja ao redor de 316 kg de vapor por tonelada soja (ALMEIDA PRADO *et al.*, 2012).

Dentre outras indústrias que consomem vapor destaca-se a indústria têxtil, de bebidas, química, metal mecânica e mineira. Os processos executados, geralmente, são considerados de média temperatura (até 400°C) dentre eles: destilação, secagem, tingimento, compressão, fusão do nitrato, dentre outros (KURUP, 2016).

2.1.2 Eficiência térmica na geração do vapor

Em função da pressão de trabalho, as caldeiras podem ser classificadas como de: baixa pressão (até 15 bar), média pressão (de 16 a 40 bar) e alta pressão (maior do que 40 bar).

Considerando que os processos industriais operam com vapor saturado com níveis de pressão menores do que 15 bar são amplamente utilizadas as caldeiras do tipo flamatubular, devido principalmente ao menor investimento inicial e menores custos de manutenção. Caldeiras aquatubulares são também utilizadas, embora em número menor, que dependendo das características de combustão, requerem o uso de grelhas com maior taxa de carregamento, caso da biomassa, com valores que variam na faixa de 200 a 500 kg/m²h. Nessas condições as cargas térmicas volumétricas das fornalhas são menores, em geral inferiores a 600 kW/m³ (BAZZO, 1995). Por conta dessas características, sejam favoráveis ou desfavoráveis, apresentadas por caldeiras flamatubulares e aquatubulares, diversos fornecedores disponibilizam caldeiras multitubulares mistas, adaptadas com fornalhas construídas com paredes d'água, característica básica de caldeiras aquatubulares (BAZZO, 1995).

O consumo de energia térmica dos processos industriais pode variar significativamente ao longo de um dia de trabalho. Nesse contexto, as caldeiras têm sido projetadas para acompanhar estas oscilações de carga, sem que sua eficiência térmica seja reduzida a ponto de inviabilizar sua operação. A redução da eficiência em caldeiras trabalhando em carga parcial é atribuída aos seguintes fatores: redução da temperatura da queima associada à redução da alimentação de combustível para um mesmo volume de fornalha, à conseqüente diminuição da troca de calor

por radiação, à redução nos coeficientes de transferência de calor por convecção com a redução da velocidade de gases de combustão, bem como devido à queima incompleta do combustível que pode ocorrer em baixas cargas. A principal perda de energia da caldeira está relacionada aos gases quentes que saem pela chaminé, variando de 10 % a 30 % da energia disponível no combustível, além do carbono não queimado e perdas térmicas por radiação ou convecção da fornalha, o que dependerá do isolamento do sistema e da temperatura de combustão. A eficiência do gerador dependerá fundamentalmente do tipo de caldeira, do projeto conceitual e do combustível utilizado para atender a demanda de vapor desejada.

Para o cálculo da eficiência de uma caldeira η_c , a ASME PTC-4 (2009), define duas formas: (i) método direto e (ii) balanço de energia.

O método direto exige medições diretas e precisas da vazão de água de alimentação, do vapor produzido e do consumo de combustível. Segundo este critério a eficiência térmica da caldeira é definida pela Equação (2.1),

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_{cb} \cdot PCI} 100\% \quad (2.1)$$

onde, \dot{m}_{cb} [kg/s] representa a vazão de combustível consumido, PCI [kJ/kg] representa o poder calorífico inferior do combustível e \dot{Q}_c [kW] o calor útil gerado pela caldeira, sendo calculado de acordo com a Equação (2.1),

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v (h_v - h_{aa}) \quad (2.2)$$

onde \dot{m}_v [kg/s] representa a vazão de vapor gerada, h_v [kJ/kg] a entalpia do vapor (saturado/superaquecido) e h_{aa} [kJ/kg] a entalpia da água de alimentação.

O cálculo da eficiência de uma caldeira com base no método indireto requer, primeiramente, a definição do balanço de energia, como mostrado na Equação (2.3),

$$Q_e + Q_{cr} = Q_s + Q_p \quad (2.3)$$

onde Q_e [kJ/kg.cb] é a energia de entrada, Q_{cr} [kJ/kg.cb] energia do ar de combustão e do próprio combustível quando pré-aquecidos, Q_s [kJ/kg.cb] energia útil gerada e Q_p [kJ/kg.cb] energia perdida pelos gases de combustão, cinzas, purgas, combustão incompleta e paredes da caldeira. Assim, a eficiência térmica da caldeira pode ser calculada segundo a Equação (2.4).

$$\eta_c = \left(1 - \frac{Q_p - Q_{cr}}{Q_e} \right) 100\% \quad (2.4)$$

A maioria das caldeiras industriais não possuem pré-aquecedores de ar e, portanto, $Q_{cr}=0$. Neste sentido, a eficiência pode ser redefinida segundo a Equação (2.5).

$$\eta_c = \left(1 - \frac{Q_p}{Q_e} \right) 100\% \quad (2.5)$$

A perda de calor, Q_p , é calculada de acordo com a Equação (2.6),

$$Q_p = Q_g + Q_{cz} + Q_{pg} + Q_{cp} + Q_{pa} \quad (2.6)$$

onde Q_g representa a energia perdida nos gases pela chaminé, Q_{cz} a energia perdida com as cinzas, Q_{pg} energia perdida com purgas, Q_{cp} energia perdida por combustão parcial e Q_{pa} perdas por radiação e convecção pelas paredes da caldeira.

2.1.3 Biomassa como fonte energética

O grande salto no consumo da biomassa como combustível deu-se com a utilização da lenha na indústria têxtil e na siderurgia no período da primeira revolução industrial. Durante o século XIX, com a utilização da tecnologia a vapor, além do carvão, a lenha também passou a ter papel primordial para a obtenção de energia mecânica, com aplicações diversas na indústria e nos transportes. A despeito do início da exploração dos combustíveis fósseis, como o carvão mineral e o petróleo, a lenha continuou desempenhando importante papel energético, principalmente nos países tropicais. No Brasil, a lenha chegou a atingir a marca de 40 % da produção energética primária e já respondeu por cerca de 9 % do total

da matriz energética brasileira (TOLMASQUIM; GUERREIRO; GORINI, 2007).

Dentre as vantagens energéticas, a biomassa destaca-se como energia química, em relação a outras formas de energias renováveis, devido à alta densidade energética que possui. Além das vantagens energéticas, a biomassa, apresenta outras do ponto de vista ambiental e que a expõem como uma vantajosa alternativa. Se estima que, durante o seu crescimento, absorve a mesma quantidade de CO₂ que libera quando queimada como combustível. Além disto, contém quantidades negligenciáveis de enxofre, contribuindo minimamente na geração de chuva ácida. A redução da poluição atmosférica global e localizada e a estabilidade do ciclo do carbono, são outros dos benefícios que podem ser citados na utilização da biomassa. Ainda, o conteúdo de cinzas é normalmente baixo variando de 0,5 % para material limpo até 5 % para cascas sujas (ELLIOTT; CHEN; SWANEKAMP, 1997). Porém, há casos de biomassa com teores de cinzas maiores, dependendo de sua origem e cuidados tomados na utilização como combustível nas unidades geradoras de vapor.

Em relação à umidade da biomassa, é um fator de importância considerável durante o projeto de um gerador de vapor e também durante o consumo. A porcentagem de umidade depende da origem e do processamento da biomassa e afeta diretamente no seu PCI, pois parte da energia útil é utilizada para evaporar a água que sai como vapor nos produtos de combustível.

A respeito do aproveitamento energético no Brasil, vários setores produtivos como a agroindústria e a indústria florestal tem capacidade para produzir resíduos com potencial importante para exploração. Dentre estas destacam-se a sucroalcooleira, de papel e celulose e a madeireira. O bagaço de cana representa o potencial de biomassa mais explorado. Segundo o Banco de Informações de Geração (BIG) – ANEEL (2017b) 400 usinas em nível nacional consomem bagaço de cana gerando uma potência de 11,1 GW_e.

A casca de arroz é consumida por em torno de 12 usinas, gerando uma capacidade de 45,3 MW_e (ANEEL, 2017b). Na geração de calor de processo o consumo da casca de arroz tem destaque no sul catarinense devido à cultura local de produção do grão. Porém, sua participação especificamente na indústria de alimentos e bebidas no próprio estado é pequena, perto de 0,5 %, dentre todos combustíveis consumidos na região como óleo combustível, gás natural, carvão, lenha, lixívia, biogás e outros.

Outra importante fonte de biomassa utilizada atualmente para fins energéticos são os cavacos de madeira. Estes têm origem de plantios

específicos para o fim, ou são produzidos em usinas de reciclagem que utilizam como matéria prima resíduos de madeira provenientes de aterros municipais ou da construção civil. Este material é coletado, processado e comercializado para empresas que precisam de energia térmica como a cerâmica, têxtil, de alimentos e bebidas, dentre outras (LOPES; BRITO; MOURA, 2016).

Para fins energéticos, as florestas plantadas de eucalipto e pinus, ocupam 7,74 milhões de hectares no país, o que equivale a 0,9 % do território nacional e fornecem 91 % de toda a madeira produzida para a indústria no país. Além disso, o Brasil tem potencial para dobrar seus plantios florestais nas próximas décadas, alcançando 15 milhões de hectares, dos quais 3,8 milhões seriam destinados à produção de energia. (JUNGES, 2016).

2.2 ENERGIA SOLAR

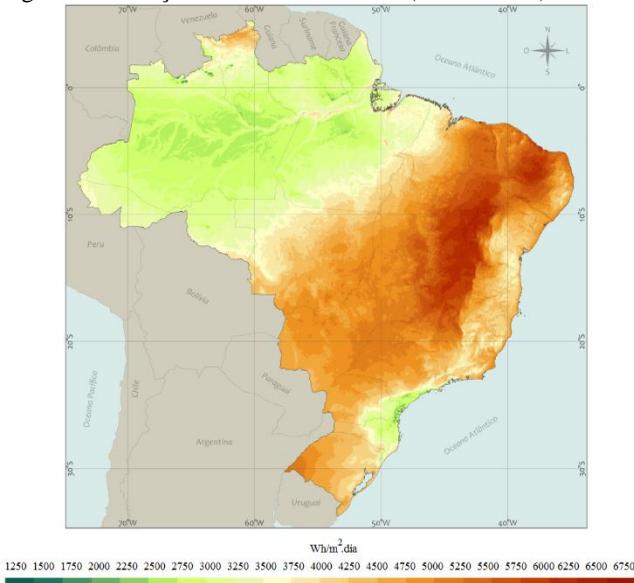
2.2.1 Incidência de radiação solar no Brasil

Diferente das fontes convencionais de energia utilizadas, a energia solar é temporalmente intermitente e apresenta uma variabilidade espacial elevada em razão de sua forte relação com condições meteorológicas locais (cobertura de nuvens, concentração de gases atmosféricos, sistemas sinóticos entre outros) e fatores astronômicos associados ao movimento orbital da Terra. Além do potencial disponível, informações confiáveis sobre a variabilidade do recurso são imprescindíveis para dar suporte ao desenvolvimento de projetos para aproveitamento da fonte (ANEEL, 2017a).

O clima do Brasil é diversificado em consequência de fatores variados, como a extensão territorial, o relevo e a dinâmica das massas de ar. A dinâmica atmosférica é de suma importância porque atua diretamente tanto na temperatura quanto na precipitação, provocando as diferenças climáticas regionais. Grande parte do território brasileiro apresenta os climas tropical e subtropical (medias latitudes e altitudes elevadas no Sudeste) e parte do sertão nordestino apresenta o clima classificado como semiárido.

Baseado nestas variações climatológicas, na Figura 1 se apresenta a distribuição da radiação global horizontal diária (média anual) do Brasil. Se verifica que a região Nordeste mostra a menor variabilidade interanual, com valores extremos entre 5,39 e 5,69 kWh/m².dia, e 50 % das médias anuais contidas no intervalo entre 5,43 e 5,50 kWh/m².dia. Na região Sul 50 % das médias anuais apresentam valores médios entre 4,53 e

Figura 2- Radiação direta normal diária (média anual) no Brasil.



Fonte: Adaptado de ANEEL (2017a).

É importante ressaltar que no território brasileiro, a irradiação solar global horizontal média anual (1500- 2500 kWh/m².ano) é significativamente maior do que aquelas encontradas nos países europeus, como Alemanha (900- 1250 kWh/m².ano), França (900- 1650 kWh/m².ano) e Espanha (1200- 1850 kWh/m².ano), onde os projetos de aproveitamento da energia solar são muito comuns, devido à pesquisa contínua e incentivos econômicos. Portanto se evidencia o grande potencial de exploração da fonte solar no Brasil.

2.2.2 Concentradores Solares – CSP

As plantas heliotérmicas, ou CSP, são caracterizadas pela utilização de um conjunto de espelhos para concentrar a energia solar sobre uma superfície receptora. Os concentradores do tipo Fresnel e calhas parabólicas (Figura 3) promovem a concentração da radiação em uma linha focal, enquanto que os sistemas do tipo torre central e discos parabólicos (Figura 4) promovem a concentração da radiação em um ponto focal.

Figura 3- Concentradores Fresnel e Calha parabólica.



Fonte: (HELIOSCSP, 2015); (IDEAL, 2015).

Figura 4- Disco parabólico e Torre central.



Fonte: (GLOBAL NEVADACORP, 2011).

A tecnologia linear Fresnel utiliza um conjunto de refletores planos ou com pequena curvatura para refletir a radiação solar para um segundo concentrador que por sua vez focaliza a radiação para o tubo absorvedor por onde escoo o fluido de trabalho. O espelho secundário tem ainda a função de proteger o tubo absorvedor das perdas térmicas por convecção. Neste sistema, o fluido de trabalho atinge temperaturas de até 500°C.

Os coletores do tipo calhas parabólicas, por sua vez, são equipados com espelhos côncavos que formam o perfil de uma parábola, sendo posicionados na linha focal da estrutura os tubos receptores que conduzem o fluido de trabalho que pode atingir temperaturas de até 600°C (IRENA, 2012).

Quando comparados às calhas parabólicas, os refletores Fresnel oferecem a vantagem de custo reduzido de fabricação e montagem. Isso se deve à forma simples do concentrador solar com o arranjo horizontal baixo dos espelhos, o que facilita também a limpeza do sistema. As juntas fixas do absorvedor estacionário e a redução do arrasto ocasionado pelo vento são outras das vantagens que reduzem o custo do projeto. Coletores

e tubos absorvedores podem alcançar grandes comprimentos. Como exemplo, os projetos Novatec Solar PE1 e PE2 alcançaram 806 m e 940 m, respectivamente. Isso evita as mudanças de direção das tubulações e, portanto, as perdas de pressão. Portanto, ressalta-se como característica positiva do sistema Fresnel a possibilidade de oferecer maior compactação do campo solar em termos de uso de espaço permitindo menor distância entre as linhas de coletores (INDUSTRIAL SOLAR, 2011). Os sistemas Fresnel apresentam como desvantagem, entretanto, eficiências óptica e térmica reduzidas devido a uma maior influência do ângulo de incidência. Além disto o sistema é caracterizado pelas perdas por cosseno, que acontecem durante as primeiras horas do dia, quando o sol encontra-se em uma posição muito baixa os raios não conseguem atingir os espelhos e portanto focalizar a radiação no absorvedor (GHARBI *et al.*, 2011).

O concentrador pontual tipo disco parabólico, permite a concentração da energia solar no foco da parábola com o rastreamento em dois eixos. No ponto focal a energia térmica é transferida através de um absorvedor para o fluido, normalmente hidrogênio ou hélio, que opera um motor Stirling acoplado na própria estrutura do coletor podendo atingir temperaturas de até 700°C. À esta tecnologia é atribuída uma boa eficiência solar-elétrica.

Por fim, a torre central utiliza um grupo de espelhos planos chamados de heliostatos que rastreiam o sol em dois eixos refletindo os raios para o absorvedor posicionado no topo da torre (KALOGIROU, 2009). Esta tecnologia favorece ciclos de alta eficiência uma vez que o fluido de trabalho pode ser aquecido a temperaturas de até 1000°C.

É necessário enfatizar que os valores de temperatura apresentados podem variar em cada tipo de tecnologia, devido à variedade de fluidos de trabalho e materiais disponíveis no mercado que vão permitir maior ou menor aquecimento.

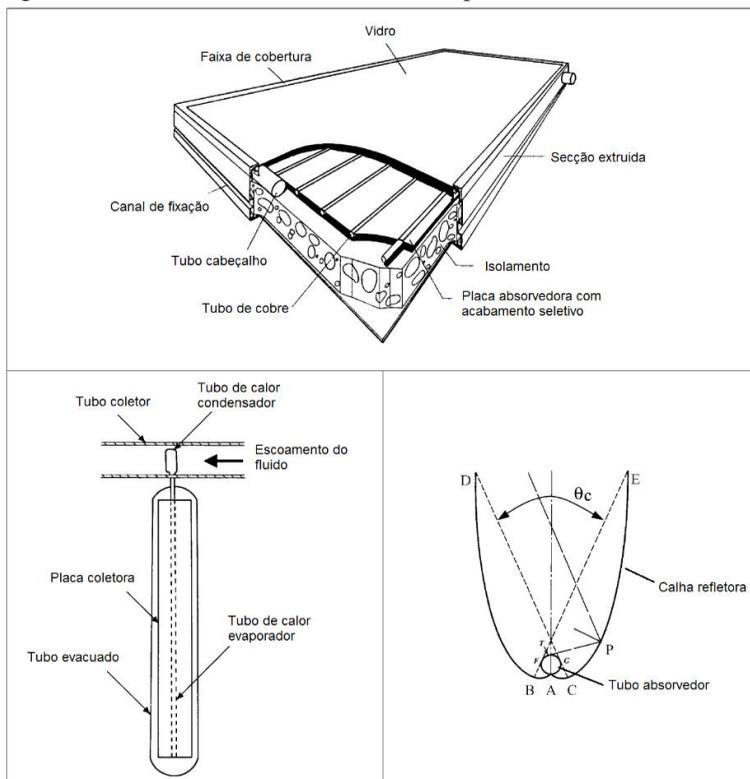
2.2.3 Coletores solares estacionários

Os coletores de energia solar são trocadores de calor que transferem a energia da radiação solar para um fluido de trabalho (usualmente ar, água ou óleo) que escoar ao longo do coletor. O fluido aquecido pode ser consumido diretamente ou ser armazenado em um sistema isolado.

Os coletores estacionários que são fixados permanentemente em uma posição e não seguem o movimento do sol são classificados em três tipos: coletores de placa plana- FPC (*Flat Plate Collectors*), coletores de

tubo evacuado- ETC (*Evacuated tube collectors*) e coletores parabólicos compostos- CPC (*Compound parabolic collectors*) (Figura 5).

Figura 5- Coletores solares estacionários do tipo FPC, ETC e CPC.



Fonte: Adaptado de Kalogirou Soteris (2004).

No arranjo típico do FPC a radiação solar passa através da cobertura transparente e incide na placa absorvedora, cuja superfície tem alta absortância e grande porção da energia é absorvida e transferida ao fluido nos tubos para ser armazenado ou usado no momento. A parte inferior e a carcaça do absorvedor são isolados para diminuir as perdas por condução. A produção de calor a baixas temperaturas entre 30°C-70°C facilita seu emprego nos mais diversos setores destacando-se o residencial, de serviços, hoteleiro e industrial.

Os coletores ETC são equipados com tubos de calor envolvidos por tubos de vidro, sendo o espaço entre os tubos evacuado. Nestes

sistemas, a combinação de uma superfície seletiva e a efetiva anulação da convecção resulta em melhor performance a altas temperaturas (50°C - 200°C), comparativamente aos sistemas de placas planas.

Por fim, nos coletores CPC, depois de uma sequência de reflexões, a radiação solar atinge a superfície de um absorvedor localizado na parte inferior do coletor. O sistema é coberto com vidro para evitar deposição de poeira que reduz a refletância e absortância. A temperatura de operação varia de 60°C a 240°C para estes sistemas (KALOGIROU, 2004).

2.3 ENERGIA TERMOSSOLAR NA INDÚSTRIA

Além da geração de eletricidade, a energia termossolar pode suprir a demanda de energia térmica de uma ampla variedade de processos industriais e agrícolas, dentro de um grande número de países e independente da sua localização geográfica. O consumo final de energia sob forma de calor pelo setor industrial é maior do que o consumo de eletricidade em todo o mundo (SOLAR PAYBACK, 2017). Nesse contexto, a energia solar, indubitavelmente, pode alcançar uma posição de destaque entre as energias renováveis.

O potencial de aplicação da energia termossolar no setor industrial, apresenta duas importantes razões: tem a capacidade de cobrir o consumo total ou parcial de energia primária para usos finais e parte significativa do calor consumido no setor industrial está associado a temperaturas baixas ou médias (50°C- 400°C) (VANNONI; BATTISTI; DRIGO, 2008).

Estudos do potencial da energia solar desenvolvidos em vários países mostram também que as indústrias mais adequadas para uso de energia solar são aquelas em que a demanda de calor é alta e com tendência constante ao longo do ano. Consequentemente, o nível de temperatura demandado nos processos, terá que ser compatível com o funcionamento eficiente dos sistemas solares. Os principais setores propostos são o de alimentos (incluindo vinho e bebidas), têxtil, transporte, papel e celulose, tratamento de metal, plásticos e químico; além de aplicações como aquecimento e resfriamento de espaços industriais.

Na maioria de indústrias destaca-se o uso do vapor como agente transportador de calor. Os sistemas solares de calor de processo costumam ser integrados junto com sistemas de aquecimento convencionais para reduzir o consumo de combustível enquanto a disponibilidade do recurso é garantida.

A Tabela 1 apresenta algumas das indústrias e seus processos em função da temperatura demandada.

Tabela 1- Processos industriais em função da temperatura.

Indústria	Baixa temperatura (Abaixo de 150 °C)	Média temperatura (De 150 a 400°C)
Química	Ebulição	Destilação
Carne	Lavagem, esterilização, limpeza, cozimento	
Alimentos em conserva	Pasteurização, esterilização, cozimento, escaldamento, branqueamento	
Bebidas	Secagem, cozimento, pasteurização, esterilização	
Máquinas	Limpeza	Secagem
Mineração	Refino eletrolítico do cobre, processos de secagem mineral	Fusão do nitrato
Têxtil	Lavagem, secagem, alvejado	Tingimento
Madeireira	Vaporização, hidrólise ácida, cozimento	Compressão, secagem

Fonte: Adaptado de Solar Payback (2017).

Três formas de integração de campo de coletores e/ou concentradores solares, na indústria, são as mais comumente aplicadas. No pré-aquecimento de água para o gerador de vapor, na integração no sistema de distribuição geral, porém, devido às altas temperaturas requeridas só podem ser implantados sistemas concentradores. Finalmente, podem ser integrados para o uso direto em um processo específico, mas, se o processo é interrompido ou alterado pode ocasionar problema no uso da energia, assim esta abordagem é considerada inflexível.

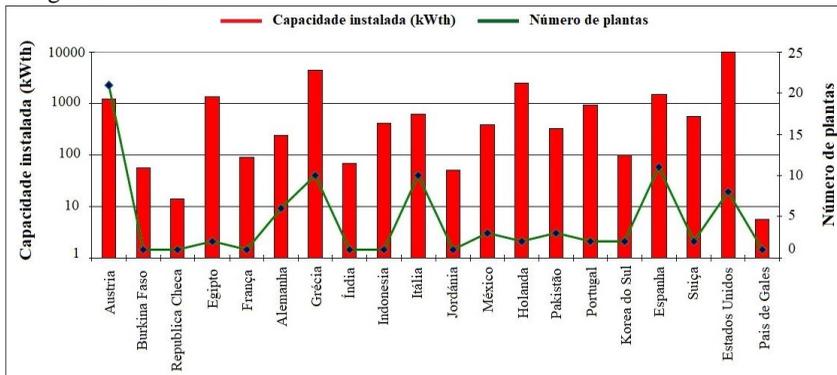
2.3.1 Tecnologia CSP na geração de calor de processo

Em geral, os projetos CSP para geração de energia térmica têm sido incorporados em média escala e com investimentos menores, quando comparados com as implantações CSP para geração elétrica.

Na Figura 6 se apresentam vários dos países que até 2007 tinham incorporado sistemas solares para geração de calor de processo, somando uma capacidade aproximada de 25 MW_t (35000 m²) em 90 indústrias. Na

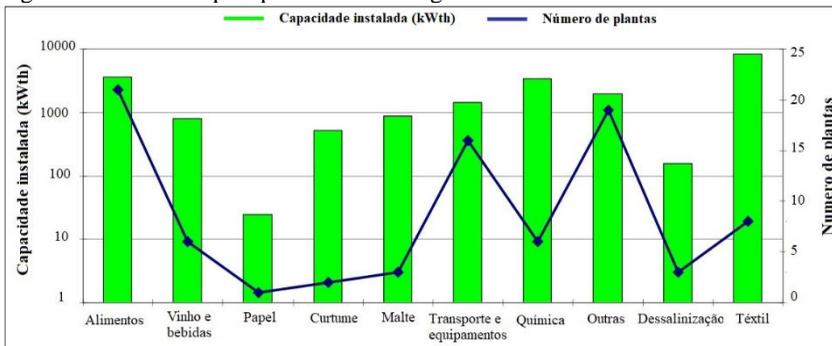
Figura 7, por sua vez, são mostradas as aplicações mais comuns dos setores industriais.

Figura 6- Países cujas indústrias integraram campos solares para geração de energia térmica.



Fonte: Adaptado de Vannoni *et al.*(2008).

Figura 7- Indústrias que aproveitam a energia solar térmica.



Fonte: Adaptado de Vannoni *et al.*, (2008).

No ano 2010, registrou-se no mundo, cerca de 200 sistemas solares implantados para gerar 42 MW_t de calor de processo em 60000 m² (HEB, 2011).

Como projeto de destaque na América Latina, está a planta termossolar *El Tesoro* no Chile, inaugurada em novembro de 2013, a qual fornece calor de forma limpa na indústria mineira, através do aquecimento de água e posterior aquecimento das soluções de cobre usadas nos processos de extração. Foram incorporados 1280 concentradores parabólicos para a produção de 24845 MW_t/ano. Estima-se também, que favorece na redução de 8000 toneladas de CO₂ ao ano e

de aproximadamente 55 % do consumo de óleo diesel (ABENGOA SOLAR S.A, 2014).

Segundo IRENA (2015) em 2014 reportou-se no mundo uma capacidade total instalada de mais de 93 MW_t (>136000 m²). Estima-se a possibilidade de atingir uma capacidade de 850 GW_t até o ano 2030, mas, sem uma redução considerável dos custos dos sistemas CSP e dos subsídios aos combustíveis fósseis para a indústria, a potência global poderá atingir no máximo 470 GW_t.

Na Tabela 2 são apresentados vários projetos termossolares implantados atualmente na indústria em função da tecnologia, área e localidade.

Tabela 2- Projetos termossolares aplicados na indústria.

Tecnologia	Área [m ²]	Nome do projeto/ Cliente	Setor industrial	País
Fresnel	392	Ram Pharma	Farmacêutico	Jordânia
Fresnel	132	Eco + Paintshop	Automotriz	Alemanha
Fresnel	8000	Eco + Paintshop	Automotriz	Marrocos
Fresnel	484	Data Center Cooling	Geração de frio	África do Sul
Fresnel	352	ESI	Geração de frio	Espanha
Fresnel	1400	FIFA 2022	Geração de frio	Qatar
Parabólica	16742	El Tesoro	Mineira	Chile
Parabólica	633	Kraft Foods	Alimentos	Brasil
Parabólica	561	Amul Fed Dairy	Alimentos	Índia
Parabólica	627	Emmi Dairy	Alimentos	Holanda
Parabólica	5056	PepsiCo	Alimentos	EEUU
Parabólica	420	Lechera Guadalajara	Alimentos	México
Parabólica	245	Nestle Dairy Plant	Alimentos	México
Parabólica	179	Nutrición Marina	Alimento animal	México

Fonte: Adaptado de Ministerio de Economía industria y Competitividad, (2017).

Percebe-se que o setor industrial de maior aplicação é o de alimentos. Além disso, o sistema CSP mais usado é de concentradores parabólicos, devido a que apresenta várias vantagens, neste caso em relação ao Fresnel dentre estas: maior eficiência óptica e, portanto, maior aproveitamento da radiação solar incidente, amplo desenvolvimento e conhecimento da tecnologia, maior quantidade de fornecedores o que permite a escolha da melhor opção em função do desempenho, vantagens técnicas e principalmente dos custos.

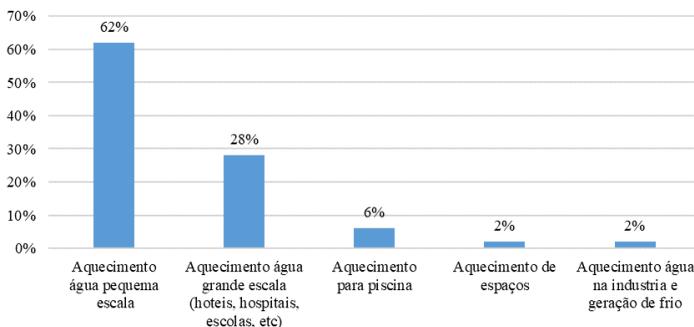
Evidencia-se também, que a maioria dos países onde estão implantados os projetos apresentam elevados índices de radiação global horizontal anual, com valores acima de 2000 kWh/m²-ano, com exceção da Alemanha e a Holanda.

2.3.2 Coletores solares estacionários na geração de calor de processo

O uso da energia solar para geração de energia térmica varia em função do tipo de coletor, tipo de sistema de recirculação (termossifão ou bombeamento) e quanto à aplicação (aquecimento de água para piscina, aquecimento de água doméstico, aquecimento de espaços, aquecimento para processos industriais, geração de frio, etc).

Na Figura 8 são apresentadas as aplicações mais comuns de coletores solares estacionários e a porcentagem ocupada por cada uma.

Figura 8- Aplicações de coletores solares em nível mundial.



Fonte: Adaptado de Weiss *et al.*, (2017).

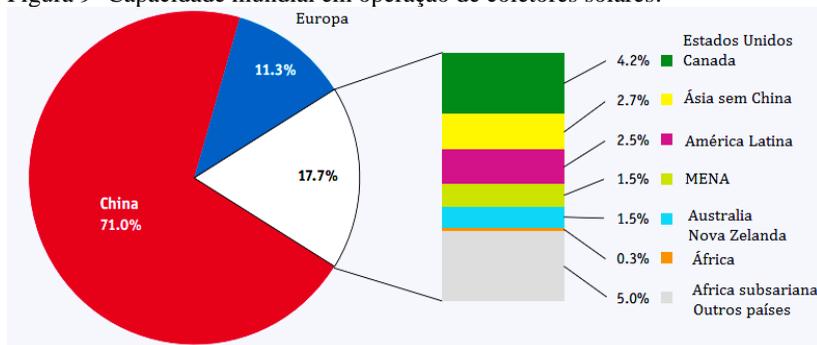
Segundo Weiss *et al.* (2017) globalmente, três quartos de todos os sistemas solares instalados são do tipo termossifão e o restante utiliza sistema de recirculação por bombeamento. O sistema termossifão equipado com coletores de placa plana é tipicamente instalado em climas

quentes como na África, América do Sul, sul da Europa e países da região MENA (*Middle East and North Africa*). Na China, por sua vez, os sistemas com coletores de tubos evacuados são normalmente empregados nos sistemas domésticos.

A capacidade térmica global acumulada em operação no final de 2016 foi de 456 GW_t (652 milhões m²). Deste total 71,5 % refere-se a coletores ETC, 22 % a coletores FPC, 6,2 % a coletores de água do tipo não vidrado e 0,3 % a coletores para aquecimento de ar (WEISS; SPORK-DUR; MAUTHNER, 2017). Esta implantação respondeu à economia de 40,3 milhões de toneladas de combustível, além disso, foi evitada a emissão de 130 toneladas de CO₂.

A Figura 9 mostra a capacidade instalada em operação de coletores solares fechados e abertos para aquecimento de água e ar. A maior porcentagem (71 %) pertence à China, seguido por 17,7 % distribuído entre 30 países de todos os continentes dos quais ao Brasil corresponde 2 %. Finalmente 11,3 % para a Europa com os países do EU 28, Turquia, Rússia, Suécia, Macedónia, Noruega e outros.

Figura 9- Capacidade mundial em operação de coletores solares.



Fonte: Adaptado de Weiss *et al.*, (2017).

No caso específico do Brasil, atualmente a aplicação mais difundida da energia solar, é o aquecimento de água a temperaturas abaixo de 100°C, utilizando coletores estacionários. Isto se deve, principalmente à necessidade da substituição de sistemas de aquecimento elétrico (chuveiros) ou a gás e ao fato da tecnologia para conversão de energia solar em energia térmica ser bastante simples e amplamente disponível no mercado brasileiro. Atualmente se tem disponibilidade de diversos fornecedores e fabricantes, além de serem economicamente viáveis o que permite gerar novos e atrativos projetos. Incentivos governamentais são indutores do uso em larga escala de sistemas de aquecimento solar

residencial. Entre eles podem ser destacados: isenção de impostos, oferta gratuita de equipamentos através de programas de eficiência energética da ANEEL, dentre outros (ANEEL, 2017a).

Em 2015 no Brasil foram registrados 8669 MW_t de capacidade instalada. A geração se distribuiu: 5699,8 MW_t (8,14 milhões de m²) em coletores FPC, 2933,2 MW_t (4,19 milhões de m²) em coletores abertos e 35,6 MW_t (50,8 mil de m²) em coletores ETC (WEISS; SPORK-DUR; MAUTHNER, 2017).

2.3.3 Geração híbrida solar

O uso da radiação solar e da biomassa para geração de energia cresce com rapidez, particularmente em áreas onde estes recursos são abundantes. Porém, as plantas solares obrigatoriamente sofrem intermitência no ciclo dia/noite e também por períodos de radiação reduzida (inverno, dias nebulosos, etc.). Por sua parte, as plantas a biomassa estão expostas a problemas de logística associados ao fornecimento de quantidades elevadas de combustível cuja produção pode ser sazonal e eventualmente elevar o preço. Baseado nestas limitações, surge como alternativa o projeto de plantas híbridas solar-biomassa, as quais permitem combinar o potencial destas duas fontes de energia, aumentando a eficiência do processo, oferecendo maior segurança no suprimento, redução de custos e prolongamento das horas de operação (SRINIVAS; REDDY, 2014).

Os sistemas híbridos podem ser caracterizados por plantas novas ou pela adaptação de plantas existentes. O compartilhamento da infraestrutura comum, torna possível a redução de custos gerados pelo campo solar. Além disso, se a energia solar é empregada para a redução no consumo de combustível durante as horas de sol, existe a possibilidade de fornecer a carga demandada sem a implementação de sistemas de armazenamento térmico.

Neste sentido, na Austrália, tem sido analisado o investimento específico de uma planta híbrida solar- biomassa, apresentando um valor de 4,2 milhões AU\$/MW_e para o sistema a biomassa e de 7 milhões AU\$/MW_e para o campo CSP, independentes. Enquanto que o investimento específico do sistema híbrido foi calculado em 5,6 milhões AU\$/MW_e. Isto equivale à significativa redução de custos de 50 %, outros estudos mostram resultados similares através da hibridização (PETERSEIM *et al.*, 2014).

A maioria de plantas híbridas CSP têm sido instaladas para geração de eletricidade com a energia solar integrada dentro de ciclos combinados

baseados no consumo de combustíveis fósseis. A planta Termossolar Borges é a primeira unidade híbrida solar-biomassa que opera no mundo desde 2012, localizada ao noroeste da Espanha. O campo de concentradores do tipo calha parabólica opera junto com dois geradores a biomassa e um auxiliar a gás natural na geração de vapor superaquecido para a geração de 25 MW_e (COT *et al.*, 2010).

Nos últimos anos tem sido pesquisada a hibridização de sistemas a biomassa e materiais residuais com concentradores Fresnel, refletindo positivamente na geração de vapor até temperaturas de 500°C e subseqüentes melhores eficiências de conversão. A simplicidade do sistema Fresnel aumenta as expectativas de redução de custos, mas tem a desvantagem que o armazenamento térmico ainda é comercialmente imaturo.

Na Austrália, a estação Liddell tem instalado um sistema híbrido Fresnel- carvão, cuja área de espelhos é de 18490 m² que gera vapor a 270°C e 55 bar gerando uma potência térmica de 9,3 MW_e (NOVATEC SOLAR, 2012).

O primeiro sistema Fresnel DSG híbrido solar- óleo diesel para geração de vapor de processo, é composto por uma área de refletores de 396 m² com capacidade de 277 kW_t, instalado na indústria farmacêutica RAM Pharma na Jordânia que opera desde 2015, para geração de vapor a 160 °C. O sistema apresenta uma fração solar de aproximadamente 35 % da demanda anual de óleo diesel para todos os processos (BERGER *et al.*, 2016).

Segundo Srinivas *et al.* (2014) o desempenho da planta híbrida pode ser avaliado por meio da eficiência térmica do sistema híbrido, calculada pela Equação (2.7),

$$\eta_{hib} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}_{cbT} \cdot PCI + DNI_T \cdot A_{cs}} \quad (2.7)$$

onde \dot{Q}_T [kWh/ano] representa a energia útil gerada pela caldeira mais a do campo solar, \dot{m}_{cbT} [kg/ano] a quantidade de biomassa consumida pela caldeira, DNI_T [kWh/m² ano] representa a radiação normal direta anual e A_{cs} [m²] a área de espelhos.

2.4 ANÁLISE ECONÔMICA

Os níveis de implantação da tecnologia CSP e coletores solares, para aplicações industriais, são determinados pela competitividade econômica e condições técnicas referentes à energia solar. Assim que os maiores desafios a enfrentar são o baixo tempo de retorno do investimento esperado (< 5 anos) e baixo custo dos combustíveis convencionais. Do ponto de vista técnico, a integração dentro de indústrias já existentes cria possíveis riscos que os empresários tentam evitar. Portanto, a projeção do sistema deverá maximizar a parcela de calor fornecida pelo sol que economizará dinheiro a longo prazo.

O custo de capital das tecnologias CSP térmica, representa entre 50 % e 70 % do total, enquanto o restante é da instalação e integração. Este total na indústria de processos depende fortemente do nível de temperatura requerido, continuidade da demanda, tamanho do projeto e do nível da radiação solar no local (IRENA, 2015). De maneira similar, um campo de coletores solares, é caracterizado pelo alto custo inicial devido a ser intensivo em material mas apresenta baixo custo operacional.

Apesar dos efeitos benéficos ambientais e econômicos da tecnologia solar, as barreiras econômicas do investimento inicial quando comparada às alternativas convencionais, a falta de financiamento a juros adequados, padrões de qualidade pouco difundidos ou inadequados e a falta de divulgação e esclarecimento das informações, são outras das barreiras a serem superadas para estimular à sociedade em geral e atingir maiores porcentagens de implantação.

Sempre que se deseja diversificar as fontes energéticas em um país por meio da adoção de novas tecnologias, os governos têm papel decisivo. No Brasil, um bom exemplo da relevância de políticas de apoio aconteceu na década passada, quando o Ministério de Minas e Energia (MME) instituiu o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (Proinfa). O programa foi criado para ampliar a participação da energia elétrica produzida com base nas fontes eólicas, na biomassa e nas pequenas centrais hidrelétricas no Sistema Integrado Nacional (SIN). Além de aumentar a diversificação da matriz energética, essa iniciativa permitiu o desenvolvimento e fortalecimento de cadeias produtivas bem como a valorização das potencialidades regionais e locais. (SCHRUFER; RAU, 2017).

Ainda, segundo Schrufer *et al.* (2017), as instituições governamentais podem assumir tarefas, simplificar requisitos, melhorar as condições e diminuir os riscos para o executor do projeto ou investidor. Se o Estado realizar determinadas tarefas antes da fase de licitação, o

executor poderá determinar melhor a viabilidade econômica e os riscos do projeto. A minimização de riscos e a melhoria das garantias, podem ser outras questões que ajudarão a atrair a indústria CSP.

Certos componentes tecnológicos podem ter suas taxas de importação reduzidas ou isentas, desde que não seja possível sua produção alternativa local. O Estado e/ou instituições financeiras podem apoiar os investidores por meio de empréstimos a juros atrativos.

A existência e nível das barreiras citadas anteriormente, podem ser avaliadas através de alguns critérios de atratividade econômica, como o Valor Presente Líquido – VPL, a Taxa Interna de Retorno – TIR e o tempo de retorno do investimento (*payback*).

O cálculo do VPL, consiste em trazer a valor presente todos os fluxos de caixa de um projeto de investimento e somá-los ao valor de investimento inicial, usando uma taxa de desconto real que considera a taxa de desconto nominal e a inflação anual registrada, como mostrado nas Equações (2.8) e (2.9).

$$VPL = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+i_r)^t} \quad (2.8)$$

$$i_r = \frac{(1+i_n)}{(1+e)} - 1 \quad (2.9)$$

onde FC_t [R\$] é o fluxo de caixa, t [ano] é o n ésimo período no tempo em que o dinheiro será investido no projeto, n [anos] representa o número de períodos, i_r [%] é a taxa de desconto real, i_n [%] representa a taxa de desconto nominal e e [%] a inflação anual.

A TIR é um parâmetro que permite avaliar o quanto rende um projeto de investimento considerando a mesma periodicidade dos fluxos de caixa do projeto. É a taxa de desconto mínima que zera o VPL, ou seja aquela que faz com que todas as entradas igualem todas as saídas de caixa do empreendimento. Este parâmetro pode ser calculado segundo mostrado na Equação (2.10).

$$0 = VPL = \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+TIR)^t} \quad (2.10)$$

O *payback* descontado que será utilizado no presente trabalho, se define como o número de anos necessários para recuperar o custo de

investimento do projeto, enquanto se considera o valor do dinheiro no tempo. O *payback* descontado é recomendado quando o risco é um problema (ou seja, incertezas significativas estão presentes) já que permite uma avaliação rápida da duração na qual o capital do investidor está em risco (SHORT; PACEY; HOLT, 1995).

Este parâmetro pode ser expressado como mostrado na Equação (2.11),

$$\sum_t \frac{\Delta I_t}{(1+i_r)^t} \leq \sum_t \frac{\Delta S_t}{(1+i_r)^t} \quad (2.11)$$

onde ΔI [R\$/ano] representa os custos incrementais do investimento e ΔS [R\$/ano] é a poupança anual líquida de custos anuais futuros.

Os pressupostos de custos adotados, para o cálculo destes índices, são apresentados nas secções seguintes.

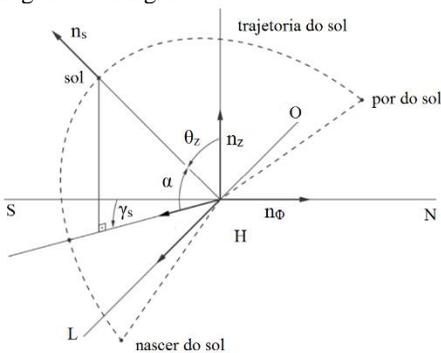
3 MODELAGEM DOS CAMPOS SOLARES

3.1 ÂNGULOS SOLARES

A implantação de um campo solar deve ser definida considerando a latitude ϕ [graus], longitude local L_{loc} [graus] e o meridiano de referência L_{ref} [graus]. A latitude é negativa no hemisfério sul e referenciada em relação ao equador, enquanto que a longitude local é referenciada desde o meridiano de Greenwich - sendo negativa para o oeste.

Em função destes parâmetros, são calculados os ângulos: do zênite θ_z [graus], de altitude solar α [graus] e azimute γ_s [graus] que descrevem a trajetória e posicionamento do sol em relação à terra, conforme apresentado na Figura 10.

Figura 10- Ângulos solares.



Fonte: Adaptado de Colle (2017).

Segundo Duffie e Beckman (2013), estes ângulos são definidos como mostrado nas Equações (3.1) à (3.3),

$$\cos \theta_z = \text{sen } \phi \cdot \text{sen } \delta + \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (3.1)$$

$$\alpha = 90 - \theta_z \quad (3.2)$$

$$\cos \gamma_s = \frac{\text{sen } \alpha \cdot \text{sen } \phi - \text{sen } \delta}{\cos \alpha \cdot \cos \phi} \quad (3.3)$$

onde δ [graus] é o ângulo de declinação solar, calculado pela Equação (3.4), sendo positivo para o norte e variando de $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$. O

ângulo horário, ω [graus], representa o deslocamento angular do sol devido à rotação da terra em torno do seu eixo à velocidade de 15° por hora, sendo positivo pela manhã e negativo pela tarde (Equação (3.5)).

$$\delta = 23,45 \cdot \text{sen} \left[\frac{360}{365} (284+n) \right] \quad (3.4)$$

$$\omega = (12 - t_{sol}) \cdot 15 \quad (3.5)$$

onde n representa o dia do ano, assumindo valores entre 1 e 365.

A hora local t_{loc} [horas] está relacionada ao meridiano de referência, L_{ref} . Para o desenvolvimento da simulação do campo solar é requerido o uso do tempo solar aparente t_{sol} [horas], apresentado por Duffie e Beckman (2013) conforme a Equação (3.6),

$$t_{sol} = t_{loc} + \frac{L_{ref} - L_{loc}}{15} + \frac{E}{60} \quad (3.6)$$

onde o termo de correção E [min] pode ser calculado pelas Equações (3.7) e (3.8);

$$E = 0,000075 + 0,001868 \cdot \cos B - 0,032077 \cdot \text{sen} B - 0,014615 \cdot \cos 2B - 0,04089 \cdot \text{sen} 2B \quad (3.7)$$

$$B = (n-1) \cdot \frac{360}{365} \quad (3.8)$$

Quando o desempenho de um campo termossolar é avaliado por simulação é necessário considerar um conjunto de dados meteorológicos representativos do local de interesse. Para tanto, normalmente é utilizada uma sequência de dados que caracterizam um ano meteorológico típico representativo do local (*Typical Meteorological Year*, TMY). Uma série TMY sintetiza um histórico de medições preservando-se os efeitos médios de toda a base de dados.

Para a localidade em questão, o Instituto Agrônômico do Paraná – IAPAR disponibilizou dados médios mensais de radiação global horizontal [kJ/m².dia], temperatura de bulbo seco [°C] e umidade relativa [%] para o ano de 2016. Estes dados são apresentados no ANEXO A.

Os dados médios mensais representativos, além das coordenadas geográficas, foram utilizados nesse trabalho em conjunto com o componente Type54a do software TRNSYS para geração de uma série de dados horários de radiação [kJ/m².dia] e temperatura [°C] (8760 valores

para cada variável). Através deste método, é gerado um único ano de dados típicos semelhante a um TMY, o qual será utilizado no presente trabalho (KLEIN *et al.*, 2017).

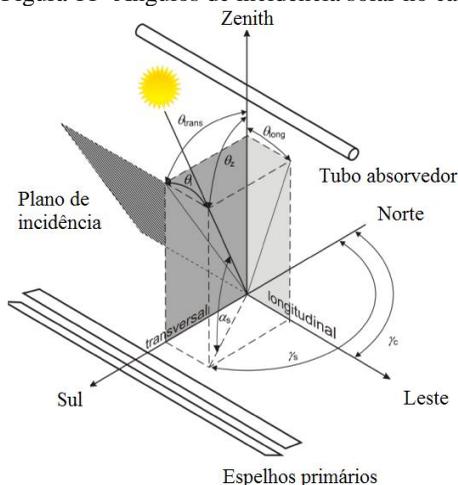
Na modelagem dos campos Fresnel e de placas planas foram utilizados os softwares *Engineering Equation Solver – EES*[®] e *Matlab*[®].

3.2 CONCENTRADORES FRESNEL

3.2.1 Ângulos de incidência solar

A energia total absorvida pelo campo solar Fresnel depende do ângulo de incidência θ_i [graus] formado entre o vetor solar e o vetor formado pela intersecção do plano de incidência com o plano transversal, do ângulo de incidência longitudinal θ_l [graus] formado entre o zênite e a projeção do vetor solar no plano longitudinal e, por fim, do ângulo de incidência transversal θ_t [graus] formado entre o zênite e a projeção do vetor solar no plano transversal, segundo esquematizado na Figura 11.

Figura 11- Ângulos de incidência solar no campo Fresnel.



Fonte: Adaptado de Feldhoff (2012).

A literatura sugere que os coletores sejam implantados alinhados à direção Norte-Sul de modo que o sol seja rastreado de leste ao oeste. Segundo Feldhoff (2012) os ângulos θ_l e θ_t podem ser calculados utilizando-se, respectivamente, as Equações (3.9) e (3.10).

$$\cos \theta_l = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma_s} \quad (3.9)$$

$$\tan \theta_t = \frac{\sin \gamma_s}{\tan \alpha} \quad (3.10)$$

O ângulo γ_s [graus] é zero quando alinhado ao sul, positivo ao leste e negativo ao oeste no hemisfério sul.

3.2.2 Absorção da radiação solar

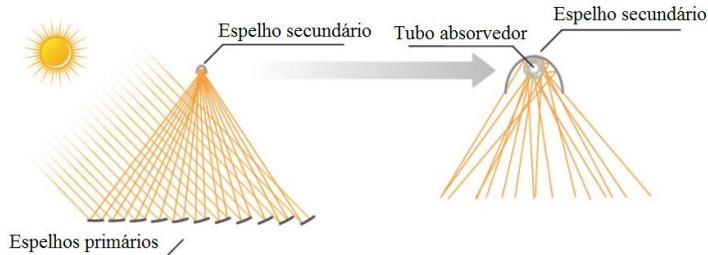
O cálculo da energia térmica absorvida, \dot{Q}_{abs} [kW], pelo fluido de trabalho que escoia pelos tubos absorvedores pode ser feito segundo a Equação (3.11), a qual descreve o produto da área de abertura real dos coletores primários A_{cs} [m²] pela diferença entre a radiação direta (descontada as perdas ópticas), $DNI \cdot \eta_{opt}$ [kW/m²], e a perda de energia térmica para o ambiente, q_p'' [kW/m²]. Vários parâmetros exercem influência na energia térmica absorvida e no desempenho do campo solar, como descrito nas próximas seções.

$$\dot{Q}_{abs} = A_{cs} \cdot [DNI \cdot \eta_{opt} - q_p''] \quad (3.11)$$

3.2.2.1 Eficiência óptica

O modelo LF-11 usado para a modelagem do campo Fresnel, proposto pela empresa Industrial Solar (2011), foi desenvolvido para geração de calor de processo na faixa de 100 kW a 10 MW às pressões de até 120 bar e temperaturas de 400 °C. O módulo básico do LF-11 é composto de 11 espelhos primários cujas superfícies somam uma área de 22 m², pelo receptor que consiste do espelho secundário e tubo absorvedor evacuado, segundo descrito na Figura 12.

Figura 12- Configuração do módulo básico LF-11.



Fonte: Adaptado de Chemical Engineering (2015).

A eficiência óptica do arranjo pode ser calculada através da Equação (3.12),

$$\eta_{opt} = \eta_o \cdot IAM_l \cdot IAM_t \cdot F_{sm} \quad (3.12)$$

onde $\eta_o = 0,635$ representa a eficiência óptica do modelo quando o sol se encontra no Zenith, valor que engloba perdas originadas pelo astigmatismo (quando a radiação solar refletida pelos espelhos primários não incide no ponto focal da parábola) e pelo sombreamento causado pelo receptor. Os fatores IAM_l e IAM_t são calculados em função dos ângulos θ_i e θ_t , respectivamente, conforme apresentado no ANEXO B. Estes fatores de correção consideram as perdas por efeito de cosseno, sombreamento dos coletores e bloqueio dos raios solares, como ilustrado na Figura 13. O parâmetro F_{sm} varia conforme a deposição de poeira nos espelhos, influenciando no desempenho óptico do campo.

A eficiência óptica média anual do campo solar Fresnel, pode ser calculada de acordo com a Equação (3.13).

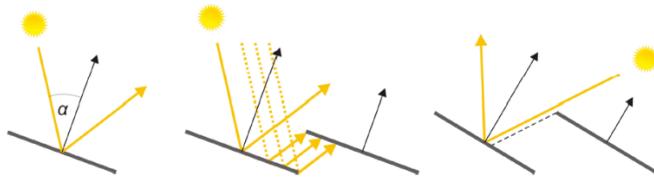
$$\eta_{OPT} = \sum_{i=1}^{8760} \frac{DNI_{(i)} \cdot \eta_{opt(i)}}{DNI_{(i)}} \quad (3.13)$$

Figura 13- Mecanismos de perdas ópticas do sistema Fresnel.

Efeitos do cosseno

Bloqueio dos raios

Sombramento



Fonte: Adaptado de Feldhoff (2012).

3.2.2.2 Perdas de energia

O parâmetro q_{Pabs}'' [kW/m²] representa a parcela da energia absorvida pelo fluido de trabalho nos tubos absorvedores que é perdida para o ambiente. Esta quantidade pode ser calculada de várias formas em função da configuração e características do modelo projetado pelo fabricante. No presente trabalho é calculada segundo a Equação (3.14) proposta para o modelo anteriormente descrito.

$$q_{Pabs}'' = \mu_I \cdot \Delta T^2 \quad (3.14)$$

onde $\mu_I = 0,00043$ [kW/m²K²] é um coeficiente de perda de energia ajustado pelo fabricante e ΔT [°C] é a diferença entre a temperatura média do fluido de trabalho nos tubos receptores e a temperatura do ambiente, conforme representado pela Equação (3.15),

$$\Delta T = \frac{(T_s + T_e)}{2} - T_{amb} \quad (3.15)$$

onde T_s [°C] representa a temperatura do fluido na saída do campo solar, T_e [°C] representa a temperatura do fluido na entrada do campo solar e T_{amb} [°C] a temperatura ambiente.

As perdas térmicas não acontecem só no tubo absorvedor, mas também nas tubulações que transportam o fluido de trabalho do campo solar até o ponto de consumo q_{Ptu}'' [kW/m²]. Para a determinação desta parcela, a correlação empírica de Patnode (2006) representada pela Equação (3.16) foi utilizada neste trabalho.

$$q_{Ptu}'' = 0,01963 \cdot \Delta T - 1,683E-4 \cdot \Delta T^2 + 6,78E-7 \Delta T^3 \quad (3.16)$$

Assim as perdas de energia totais no campo solar são definidas pela soma de q_{Pabs}'' [kW/m²] e q_{Ptu}'' [kW/m²], conforme representado pela Equação (3.17).

$$q_P'' = q_{Pabs}'' + q_{Ptu}'' \quad (3.17)$$

Segundo Schenk *et al.* (2014), a eficiência térmica do campo solar, é definida como a razão entre a energia térmica absorvida pelo fluido de trabalho e a radiação solar normal direta incidente na área de espelhos, que pode ser calculada como mostrado na Equação (3.18) para um horário específico e na Equação (3.19) o valor médio anual.

$$\eta_{thCF} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{DNI \cdot A_{cs}} \quad (3.18)$$

$$\eta_{thCF-a} = \sum_{i=1}^{8760} \frac{\dot{Q}_{abs(i)}}{DNI_{(i)} \cdot A_{cs}} \quad (3.19)$$

Um parâmetro importante a ser considerado em sistemas híbridos solares, como no presente trabalho, é a fração solar. Um dos conceitos apresentados por Duffie e Beckman (2013), define a fração solar como a relação entre o combustível economizado devido à integração da fonte solar e o total consumido considerando somente o funcionamento da fonte convencional. Geralmente é calculado mensal e anualmente, como apresentado nas Equações (3.20) e (3.21), respectivamente.

$$FS_m = \sum_{i=1}^{Horas \text{ mês}} \frac{\dot{m}_{cb-eco(i)}}{\dot{m}_{cb-T(i)}} \quad (3.20)$$

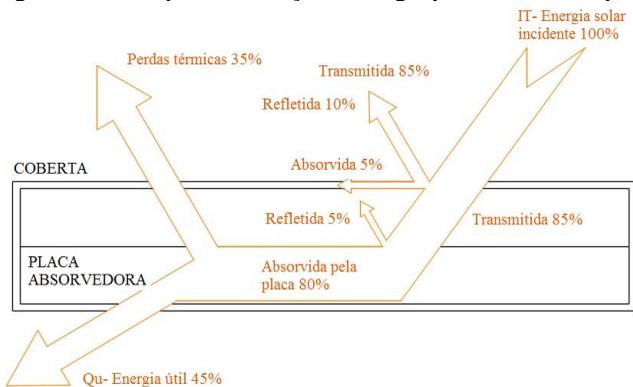
$$FS_a = \sum_{i=1}^{8760} \frac{\dot{m}_{cb-eco(i)}}{\dot{m}_{cb-T(i)}} \quad (3.21)$$

onde \dot{m}_{cb-eco} [t/h] representa a economia de biomassa devido à operação do campo solar e $\dot{m}_{cb-T(i)}$ [t/h] é a biomassa total consumida pela fonte convencional.

3.3 PLACAS PLANAS

Em regime permanente, a energia útil ganha pelo coletor solar de tipo placa plana, pode ser descrita por meio de um balanço de energia que mostra a energia solar incidente na superfície e as perdas térmicas e ópticas, como representado na Figura 14.

Figura 14- Exemplo do balanço de energia para coletor do tipo placa plana.



Fonte: Adaptado de Struckmann (2008).

A radiação solar, I_T [kW/m^2], que atinge a superfície inclinada de uma placa plana precisa cruzar várias superfícies nas quais parte da energia incidente é refletida, parte é absorvida, até que finalmente a parcela útil viabilizará o aquecimento de um fluido de trabalho.

3.3.1 Absorção da radiação solar

Segundo Duffie & Beckman (2013), o ganho de energia útil \dot{Q}_u [kW] de um coletor solar pode ser calculado pela Equação (3.22),

$$\dot{Q}_u = A_{co} [F_R \cdot (\tau\alpha)_n \cdot IAM \cdot I_T - F_R U_L \cdot (T_{me} - T_{amb})] \quad (3.22)$$

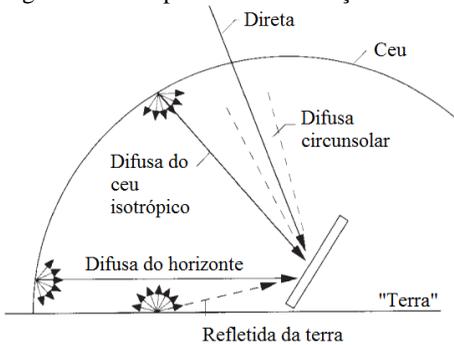
onde A_{co} [m^2] é a área do coletor, F_R o fator de remoção de energia, o produto $(\tau\alpha)_n \cdot IAM \cdot I_T$ [kW/m^2] representa a parcela da energia solar absorvida pelo coletor descrita pela diferença entre a radiação solar incidente e perdas ópticas, U_L [$\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$] representa o coeficiente global de transferência de calor referente às perdas térmicas por condução,

convecção e radiação infravermelha para o ambiente e, finalmente, T_{me} [°C] e T_{amb} [°C] representam, respectivamente, a temperatura de média do coletor e a temperatura do ambiente.

Klucher (1979), Hay e Davies (1980) e Reindl (1990) propuseram o modelo anisotrópico- HDKR representado na Figura 15. Para o cálculo de I_T [W/m²], o modelo considera as parcelas de radiação direta, difusa do céu isotrópico, difusa do horizonte, a refletida da terra e a difusa circumsolar. Comparando com outros modelos o HDKR é um dos mais populares e fornece predições significativamente mais exatas (ZELZOULI *et al.*, 2012).

O valor de I_T é calculado conforme representado na Equação (3.23) (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Figura 15- Componentes da radiação sobre a superfície do coletor.



Fonte: Adaptada de Duffie e Beckman (2013).

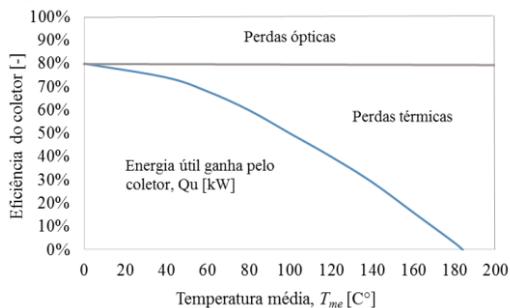
$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + f \cdot \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.23)$$

onde o primeiro termo leva em conta a parcela da radiação direta I_b [kW/m²] e difusa circumsolar I_d [kW/m²], o segundo termo representa a parcela da radiação difusa do céu isotrópico e do brilho do horizonte e o último termo a radiação refletida das superfícies contíguas, em função da radiação global horizontal I [kW/m²]. O parâmetro ρ_g representa o albedo das superfícies contíguas, A_i representa o índice anisotrópico, f é o fator de modulação relacionado à nebulosidade e β [graus] o ângulo de inclinação da superfície.

A temperatura média do coletor, T_{me} [°C] é um parâmetro importante a ser considerado e controlado, como forma de manter o bom desempenho

térmico do sistema. Na Figura 16 é apresentada a eficiência térmica de um coletor como função da temperatura média de operação. Se observa que as perdas ópticas representam em torno de 20 % da energia incidente, enquanto que as perdas térmicas aumentam na medida que a temperatura média do coletor cresce.

Figura 16- Eficiência do coletor em função da temperatura média, T_{me} [°C].



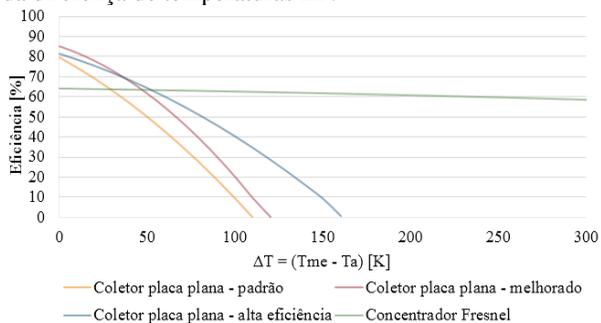
Fonte: Adaptado de Mauthner (2014).

Assim, a eficiência térmica pode ser calculada conforme a Equação (3.24).

$$\eta_{thCO} = \frac{\dot{Q}_u}{I_T \cdot A_{co}} \quad (3.24)$$

Em relação à variação do desempenho com a temperatura do coletor, na Figura 17 são apresentadas várias curvas de eficiência em função da diferença (ΔT [K]) da temperatura média do coletor T_{me} e da temperatura ambiente T_a considerada em 20°C, para várias tecnologias. Percebe-se, no caso dos três coletores de placa plana, um decréscimo drástico na eficiência térmica para valores menores do que 50 % depois de um diferencial maior a 50 K. Isso é causado pela grande área de absorção dos coletores derivando no aumento considerável das perdas térmicas por radiação e convecção na medida do aumento de T_{me} . No caso do concentrador Fresnel, a eficiência se mantém entre valores de 60 % e 65 % para todo o intervalo de ΔT analisado. Isso significa que o desempenho a altas temperaturas do fluido de trabalho é pouco afetado, devido à pequena área absorvedora a qual reduz as perdas térmicas para o ambiente.

Figura 17- Curvas de eficiência das tecnologias de coletores solares em função da diferença de temperaturas ΔT .



Fonte: Adaptado de Mauthner (2014).

Em sistemas de aquecimento através do uso de placas planas, a fração solar é também um fator de importância a ser avaliado, que igualmente representa a quantidade de biomassa economizada no processo em função da operação do sistema de coletores. O cálculo mensal e anual deste parâmetro pode ser feito como descrito pelas Equações (3.20) e (3.21), respectivamente.

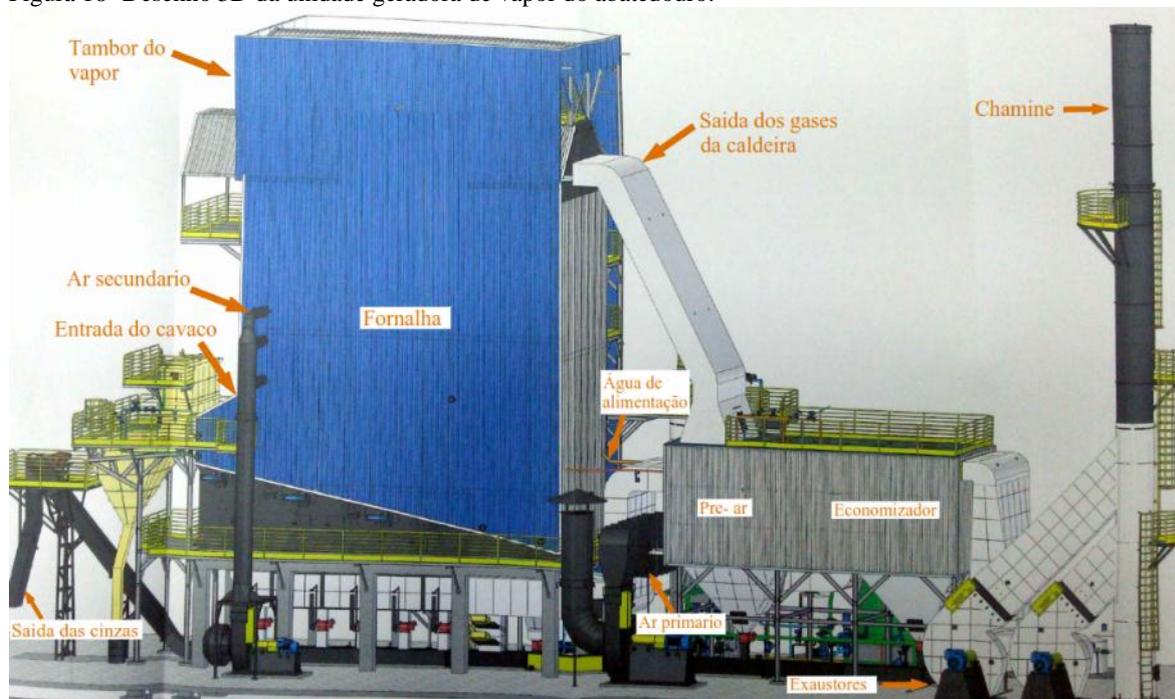
4 SISTEMA BASE

4.1 DESCRIÇÃO DA PLANTA INDUSTRIAL

Na empresa agroindustrial, localizada no oeste do estado do Paraná, encontram-se as instalações do abatedouro de aves (frango) e peixe, onde foi feito o levantamento de dados. O complexo industrial está constituído por várias áreas para o tratamento do produto, até ser despachado. A planta está equipada com um sistema de geração e distribuição de vapor utilizado para atender as demandas dos seguintes setores, referidos especificamente ao tratamento do frango: tanques de escaldagem, higienizador de caixas, fábrica de subprodutos, trocadores de calor para aquecimento de água, planta de produtos industrializados; além de setores complementares como o sistema de tratamento de efluentes, lavanderia, refeitório, dentre outros.

A caldeira utilizada na planta é do tipo multitubular mista, cujo corpo da fornalha está revestido por paredes tubulares de água interconectadas a um cabeçote principal, que por sua vez, se conecta ao tambor flamotubular, por onde passam os gases de combustão no seu último estágio antes de passar ao pré-aquecedor de ar e economizador. Na Figura 18 é apresentado o desenho da caldeira com as secções que a compõem.

Figura 18- Desenho 3D da unidade geradora de vapor do abatedouro.



Fonte: Empresa agroindustrial – Departamento de Manutenção.

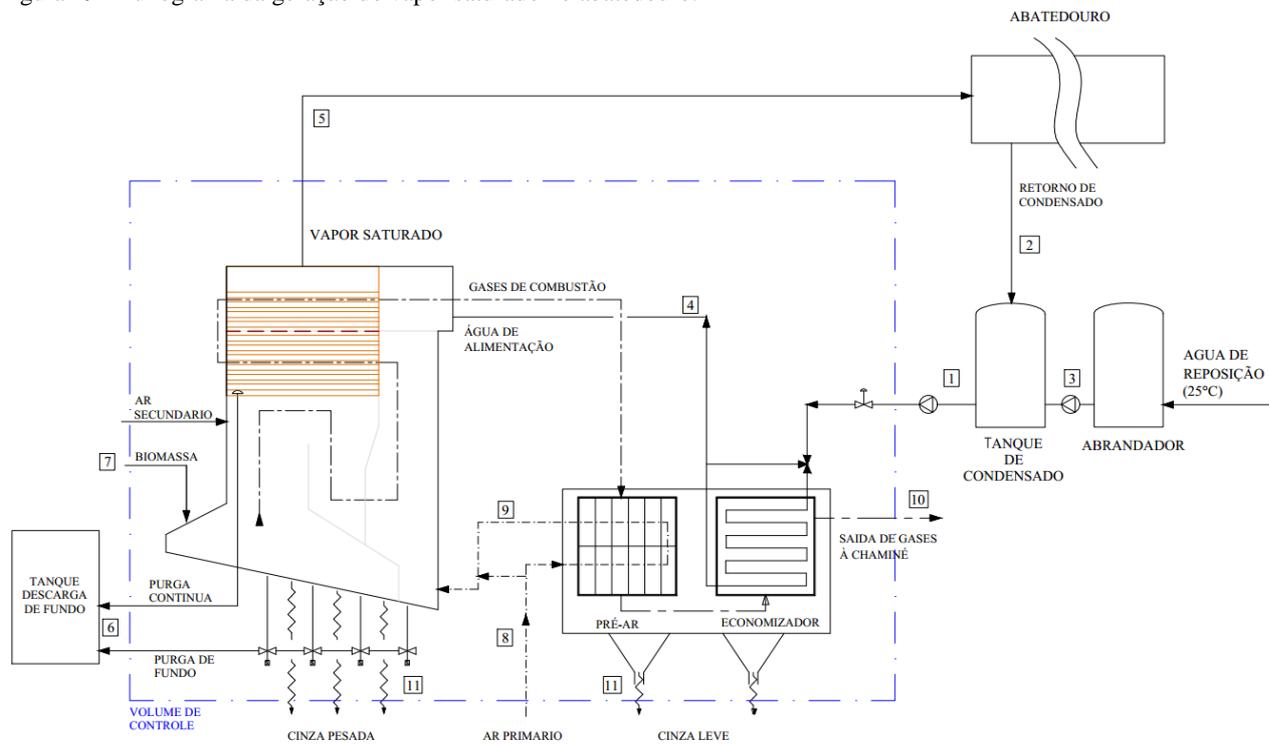
Na Figura 19 é mostrado um fluxograma relativo à unidade de geração de vapor da empresa. A unidade apresenta capacidade nominal de 40 t/h de vapor saturado a 10 bar absoluto, sendo a carga mínima de operação recomendada pelo fabricante igual a 30 %.

A água de alimentação da caldeira provém do tanque de condensado (1). Considera-se neste trabalho que 25 % do vapor destinado à planta tem uso direto e não retorna à caldeira. Outros 75 % condensam e retornam ao tanque de condensado por (2). Ainda neste tanque é recebida água de reposição (ou *make-up*) previamente tratada no abrandador (3). A água de alimentação entra no economizador da caldeira com temperatura aproximada de 75 °C e é aquecida pelos gases de combustão até aproximadamente 100 °C. Após, a água pré-aquecida é misturada com água fria e levada ao tambor com temperatura de 85 °C (4). O vapor gerado no tambor e nas paredes de água da fornalha é conduzido à planta através de uma tubulação de 8 polegadas (5).

Foram identificados cinco pontos de purga (vazão de água extraída da caldeira a qual carrega minerais e impurezas contidas na água de alimentação à caldeira), sendo um no tambor e quatro distribuídos nas tubulações das paredes de água da fornalha. As purgas são recolhidas em um tanque de descarga de fundo (6) e depois descartadas.

A caldeira é alimentada por biomassa (7), na forma de cavacos, através de gavetas diretamente sobre uma grelha móvel oscilante (movimento de avanço e recuo). Ar primário aquecido é introduzido pelo fundo da fornalha. Ar secundário é alimentado na temperatura ambiente pela parte frontal do corpo da fornalha, garantindo queima completa do combustível. Os gases de combustão trocam calor com as paredes da fornalha, tambor flamatubular, pré-aquecedor do ar primário e economizador. No pré-aquecedor, o ar primário (8) é admitido à temperatura ambiente para ser aquecido pelos gases de combustão até aproximadamente 200°C (9). Finalmente, os gases são conduzidos à chaminé (10) e descarregados na atmosfera. As cinzas são conduzidas para fora da fornalha (11) e coletadas em containers.

Figura 19- Fluxograma da geração do vapor saturado no abatedouro.

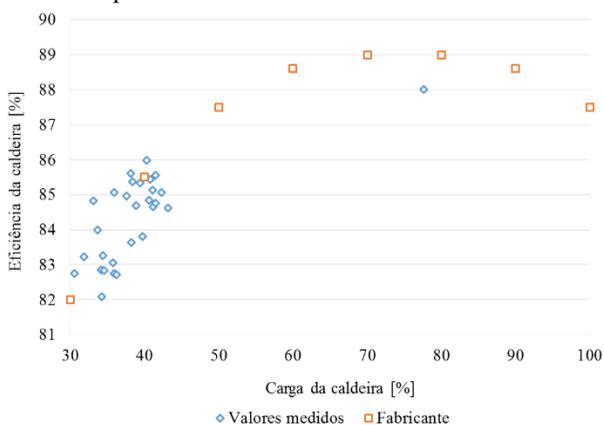


Durante o período em que foi realizada a coleta de dados na empresa, a caldeira atingiu valores de carga de até 40 % da sua capacidade nominal, fornecendo vapor saturado na pressão efetiva de 9 bar ao abatedouro de aves. Porém, encontra-se já em funcionamento o abatedouro de peixes, exigindo do equipamento sua capacidade nominal de 40 t/h mas, mantendo a pressão de 9 bar.

4.2 EFICIÊNCIA DO GERADOR DE VAPOR

Na hipótese de integrar campo solar com o propósito de economizar biomassa, estudos foram realizados levando em conta a operação da caldeira em carga parcial, considerando a curva de eficiência fornecida pelo fabricante mostrada na Figura 20.

Figura 20- Dados de eficiência da caldeira em operação e dados de eficiência fornecidos pelo fabricante.



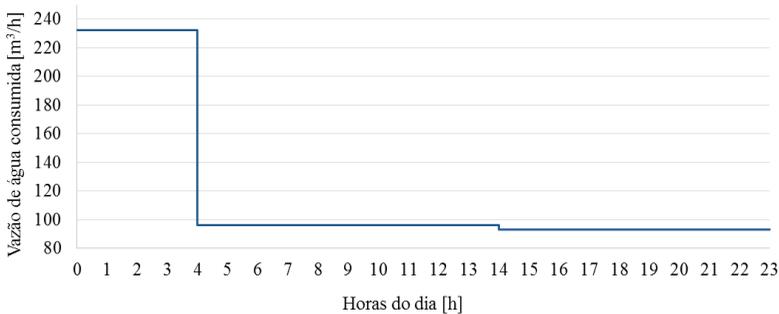
Fonte: Fornecedor da unidade geradora de vapor.

Na expectativa de validar a curva de eficiência, uma série de medições foram realizadas em campo, demonstrando concordância dos resultados, conforme ilustrado na Figura 20. No período de medições a caldeira operou em carga parcial, entre 30 % e 40 % da carga nominal, com exceção do dia em que foram realizados os testes de desempenho, à carga de 77%, nesse caso acompanhando os trabalhos de técnicos da empresa fornecedora do equipamento. Detalhes relativos aos cálculos de eficiência podem ser consultados no APÊNDICE A. A modelagem da caldeira foi realizada utilizando-se o software EES[®].

4.3 PRODUÇÃO E CONSUMO DE ÁGUA QUENTE

Água quente a 50°C é consumida ao longo do dia em vários processos da planta. Na Figura 21 é apresentada uma curva média de dados, referente ao consumo da planta, baseada no levantamento de dados feito nos meses de março e abril de 2017.

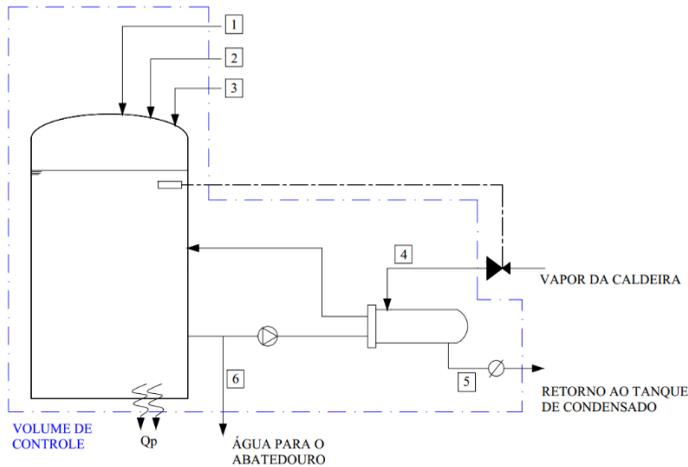
Figura 21- Consumo médio diário de água quente no abatedouro.



Como padrão geral observou-se que da meia noite às quatro da manhã, o consumo médio de água é de 230 m³/h devido ao processo de higienização feito nesse horário. Depois, o consumo diminui para aproximadamente 100 m³/h no resto do dia.

O sistema de aquecimento da água é esquematizado na Figura 22. Como pode ser observado, a água é aquecida através do uso de um trocador de calor de tipo casco e tubo utilizando-se vapor (4), sendo o condensado (5) retornado para a caldeira. O tanque de equalização é alimentado por três fluxos de água, (1) e (2) que provêm dos trocadores de calor da sala de máquinas e do sistema de efluentes à temperatura de 35°C e o último (3) é água de reposição (ou *make-up*) à temperatura ambiente. O fluxo de consumo (6) é distribuído para vários setores do abatedouro de aves, sendo: tanques de escaldagem, fábrica de subprodutos, planta de industrializados, higienização, cozinha, lavanderia, banheiros e outros.

Figura 22- Esquema ilustrativo do sistema atual de aquecimento de água do abatedouro.



A vazão de água quente consumida durante o dia (em horas de sol), considerada para a análise, foi de $100 \text{ m}^3/\text{h}$, em função dos dados apresentados na Figura 21.

Foram consideradas as perdas térmicas do tanque para o ambiente \dot{Q}_p [kW]. O produto do coeficiente global de transferência de calor e a área de troca de calor do tanque, UA , foi estimado em $0,0191$ [kW/K] calculado conforme a Equação (4.1) sugerida por Colle (2017);

$$UA = \frac{2\pi kd}{\frac{d}{h} \ln\left(\frac{d+2e}{d}\right)} + \frac{2\pi kd^2}{4e} \quad (4.1)$$

onde k [W/m.K] representa a condutividade térmica do isolamento térmico do tanque, e [m] a espessura do isolamento, d [m] é o diâmetro e h [m] a altura do tanque.

As perdas térmicas do trocador de calor do tipo casco e tubo, por sua vez, foram consideradas desprezíveis.

O balanço de massa e energia do sistema é apresentado na Equação (4.2);

$$M_t c_p \frac{dT}{dt} = \dot{m}_v (h_{v4} - h_{15}) - \dot{m}_{16} h_{16} + (\dot{m}_1 h_{11} + \dot{m}_2 h_{12} + \dot{m}_3 h_{13}) - \dot{Q}_p \quad (4.2)$$

onde M_t [kg] representa a massa de água contida no tanque, c_p [kJ/kg.K] o calor específico a pressão constante e dT/dt [K/s] representa a variação da temperatura do tanque no tempo.

4.4 RESULTADOS DOS SISTEMAS BASE

4.4.1 Sistema gerador de vapor

Na Tabela 3 são apresentados os resultados referentes à simulação no ponto de projeto e condição anual do sistema de geração de vapor, em função do volume de controle apresentado na Figura 19, operando em carga nominal.

Tabela 3- Operação da caldeira no caso base.

Parâmetro	Unidade	Valor
Vazão mássica de vapor	t/h	40
Pressão de operação (absoluta)	bar	10
Vazão mássica de biomassa	t/h	10,9
Eficiência da caldeira	%	87,6
Capacidade gerada	MW _t	27,4
Biomassa consumida no ano	t/ano	95.046
Energia gerada no ano	MWh/ano	239.726

Como mostrado, a quantidade de biomassa consumida para a geração de 40 t/h de vapor saturado a 10 bar absoluto (180°C) é de 10,9 t/h. Segundo a curva de eficiência do gerador de vapor fornecida pelo fabricante, a eficiência máxima se apresenta nas condições de carga entre 70 % e 80 %, no caso de carga total se registrou um valor de 87,6%. Na condição de operação anual a caldeira consome 95.046 t de cavaco.

4.4.2 Sistema de aquecimento de água

Os resultados referentes à operação do sistema de produção de água quente, segundo o volume de controle apresentado na Figura 22, são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4- Sistema de aquecimento de água no caso base.

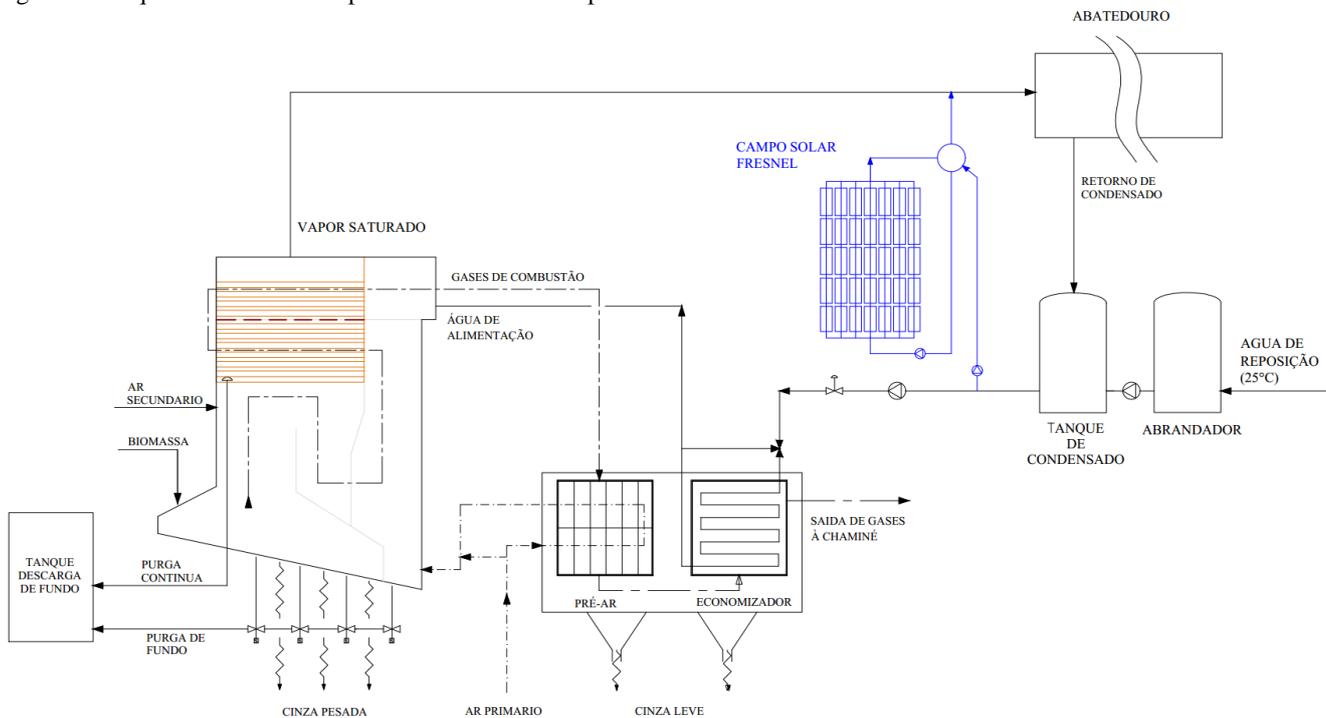
Parâmetro	Unidade	Valor
Vazão de água consumida (50°C)	m ³ /h	100
Pressão do vapor (absoluta)	bar	7
Título do vapor	-	0,975
Vazão de vapor requerida	t/h	3,5

5 SISTEMA ASSISTIDO POR CONCENTRADORES FRESNEL

5.1 CONDIÇÕES DE PROJETO

Foi realizado o dimensionamento de três áreas de espelhos para campo solar Fresnel para geração de 10 %, 25 % e 50 % da carga nominal (40 t/h) do gerador de vapor na pressão de 9 bar (efetivo). Como mostrado na Figura 23, o campo solar é projetado para gerar vapor em paralelo com a caldeira e os fluxos dos dois sistemas conduzidos à tubulação principal de distribuição de vapor. Neste sentido, a caldeira passa a operar em carga parcial durante as horas de sol. Os três sistemas híbridos são identificados neste trabalho como 10-CS, 25-CS e 50-CS, respectivamente.

Figura 23- Esquema ilustrativo da planta híbrida com campo solar Fresnel – biomassa.



A condição de projeto (CP), consiste na seleção de um valor de radiação solar direta DNI [kW/m^2] que será usado como referência no cálculo da área dos espelhos com capacidade para gerar vapor, nas vazões e condições já especificadas. A escolha deste dado é importante já que se for usado um valor muito alto, a frequência na qual o campo solar opera na máxima carga fica reduzida ao longo do ano. Por outro lado, um valor de radiação muito baixo implica no superdimensionamento da área do campo solar, o que gera a necessidade de se desfocar parcialmente os conjuntos de espelhos durante um número relativamente elevado de horas no ano.

Um enfoque geralmente usado em projetos, consiste em se desconsiderar valores de DNI muito pequenos (ex.: menores do que $250 \text{ W}/\text{m}^2$) e calcular o 95 %-percentil da série de dados de DNI (BURIN, 2015).

Segundo este critério, o valor do DNI escolhido nesse trabalho foi de $950 \text{ W}/\text{m}^2$, correspondente ao dia 20 de dezembro ao meio dia solar. Além disso, para o mesmo dia e horário foram consideradas as perdas térmicas para o ambiente e fatores de deficiências ópticas.

5.1.1 Pressupostos de custos adotados

Para a análise de custos do campo solar, foram adotados os valores de referência apresentados na Tabela 5. Os custos referidos ao campo Fresnel, foram cotados com a empresa fornecedora da tecnologia no Brasil.

Tabela 5- Custos adotados para o campo Fresnel.

Parâmetro	Unidade	Valor
Campo solar ^a	R\$/ MW_t	$2,1 \times 10^6$
EPC ^a	R\$	20 % do CC
Custo O&M ^a	R\$/ano	1 % do CC
Preço do terreno ^a	R\$/ m^2	11,25
Inflação ^b	%	6,0
Taxa de desconto nominal	%	12
Tempo de vida útil	anos	25

Fonte: ^aCotação; ^b(IBGE, 2016).

5.2 RESULTADOS

5.2.1 Resultados na condição de projeto

Os resultados da CP, para cada cenário analisado, são apresentados na Tabela 6.

A eficiência térmica do gerador de vapor a biomassa tende a apresentar maiores valores quando operada em carga entre 70 % e 80 %. Portanto, como evidenciado no cenário 25-CS, é alcançada a eficiência de 89,1 % para o gerador de vapor, sendo o maior valor entre os três cenários avaliados.

A capacidade térmica gerada pelos campos Fresnel está entre 2,7 MW_t e 13,7 MW_t, apresentando uma eficiência térmica constante nos três cenários de 58,9 %. Percebe-se que a eficiência óptica e as perdas de energia nos tubos absorvedores e tubulações, representam uma parcela significativa, influenciando consideravelmente neste valor.

No cenário 10-CS propõe-se uma área líquida de espelhos de 4849 m², gerando economia em biomassa na CP de 1,02 t/h (9,4 % do caso base), no 25-CS de 12122 m² com economia de 2,85 t/h (26,3 % do caso base) e no último de 24244 m² economizando 5,42 t/h (50 % do caso base).

A área de terreno requerida para a implantação é 1,5 vezes a área líquida de espelhos, calculada na condição de projeto. Isso mostra que o sistema Fresnel apresenta melhor aproveitamento do espaço em relação a outras tecnologias CSP, como é o caso dos concentradores parabólicos que requerem de um espaço de terreno 3,5 o 4,0 vezes a área de espelhos dimensionada.

Tabela 6- Resultados obtidos nos três cenários avaliados – condição de projeto.

Parâmetro	Unidade	Valor					
		10 – CS		25 – CS		50 – CS	
Sistema	-	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel
Cenários	-	10 – CS		25 – CS		50 – CS	
Porcentagem do vapor	%	90	10	75	25	50	50
Capacidade	t/h	36	4	30	10	20	20
	MW _t	24,6	2,7	20,5	6,8	13,7	13,6
Biomassa consumida	t/h	9,83	-	8	-	5,43	-
Eficiência térmica	%	88,4	58,9	89,1	58,9	87,5	58,9
Eficiência óptica	%	-	60	-	60	-	60
Área de espelhos	m ²	-	4849	-	12122	-	24244
Área de terreno	m ²	-	7273	-	18183	-	36366
Biomassa economizada	t/h	1,0		2,9		5,4	

5.2.2 Resultados na operação anual

O DNI acumulado anual disponível na localidade é de 1613 kWh/m².ano.

Os resultados obtidos para a simulação do sistema híbrido ao longo do ano utilizando-se série de dados anuais são apresentados na Tabela 7.

A biomassa economizada, ao longo do ano, pela integração do campo Fresnel varia de 1431 t a 7157 t. Portanto a fração solar apresenta valores baixos, variando entre 1,5 % e 7,6 %. Isso ocorre devido à porcentagem de vazão de vapor estabelecida para cada cenário, pela redução da eficiência óptica média anual do sistema e em função do baixo fator de capacidade do campo solar, o qual é operado sem sistema de armazenamento térmico.

Devido às perdas ópticas ocasionadas pelo sombreamento, radiação não incidente na linha focal, efeitos de cosseno e bloqueio dos raios solares para várias horas no ano, a eficiência óptica anual diminui consideravelmente do valor na CP de 60 % para 47,6 %. Da mesma forma, as perdas térmicas do tubo absorvedor e tubulações do sistema, para o ambiente, acumulam uma parcela representativa que provoca a redução em 12,5 % da eficiência térmica da CP (58,9 %) para a operação anual resultado em 46,4 %.

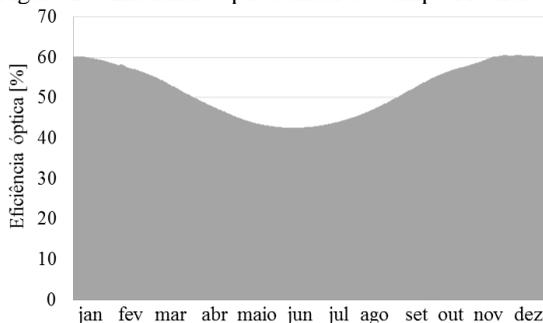
Por sua vez, a eficiência térmica do sistema híbrido, apresenta valores que variam entre 82 % e 86 %. Tais valores apresentam-se próximos da eficiência térmica do gerador de vapor a biomassa uma vez que a fração solar esteve limitada ao máximo de 7,6 % para o cenário 50-CS.

Tabela 7- Resultados obtidos nos três cenários avaliados – operação anual.

Parâmetro	Unidade	Valor					
		10 – CS		25 – CS		50 – CS	
Sistema	-	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel
Energia acumulada	MWh/ano	236.631	3626	230.775	9066	221.832	18.124
Energia acumulada total	MWh/ano	240.257		239.841		239.957	
Biomassa consumida	t/ano	93.707	-	91.255	-	87.729	-
Eficiência térmica	%	88,4	46,4	89,1	46,4	87,5	46,4
Eficiência óptica	%	-	47,6	-	47,6	-	47,6
Eficiência térmica do sistema híbrido	%	86,4		84,9		82,2	
Biomassa economizada	t/ano	1431		3579		7157	
Fração solar	%	1,5		3,8		7,6	

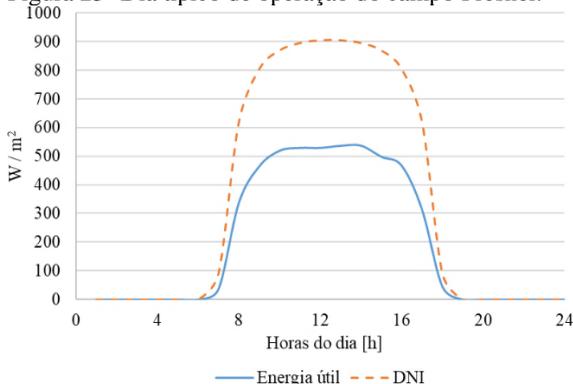
Na Figura 24 é apresentada a eficiência óptica para cada hora do ano do campo Fresnel. Percebe-se que os maiores valores se apresentam nos primeiros e últimos meses do ano (verão) e os menores nos meses intermediários (inverno) com valores até perto de 40 %. Esta variação é devida à posição do sol em relação à terra para cada época do ano.

Figura 24- Eficiência óptica anual do campo Fresnel.



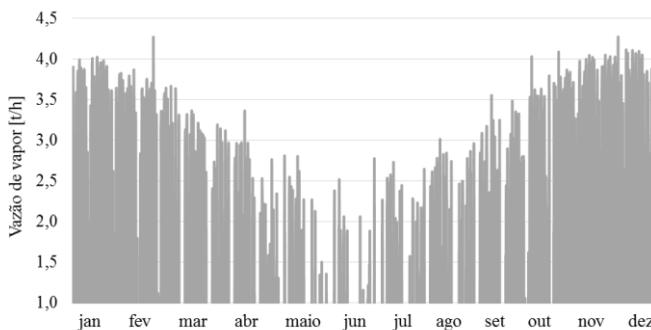
Na Figura 25 mostra-se um dia típico de operação do campo solar. A eficiência óptica máxima fornecida pelo modelo Fresnel escolhido é de 63,5 % da qual, subtraindo as perdas ocasionadas pelos fatores ópticos já citados acima além das perdas térmicas do tubo absorvedor e tubulações para o ambiente, exercem influência negativa na quantidade de energia útil absorvida pelo sistema. Como se percebe, em certas horas do dia, estas deficiências podem provocar a redução em 50 % da energia útil absorvida em relação à radiação solar incidente.

Figura 25- Dia típico de operação do campo Fresnel.



Na Figura 26 é apresentado o perfil de geração de vapor para o cenário 10-CS. Se visualiza que durante os meses de inverno a geração é baixa, oscilante e inclusive apresentando horas de geração nula devido aos baixos índices de radiação solar e eficiência óptica nestes períodos, como visto na Figura 24. Já nos meses de verão, a geração do vapor aumenta notavelmente, com períodos de estabilidade atingindo valores próximos e outros ainda maiores à vazão estabelecida para o cenário em questão.

Figura 26- Perfil de geração de vapor anual para o cenário 10 – CS.



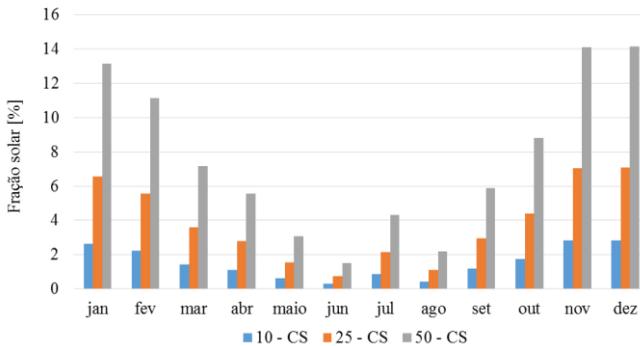
Na Figura 27 são apresentados os valores de fração solar mensal para cada cenário. Percebe-se que, para os meses de outubro até fevereiro, a geração de energia útil pelo campo solar é relativamente maior em comparação com os meses de março até setembro, apresentando frações solares menores que 4 %. Nestes períodos a caldeira precisa ser operada frequentemente na condição de carga nominal como forma de atender a demanda da indústria.

Cada um dos cenários analisados está baseado na condição de 10 %, 25 % e 50 % do vapor gerado pela caldeira em carga nominal, respectivamente. Este fato em si, faz com que os valores da fração solar sejam baixos, se tornando ainda menores devido à reduzida radiação solar incidente no local em certas épocas do ano. Outro ponto diz respeito ao fato da planta não dispor de sistema de armazenamento de energia.

O armazenamento térmico no sistema DSG ainda não se encontra comercialmente amadurecido e, portanto, a disponibilidade no mercado fica reduzida. Até agora, só armazenamento de curto prazo tem sido aplicado na geração de vapor saturado. Segundo apresentado por Bachelier *et al.* (2015) nos campos CSP, os tipos de armazenamento que podem ser adotados, são através do uso direto e indireto de sais fundidos

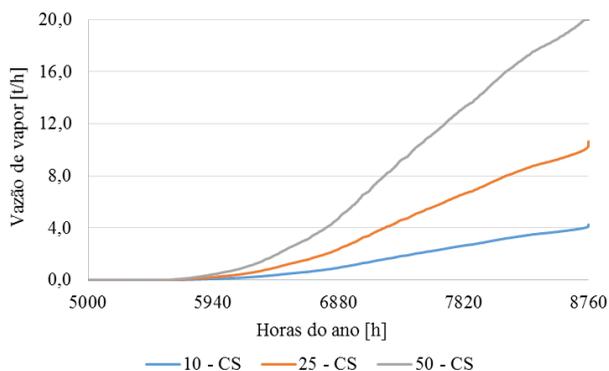
e materiais com mudança de fase. No caso de sistemas DSG como no presente trabalho, para armazenamento de longo prazo, poderia ser considerado o armazenamento indireto por meio do uso de sais fundidos mediante um sistema composto de módulos, um para armazenamento de calor sensível no pré-aquecimento e superaquecimento (quando necessário) e outro módulo de armazenamento de calor latente para a evaporação.

Figura 27- Fração solar mensal dos três cenários avaliados.



Na Figura 28 são apresentadas as curvas de duração referentes à geração de vapor ao longo do ano para os três cenários analisados. As curvas de duração foram construídas ordenando-se os valores de vazão de vapor do menor (0 t/h) até o maior (Ex: 4 t/h, para o cenário 10-CS). O mesmo tratamento de dados deu-se para os cenários 25-CS e 50-CS, nos quais foram ordenados valores de 0 t/h até 10 e 20 t/h, respectivamente. Pelo fato do campo solar ser operado somente durante as horas em que ocorre incidência de radiação solar, em média durante 5500 horas do ano não há geração de vapor. Durante estas horas, a caldeira gera toda a vazão demandada pela planta, se derivando ausência de economia de biomassa nestes períodos.

Figura 28- Curvas de duração da geração de vapor dos três cenários avaliados.



5.2.3 Análise de pré-viabilidade econômica

Na Tabela 8 são apresentados os custos relativos ao campo Fresnel e a economia monetária devido à quantidade de biomassa economizada ao longo do ano.

Tabela 8- Custos relativos à tecnologia Fresnel nos três cenários avaliados.

Parâmetro	Unidade	Valor	Valor	Valor
Cenário	-	10-CS	25-CS	50-CS
Custo do terreno	R\$	81.821	204.558	409.117
Custo do campo solar instalado	R\$	5.009.823	11.905.808	23.399.117
Custo de operação e manutenção	R\$/ano	50.098	119.058	233.991
Economia monetária por biomassa economizada	R\$/ano	229.032	572.581	1.145.161
TIR	%	1,1	1,5	1,6
VPL	R\$	-1.899.091	-4.128.979	-7.845.457
<i>Payback</i>	anos	> 25	> 25	> 25

Atualmente, no Brasil a tecnologia de concentração solar Fresnel não tem sido explorada, tanto na área de geração de eletricidade, bem como para produção de calor de processo. Devido a isso, parte dos materiais e serviços requeridos devem ser importados, tornando o custo de capital notavelmente elevado, assim como os custos de engenharia envolvidos na implantação e comissionamento da planta. O custo do campo solar instalado para os cenários estudados, variaram entre 5 e 23,4

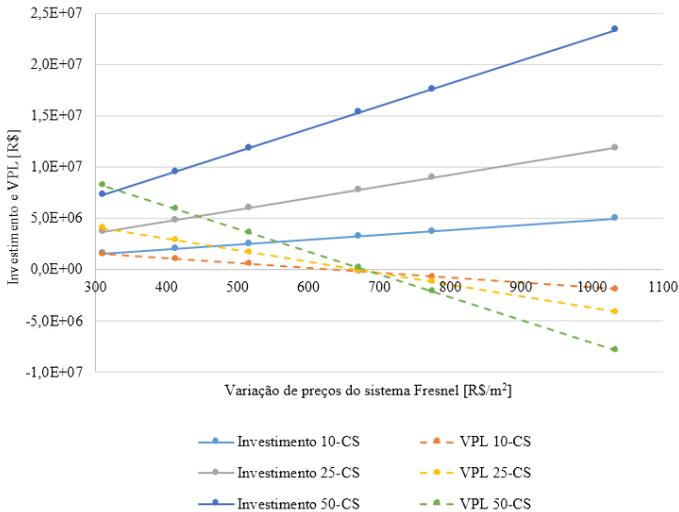
milhões de reais, enquanto que a economia monetária anual gerada pela economia de cavaco variou 229 mil até 1,15 milhões de reais. Os valores da TIR obtidos para os três cenários ficaram abaixo de 2 %, os VPL obtidos foram negativos e o *payback* maior do que a vida útil projetada para os sistemas.

5.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Para os três cenários considerados, a análise foi realizada em função da variação de preços do campo Fresnel e do cavaco utilizado na geração de vapor, a partir dos valores citados anteriormente.

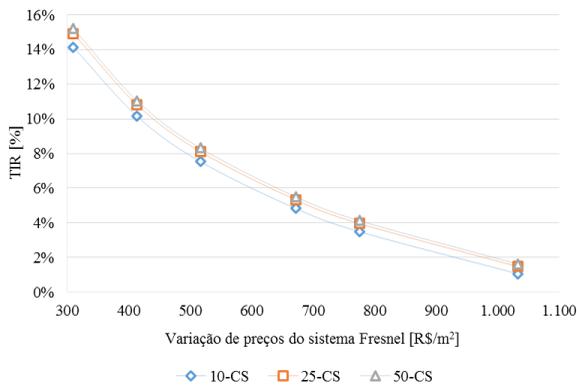
Na Figura 29 são apresentadas as curvas do investimento requerido e o VPL para cada cenário, segundo a variação de preços do sistema Fresnel em R\$/m², considerando que o preço cotado de 2,1 milhões de reais por MW_t, equivale a 1033 R\$/m². Percebe-se que a medida que se reduz o investimento, o VPL aumenta em cada cenário e se torna positivo quando o preço é menor a 670 R\$/m². Os maiores valores do VPL para cada cenário são atingidos enquanto o preço do sistema Fresnel é próximo a 310 R\$/m², correspondente a 1,55 milhões para o cenário 10-CS até 8,24 para o 50-CS. Neste preço, percebe-se que o lucro obtido com o projeto ao longo da vida útil do sistema, trazido a tempo presente, resultou maior do que o investimento inicial.

Figura 29- Variação do investimento e VPL em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.



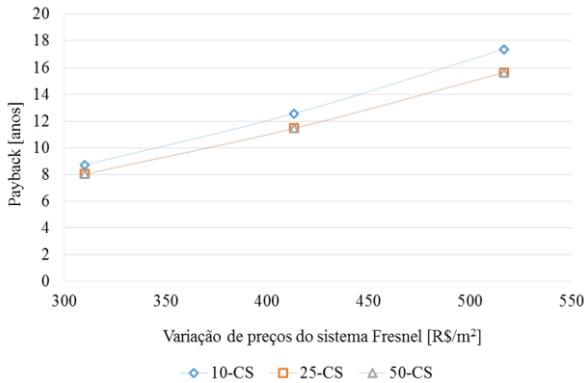
Quanto à variação da TIR, apresentada na Figura 30, percebe-se um aumento considerável com a redução de preços do campo Fresnel, variando de forma similar nos três cenários entre 1,5 % e 15 %. Enquanto o custo é menor do que 350 R\$/m² a TIR apresenta atratividade com valores maiores ao 12 %.

Figura 30- Variação da TIR em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.



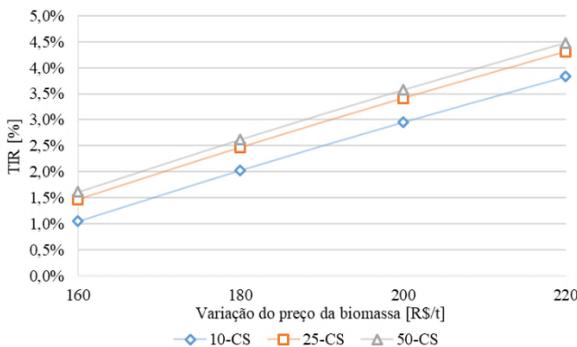
Tomando-se como base os resultados do VPL e TIR, identifica-se de antemão que para os preços do campo Fresnel acima de 670 R\$/m² o tempo de retorno dos investimentos resulta maior do que vida útil esperada para os sistemas. Assim, na Figura 31 é apresentada a variação do *payback* para os três cenários avaliados para preços específicos do campo Fresnel variando entre 300 e 525 R\$/m². Como pode ser observado, os resultados apontam que a recuperação dos investimentos para tempo menor a 12 anos deve ocorrer para custo específico abaixo dos 420 R\$/m², valor inferior da metade daquele cotado no mercado.

Figura 31- Variação do *payback* em função do preço do campo Fresnel para os três cenários avaliados.



Outra análise importante consiste na identificação da influência do preço do cavaco na atratividade econômica dos cenários propostos. Os preços encontrados no mercado variam entre 160 R\$/t e 220 R\$/t. A variação da TIR com o aumento do preço do cavaco apresenta um crescimento linear pouco atrativo nos três cenários de análise, com valores entre 1 % e 4 %, como mostrado na Figura 32.

Figura 32- Variação da TIR em função do preço da biomassa para os três cenários avaliados.



Através da análise de sensibilidade demonstrou-se ainda que os valores do VPL se mantém negativos e os tempos de retorno do investimento são maiores do que a vida útil dos sistemas, para todos os cenários. Portanto, se evidencia que o aumento do preço da biomassa, exerce menor influência nos fatores econômicos analisados.

A redução nos custos dos sistemas CSP, como apresentado segundo IRENA (2012) no seu relatório *Solar heat for industrial processes*, é o fator de maior influência na atratividade e viabilidade do projeto. No caso do sistema Fresnel, atenção especial deve ser dada na identificação de alternativas que possibilitem a redução dos preços dos espelhos primários e receptores, considerando-se que são os elementos mais custosos, mas que determinam a eficiência óptica e térmica do conjunto. Além disso, o recurso solar disponível na localidade, não é suficiente para que o campo Fresnel possa fornecer seu melhor desempenho, apresentando valores de eficiência e fração solar baixa, portanto reduzida economia de biomassa o que determina a economia monetária.

6 SISTEMA ASSISTIDO POR PLACAS PLANAS

6.1 CONDIÇÕES DE PROJETO

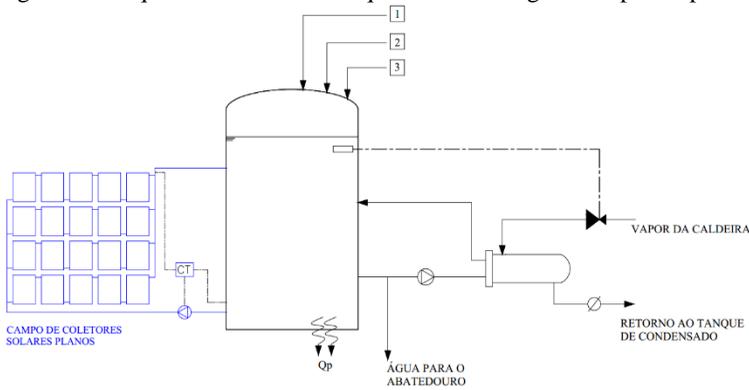
Na literatura identificam-se vários critérios para a escolha da CP para sistemas de placas planas. Charles F. Kutscher *et al.* (1982), sugere escolher a hora do dia que apresente um valor de I_T em torno de 1000 W/m^2 para o cálculo da área de coletores. Segundo Franz Mauthner (2014), a área deve ser calculada de forma que o sistema possa fornecer 100 % da demanda de calor para o dia mais quente do ano.

Neste trabalho, por sua vez, a escolha da CP foi realizada procurando-se um critério intermediário dentre os apresentados. O valor de I_T escolhido como CP, para o dimensionamento da área de coletores, foi de 1170 W/m^2 , correspondente ao equinócio de primavera (20 de setembro) no meio dia solar, com seus respectivos dados de perdas de energia, temperatura ambiente, eficiência óptica, etc.

Os dados considerados neste trabalho referem-se ao coletor solar fabricado pela Bosch modelo FCC 220-2V, cujas principais aplicações se dão para produção de água quente em hotéis, comércio, indústria e prédios residenciais. Os fatores de perdas ópticas e térmicas referidos ao modelo escolhido são $F_R(\tau\alpha)_n = 0,75$ e $F_R U_L = 4,59 [\text{W/m}^2\text{°C}]$, respetivamente. Para localidades cuja latitude está entre -21° e -45° , sugere-se adotar a inclinação dos coletores em relação à horizontal, igual ao valor absoluto da latitude, no presente trabalho $|-24,25^\circ|$, incrementado em 10° ou seja o valor adotado será de $34,25^\circ$. Este critério se aplica com o objetivo de que a incidência da radiação solar sobre o coletor seja a mais perpendicular possível durante todo o ano (ABRAVA, 2008). A área de coletores calculada, será para o aquecimento da água à temperatura de 50°C durante as horas de sol. Por fim, para o hemisfério Sul como sugerido na literatura, os coletores estacionários serão projetados para ser instalados com orientação ao norte verdadeiro.

O esquema proposto é mostrado na Figura 33. Na CP, 100 % da vazão horária consumida pela planta é aquecida pelo sistema de placas planas, zerando a vazão de vapor consumida. O campo solar irá trabalhar ao longo do dia quando tiver disponibilidade de radiação solar. Durante as horas de nebulosidade e/ou escassez de radiação e no período da noite entra em funcionamento o trocador de calor.

Figura 33- Esquema ilustrativo do aquecimento de água com placas planas.



6.1.1 Pressupostos de custos adotados

Para a análise de custos do campo de coletores, foram adotados os valores de referência mostrados na Tabela 9. Os dados foram levantados com base em cotações de três empresas fornecedoras de coletores solares planos, o dado apresentado na tabela corresponde ao valor médio obtido nas cotações.

Tabela 9- Custos adotados para as placas planas.

Parâmetro	Unidade	Valor
Campo solar ^a	R\$/m ²	500
EPC ^a	R\$	20% do CC
Inflação ^b	%	6,0
Taxa de desconto nominal	%	12
Tempo de vida útil	anos	25

Fonte: ^aCotação, ^b(IBGE, 2016).

No caso das placas planas, os custos de manutenção foram considerados desprezíveis. O custo do terreno também foi desconsiderado uma vez que se projetou a instalação do campo solar nos telhados da empresa.

6.2 RESULTADOS

6.2.1 Resultados na condição de projeto

Na Tabela 10 são apresentados os resultados para o campo de coletores na CP. A área, requerida para fornecer 100 m³/h de água quente a 50°C, é de 3132 m² a qual permite economizar 3,5 t/h do vapor da caldeira. A eficiência térmica do campo solar foi calculada em 57,2 %.

Tabela 10- Resultados obtidos do campo de placas planas – condição de projeto.

Parâmetro	Unidade	Valor
Área de coletores	m ²	3132
Eficiência térmica	%	57,2
Vazão de vapor economizada	t/h	3,5

6.2.2 Resultados na operação anual

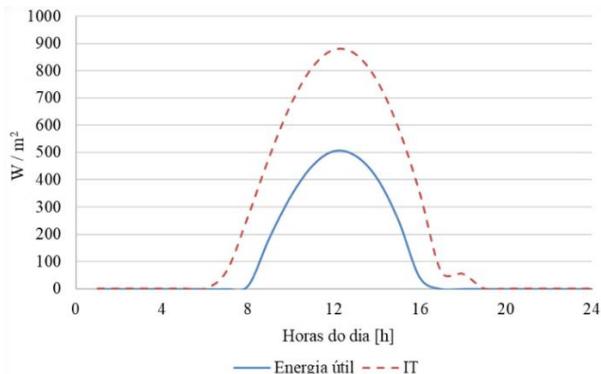
Os resultados obtidos através da simulação do sistema de placas planas para a série de dados do ano meteorológico são apresentados na Tabela 11. A eficiência térmica anual diminuiu em 11 % em relação a obtida na CP. Por outra parte, a economia de biomassa foi calculada em 1486 t que representa 1,5 % do total consumido pela caldeira.

Tabela 11- Resultados obtidos do campo de placas planas – operação anual.

Parâmetro	Unidade	Valor
Energia útil absorvida	MWh/ano	2888
Eficiência térmica	%	48,0
Economia em biomassa	t/ano	1486,0
Fração solar	%	1,5

Na Figura 34 é apresentada a operação dos coletores para um dia típico de verão. A energia útil gerada é consideravelmente menor do que a radiação que incide nas placas. Isso é devido às deficiências ópticas, à transmitância e absorptância dos materiais que vão limitando o passo da radiação até a placa absorvedora, além das perdas térmicas para o ambiente. Estas perdas de energia, em certas horas do dia, podem ser superiores a 50 % da radiação incidente sobre as placas.

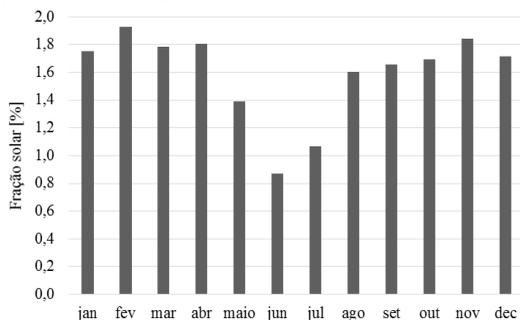
Figura 34- Dia típico de operação do campo de coletores solares.



Na Figura 35 são apresentados valores de fração solar para o sistema híbrido de produção de água quente para cada mês do ano. Como se visualiza, a economia de biomassa pelo uso de placas planas, não apresenta significância em relação à total consumida mensalmente pela caldeira. Nos meses de setembro até abril são obtidos os maiores valores, já, de maio até agosto, quando a radiação solar é menor a fração solar diminui atingindo o valor de 0,8 % no mês de junho. Devido ao baixo índice de radiação incidente na localidade, a falta do sistema de armazenamento e ao fator de capacidade estabelecido para o sistema de coletores solares as frações solares são consideravelmente baixas.

Como apresentado por Cardoso (2006), em projetos com integração de armazenamento térmico dentro de cidades com elevados índices de incidência de radiação solar, como Salvador, Maceió e Fortaleza, a fração solar pode atingir valores anuais de 70 % a 85 %.

Figura 35- Fração solar mensal apresentada pelo sistema de produção de água quente assistida por coletores solares planos.



6.2.3 Análise de pré-viabilidade econômica

Na Tabela 12 se apresenta o custo do campo de coletores instalado, onde para a área de 3132 m² é necessário um investimento de 1,56 milhões de reais, o qual deverá permitir uma economia monetária média de 237 mil reais ao ano com prazo de retorno de 8 anos e 5 meses.

Tabela 12- Custos relativos ao campo de coletores solares.

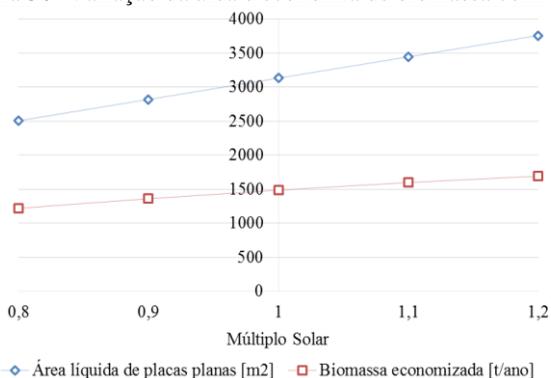
Parâmetro	Unidade	Valor
Campo de coletores instalado	R\$	1.556.075
Economia monetária por biomassa economizada	R\$/ano	237.763
TIR	%	14,7
VPL	R\$	1.663.462
<i>Payback</i>	anos	8,4

6.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

No caso de coletores planos, foi realizada análise de sensibilidade em função da variação do múltiplo solar (MS) na faixa de 0,8 e 1,2, parâmetro que representa a razão na qual a área é modificada em comparação com a calculada na condição de projeto. Como exemplo, MS igual a 1,1 significa que a área de coletores de CP é incrementada em 10 % comparativamente à condição de projeto.

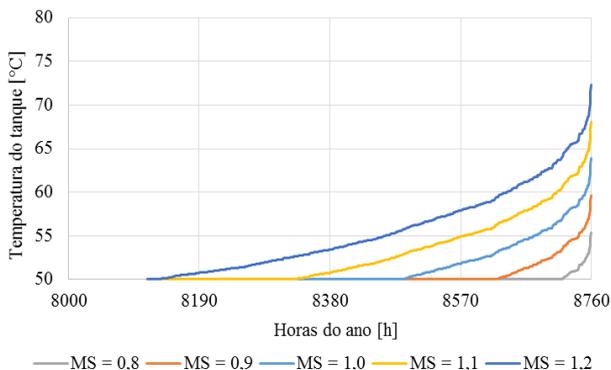
Como mostrado na Figura 36, o aumento da economia da biomassa apresenta tendência assintótica na medida em que o valor de MS é incrementado. Isso deve-se ao fato de que, enquanto se aumenta a área de coletores, não há redução proporcional no consumo de vapor e, portanto, de biomassa. O aumento da área do campo solar está associado, entretanto, ao aumento da temperatura da água armazenada no tanque de água quente durante horas com alta incidência de radiação solar. Isso ocorreu visto que o tanque de água quente não teve seu volume alterado durante o projeto. Ainda, torna-se importante ressaltar que a modelagem do sistema de produção de água quente foi realizada considerando-se que o tanque de equalização permanece completamente cheio ao longo do tempo, sendo desprezados gradientes internos de temperatura no conteúdo de água armazenada.

Figura 36- Variação da área e economia de biomassa com o MS.



Na Figura 37 são apresentadas as curvas de duração para a temperatura da água armazenada no tanque, em função da variação da área do campo de coletores. Em cada caso de MS, os valores foram ordenados do mínimo ao máximo. Como primeira observação a ser realizada, nota-se que a temperatura do tanque permanece igual a 50 °C para todos os valores de MS, durante à maior parte do ano. Ainda, nota-se que o aumento da área de coletores influencia notavelmente no aumento da temperatura da água, sendo observados valores de até 55 °C para o caso de MS = 0,8 e perto de 75 °C para MS = 1,2. Portanto, aumentando-se a área do campo solar, maior número de horas a água será aquecida acima da temperatura requerida pelo processo (50 °C), derivando na rejeição indesejada de energia.

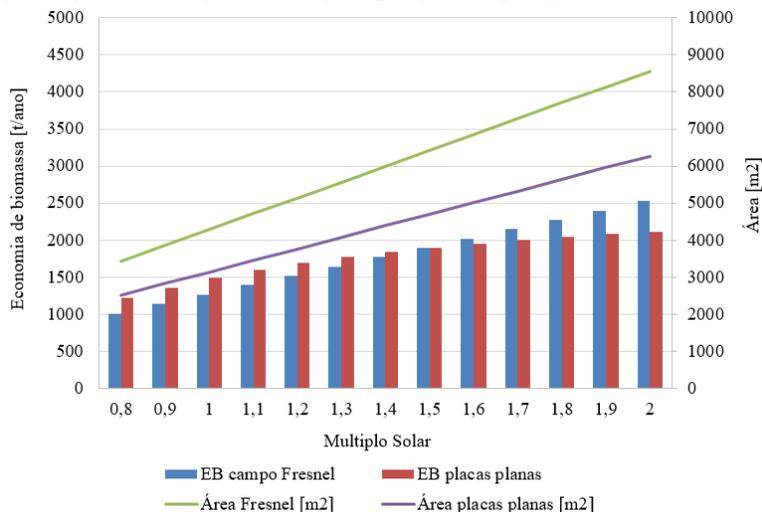
Figura 37- Curvas de duração da temperatura do tanque da água.



Uma análise adicional foi feita com o objetivo de se comparar o desempenho dos sistemas equipados com campo de coletores de placas planas e campo solar Fresnel. Nesse sentido, partindo-se da necessidade de se economizar a vazão de vapor de 3,5 t/h utilizado para aquecer 100 m³/h de água até a temperatura de 50 °C, se requer uma área de coletores planos igual a 3132 m². Comparativamente, a área de concentradores Fresnel requerida para geração de 3,5 t/h de vapor saturado na condição de projeto seria igual 4279 m².

Na Figura 38 são apresentados os valores da economia de biomassa (EB) para sistema assistido por campo de placas planas e, alternativamente, por campo Fresnel como função do MS. No mesmo gráfico são apresentadas as áreas de campo solar correspondentes. Como pode ser observado, para valores de MS menores que 1,5, a economia de biomassa obtida utilizando-se coletores planos é maior do que a obtida com a utilização do campo Fresnel. Tal resultado demonstra a vantagem do sistema de placas planas, para a aplicação em questão, em termos de utilização do recurso solar disponível no local e da temperatura requerida, além de apresentar custo de implantação mais baixo e ser um sistema mais simples em comparação ao uso do sistema Fresnel. Para valores de MS maiores que 1,5, entretanto, ocorre a inversão, sendo a economia de combustível maior quando utilizado campo Fresnel para geração de vapor saturado. Tal resultado se deve ao padrão assintótico observado para a curva que representa a economia de combustível obtida utilizando-se as placas planas, ocasionado pela não utilização de armazenamento térmico para a água quente produzida durante o dia, além dos altos valores de temperatura da água atingidos, parâmetro que reduz o desempenho térmico do sistema.

Figura 38- Análise comparativa da economia de biomassa mediante o uso de placas planas e campo Fresnel, para geração de água quente.

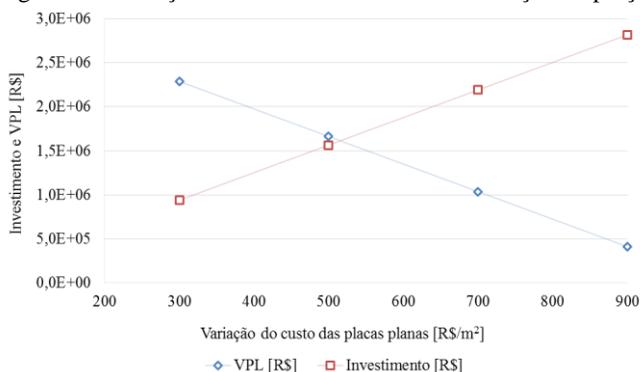


Na sequência é analisada a influência do custo das placas planas e do preço do cavaco sobre os fatores econômicos citados anteriormente.

Em relação aos custos dos coletores, no mercado nacional, foram obtidas cotações entre 300 R\$/m² e 900 R\$/m². Neste intervalo, para a condição de MS = 1,0, na Figura 39, é apresentada a variação do investimento e do VPL em função do preço das placas.

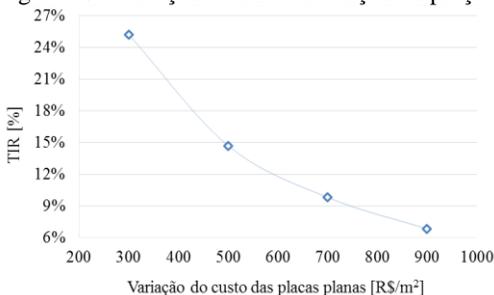
Com o VPL maior que zero para todos os casos, pode-se supor a pré-viabilidade do projeto. Porém, se apontado a máxima rentabilidade possível, com preço menor do que 500 R\$/m², o lucro é mais atrativo.

Figura 39- Variação do investimento e VPL em função do preço de coletores.



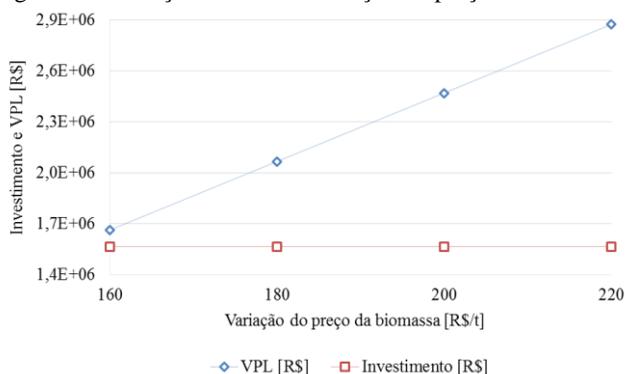
Na Figura 40, por sua vez, apresenta-se a variação da TIR para condição de $MS=1,0$ como função do preço das placas. Como pode ser observado, ocorre uma tendência de redução intensiva da TIR enquanto aumentam os preços do equipamento. Para o projeto ser atrativo, a TIR deverá ser maior do que a taxa mínima atrativa (considerada em 12 %), o que acontece para custo dos coletores menor do que 500 R\$/m².

Figura 40- Variação da TIR em função do preço de coletores.



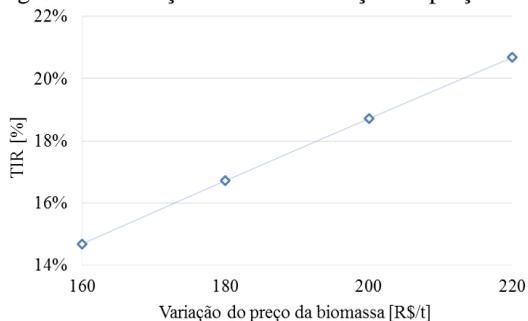
Na Figura 41, por sua vez, é apresentada a variação do VPL do projeto, para condição de $MS=1,0$, em função da variação do preço do cavaco tomando-se como base o intervalo de 160 R\$/t até 220 R\$/t. Percebe-se, que quando o preço do cavaco é igual a 160 R\$/t, o VPL apresenta o menor valor (1,65 milhões de reais), sendo levemente maior do que o investimento inicial. Porém, enquanto o cavaco encarece, o VPL pode atingir quase o dobro da quantia inicial investida.

Figura 41- Variação do VPL em função do preço da biomassa.



A variação da TIR em função do custo do cavaco para $MS=1,0$ é apresentada na Figura 42. A tendência de crescimento desse parâmetro é linear, com incremento de 2% na TIR para cada 20 reais de aumento no preço do combustível. Assim como no caso do sistema Fresnel, os parâmetros econômicos são mais influenciados pelo preço específico do campo solar do que pelo custo do combustível.

Figura 42- Variação da TIR em função do preço da biomassa.



Resultados complementares são apresentados no APÊNDICE B considerando-se a variação do VPL e *payback* para valores de MS de 0,8 até 1,0 em função dos preços de coletores de 300 e 500 R\$/m² e custo da biomassa de 160 a 220 R\$/t.

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi delineado o estudo da viabilidade técnica e de pré-viabilidade econômica referente à utilização de concentradores Fresnel e campo solar de placas planas como forma de suprir parcialmente às demandas de vapor saturado e água quente de uma empresa do setor agroindustrial para reduzir o seu consumo de biomassa. Para tanto, foi realizado trabalho em campo visando-se mapear as demandas térmicas de vapor saturado e de água quente da planta com o propósito de identificar as alternativas de projeto mais promissoras. Ainda, foi delineada avaliação da eficiência térmica do sistema de geração de vapor que atende ao complexo industrial para distintas condições de operação em carga parcial. As principais conclusões decorrentes desse estudo são apresentadas na sequência.

Como primeiro ponto a ser observado, pôde-se identificar que os valores de eficiência térmica do sistema de geração de vapor a biomassa calculados tomando-se como base dados obtidos em campo apresentaram boa concordância com a curva de eficiência proposta pelo fabricante, o que gerou subsídios importantes para a análise do desempenho e viabilidade técnica dos projetos propostos.

Devido aos dados solarimétricos horários anuais terem sido gerados a partir de dados médios mensais, os cálculos realizados carregam certo grau de incerteza que pode diferir com o real desempenho quando trabalhando com dados do TMY.

Como observação geral, para os dois sistemas, o parâmetro que determina a atratividade de implantação é o custo dos sistemas, enquanto que o preço da biomassa exerce menor influência.

Com relação à proposta de hibridização utilizando-se campo solar Fresnel, identificou-se que poucas modificações na planta existente seriam necessárias devido à possibilidade de se compartilhar espaços, estruturas, o sistema de distribuição da água de alimentação pode ser o mesmo que fornece à caldeira, dentre outras. Além disso, a vantagem na utilização da tecnologia DSG é que evita perdas exergéticas provocadas pelas irreversibilidades associadas à transferência de calor entre fluido de trabalho secundário e a água durante processo de geração de vapor. Estas características fazem com que a hibridização DSG, com um sistema convencional de geração de energia, se torne uma alternativa de interesse a ser incorporada no setor industrial para a diversificação de fontes e sistemas geradores de energia.

No campo solar Fresnel, as perdas ópticas exercem notável influência sobre a energia útil absorvida pelo sistema. Além disso, a

capacidade instalada do campo solar limitada pela carga mínima de operação da caldeira a biomassa fez com que a fração solar máxima atingida não superasse 10% da energia demandada pela planta industrial. Como resultado, para aproximadamente 60 % das horas do ano não há geração de vapor no campo solar. Nesse contexto, como forma de se obter melhor desempenho da planta híbrida sugere-se a integração de sistema de armazenamento térmico, o qual permite prolongar as horas em que há geração de vapor através do uso da fonte solar, aumentando a economia de cavaco ao longo do ano.

Sob o ponto de vista econômico, o preço do sistema Fresnel cotado em 1033 R\$/m² refletiu em VPL com valores negativos e *payback* acima da vida útil dos sistemas, o que se traduz em baixa atratividade e reduzida viabilidade dos investimentos. Por meio da realização de análise de sensibilidade, identificou-se que o custo específico dos concentradores Fresnel deve ser reduzido a menos do que 400 R\$/m² para o projeto se tornar atrativo.

No caso de projetos cuja fonte geradora de energia é a radiação solar, devido à intermitência natural, a disponibilidade do recurso no local se torna essencial no projeto. Com base nas boas práticas, o recurso solar na região de interesse deveria exceder o valor de DNI anual de 1900 kWh/m².ano ou de preferência estar acima dos 2100 kWh/m².ano (SHEKHAR; PORUHIT, 2012). Como visto no presente trabalho, a localidade em questão apresenta um valor de DNI anual de 1613 kWh/m².ano, portanto, o desempenho do sistema CSP Fresnel, a quantidade de biomassa economizada e a viabilidade do projeto são notavelmente afetados.

Atualmente no Brasil, a utilização da tecnologia CSP Fresnel não se apresenta como uma opção atraente devido ao alto investimento inicial e custos de operação e manutenção requeridos em relação à economia monetária obtida pela redução no consumo de combustível. E no caso deste trabalho, se deve também às condições de incidência de radiação solar local e à ampla disponibilidade de biomassa com preços acessíveis. A integração CSP ao invés de se ver como uma opção de economia em biomassa e monetária, em princípio, pode-se abordar do ponto de vista do aproveitamento de uma fonte de energia renovável, inesgotável e como oportunidade de encaminhar o desenvolvimento de modelos próprios com fabricação local.

Com relação à proposta de hibridização utilizando-se coletores do tipo placas planas, identificou-se, da mesma forma, que poucas modificações na planta existente seriam necessárias. A possibilidade de

se utilizar a cobertura da empresa para a instalação do campo solar, reflete uma característica positiva deste sistema.

Outro ponto positivo diz respeito ao fato da indústria em questão apresentar demanda por água quente bastante estável durante o dia. Porém, o fornecimento de calor de processo através desse sistema requer o apoio do sistema de geração convencional, visto que a participação da energia solar na geração total depende das condições de radiação no local e da operação de um sistema de armazenamento.

Comparativamente ao sistema Fresnel, o campo de coletores planos apresentou melhor desempenho térmico e atratividade econômica quando os sistemas foram dimensionados para suprir, na condição de ponto de projeto, a demanda de água quente da indústria. Além disso, os resultados apontam que deve haver atratividade econômica para o investimento para coletores custando entre 300 e 500 R\$/m².

Do ponto de vista técnico e econômico, não resulta conveniente acrescentar a área de coletores visando-se aumentar a economia de biomassa na planta híbrida sem um sistema de armazenamento térmico representado pela instalação de um tanque de equalização adicional. Este sistema vai permitir a redução do consumo de vapor, o fornecimento prolongado de energia no ano da fonte solar e em manter controlada a temperatura de consumo evitando perdas desnecessárias de energia.

Como trabalhos futuros, sugere-se:

- Trabalhar no mapeamento das demandas térmicas de indústrias nas quais a integração de um campo solar apresente seu melhor desempenho térmico e rendimento lucrativo.
- Analisar a planta híbrida incorporada em indústrias de outras localidades do Brasil, que apresentem melhores índices de radiação solar e onde estejam disponíveis para as simulações os dados TMY respectivos.
- Analisar a hibridização da planta solar-biomassa, tanto para o campo Fresnel quanto para placas planas, adequando os sistemas de armazenamento térmico respectivos.
- Aprofundar estudos relacionados à análise econômica das tecnologias mediante o cálculo do custo nivelado de calor, LCOH (*Levelized Cost of Heat*). Este fator, expressado em R\$/kWh_c, representa o preço mínimo ao qual, o calor gerado pelo sistema térmico pode ser vendido. É comumente usado como

parâmetro na análise comparativa entre as diferentes tecnologias CSP.

REFERÊNCIAS

- ABENGOA SOLAR S.A. **Minera El Tesoro**. Disponível em: <http://www.abengoasolar.com/web/es/plantas_solares/plantas_para_terceros/chile/index.html>.
- ABRAVA. **Manual de capacitação em projetos de sistemas de aquecimento solar**, abr. 2008.
- ALMEIDA PRADO, E. R.; LEMOS, F. L.; TROMBETA, A.; FERRAZ DE ALMEIDA, B. R. APROVEITAMENTO DE CONDENSADO E UTILIZAÇÃO DE VAPOR FLASH NO EXPANDER. **Engvista**, v. 14, n. 3, p. 322–330, 2012.
- ANDRADE, J.; RODRIGUEZ, M.; VANISSANG, C. Biomassa no Brasil, **Bolsista de Valor**, v. 1, p. 65–73, 2010.
- ANEEL. **Atlas Brasileiro de energia solar**, jun. 2017a.
- ANEEL. **BIG - Banco de Informações de Geração**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 12 dez. 2017b.
- ASME. **Fired Steam Generators ASME PTC4-2008**, New York, 2009, 294p.
- BACHELIER, C.; SELIG, M.; MERTINS, M.; STIEGLITZ, R.; ZIPF, V.; NEUHÄUSER, A.; STEINMANN, W. D. Systematic Analysis of Fresnel CSP Plants with Energy Storage. **Energy Procedia**, v. 69, p. 1201–1210, 2015.
- BARBELI, M. Gestão energética na indústria de papel e celulose no Brasil: perspectivas e potenciais de conservação de energia. In: XII, Bauru, SP, Brasil. **Anais...** 2005, 9p.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis, BR: Editora da UFSC, 1995.
- BERGER, M.; MOKHTAR, M.; ZAHLER, C.; AL-NAJAMI, M.; KRUGER, D.; HENNECKE, K. **Solar process steam for a**

pharmaceutical company in Jordan. AIP Conference Proceeding, v. 1734, n. 1, p. 100001-1 - 100001-6, 2016.

BERNHARD, R.; LAABS, H. G.; DE LALAIN, J.; ECK, M.; EICKHOFF, M.; POTTLER, K.; MORIN, G.; HEIMSATH, A.; GEORG, A.; HÄBERLE, A. **Linear Fresnel Collector Demonstration on the PSA. Part I—Design, Construction and Quality Control.** In: 14th International SolarPACES Symposium, Las Vegas, 2008.

BURIN, E. L. **Plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro assistidas por concentradores parabólicos.** Tese de doutorado, UFSC, Florianópolis, 2015, 157p.

CALDATO, M. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão.** Dissertação de mestrado, UNESP, São Paulo, 2004, 152p.

CARDOSO, A. **Análise da viabilidade econômica da utilização de aquecedores solares de água em resorts no nordeste do Brasil.** Dissertação de mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2006, 158p.

CHEMICAL ENGINEERING. **Chemical Engineering.** Disponível em: <<http://www.chemengonline.com/producing-solar-process-heat-with-fresnel-collectors-in-the-cpi/?printmode=1>>.

COLLE, S. **Notas de energia solar.** Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis, 2017.

CONAB. Safra 2016/2017. **Perspectivas para a agropecuária.** v.4, p. 1-129, 2016.

COT, A.; AMETTLER, A.; VALL-LLOVERA, J.; AGUILÓ, L.; ARQUE, J.; Termosolar Borges: a thermosolar hybrid plant with biomass. In: Third International Symposium on Energy from Biomass and Waste, Venice: [s.n.], **Anais ...** 2010, 5p.

DE SOUZA, K. T.; DE SOUZA MIRANDA, L.; SILVA, M. A. Aquecimento de água através do uso de coletores planos. **Bolsista de Valor**, v. 1, n. 1, p. 51–58, 2010.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. New Jersey: Wiley, 2013, 910p.

ELLIOTT, T.; CHEN, K.; SWANEKAMP, R.; **Standard handbook of powerplant engineering**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 1997, 961p.

EPE, **Balanco Energético Nacional 2017**, Rio de Janeiro, 2017.

FELDHOFF, F. Linear Fresnel Collectors. In: SFERA Summer School, Almeria: [s.n.], 2012, 59p.

GHARBI, N.; DERBAL, H.; BOUAICHAOU, F.; SAID, N.; A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. **Energy Procedia**, v. 6, p. 565–572, 2011.

GLOBAL NEVADACORP. **Solar**. Disponível em: <<http://globalnvcorp.com/>>.

HAAGAN, M. Solar Process Heat. **Energy Efficiency Business and Industry**, p. 27–29, 2013.

HEB, S. **Design solar thermal systems for selected industrial applications**. In: Solar Process Heat, [S.l.], [s.n.], 2011, 11p.

HEIMSATH, A.; BERN, G.; VAN ROOYEN, D.; NITZ, P. Quantifying Optical Loss Factors of Small Linear Concentrating Collectors for Process Heat Application. **Energy Procedia**, v. 48, p. 77–86, 2014.

HELIOSCSP. **Helioscsp- Solar thermal energy news**. Disponível em: <<http://helioscsp.com/>>.

HUSSAIN, C. M.; DUFFY, A.; NORTON, B. A Comparative Technological Review of Hybrid CSP-Biomass CHP Systems in Europe. In: International Conference on Sustainable Energy & Environmental Protection, Paisley: [s.n.], **Anais SEEP2015**, 2015, 9p.

IBGE. **Indicadores IBGE- Estatística da Produção Pecuária**. Brasília, 2017.

IBGE. **Inflação termina 2016 no menor nível em três anos.** Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2017/01/inflacao-termina-2016-no-menor-nivel-em-tres-anos-1>>

IDEAL. **América do Sol.** Disponível em: <<http://americadosol.org/potencial-solar-no-brasil/>>.

INDUSTRIAL SOLAR. **Technical Data linear Fresnel Collector LF-11.**

Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360128504000103>>.

IRENA. **Renewable energy technologies: cost analysis series - Concentrated solar power**, [S.l.], 2012.

IRENA. **Solar heat for industrial processes- Technology brief**, [S.l.], 2015.

JUNGES, C. **Energia e Sustentabilidade.** Disponível em: <<http://www.gazetadopovo.com.br/economia/energia-e-sustentabilidade/demanda-por-madeira-para-producao-de-energia-vai-dobrar-ate-2020-no-brasil-3bwoxueignjkh9yquktzk2q7s>>.

KALOGIROU, S. **Solar Energy Engineering Processes and Systems**. 1. ed. San Diego: Elsevier Inc, 2009.

KALOGIROU, S. A. Solar Thermal Collectors and Applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004.

KURUP, P. **Solar industrial process heat potential - A California highlight.** In: RENEWABLES AND CLEAN ENERGY FOR INDUSTRIES. California - EUA, 29 nov. 2016.

KUTSCHER, C. F.; DAVENPORT, R. L.; DOUGHERTY, D. A.; GEE, R. C.; MASTERSON, M. P.; MAY, K. E. **Design approaches for solar industrial process heat systems.** Colorado- U.S: U.S Department of Energy, 1982, 415p.

LOPES, G. D. A.; BRITO, J. O.; MOURA, L. F. de. **USO ENERGÉTICO DE RESÍDUOS MADEIREIROS NA PRODUÇÃO DE CERÂMICAS**

NO ESTADO DE SÃO PAULO. **Ciência Florestal**, v. 26, n. 2, p. 679–786, 2016.

MAUTHNER, F. **Solar heat for industrial applications**. In: SOLTRAIN training course, Petroria: [s.n.], 2014, 48p.

MILLS, D. R.; MORRISON, G. L. Compact linear Fresnel reflector solar thermal powerplants. **Solar energy**, v. 68, n. 3, p. 263–283, 2000.

MINISTERIO DE ECONOMIA INDUSTRIA Y COMPETITIVIDAD. **Descripción de empresas y proyectos SHIP**. In: Plataforma tecnológica de la energía solar y concentración, Madrid: [s.n.], 2017, 69.

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

NOVATEC SOLAR. **NOVATEC SOLAR · Concentrating Solar Power**. Disponível em: <<http://www.novatecsolar.com/80-1-Liddell.html>>. Acesso em: 1 nov. 2017.

PATNODE, A. **Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants**. Dissertação de mestrado, University of Wisconsin, Wisconsin, 2006, 249p.

PETERSEIM, J. H.; WHITE, S.; TADROS, A.; HELLWIG, U. Concentrating solar power hybrid plants – Enabling cost effective synergies. **Renewable Energy**, Renewable Energy for Sustainable Development and Decarbonisation. v. 67, n. Supplement C, p. 178–185, 1 jul. 2014.

PRASAD, S. B. Biomass-Fired Steam Power Cogeneration System: A Theoretical Study. **Pergamon**, v. 36, n. 1, p. 65–77, 1995.

SCHENK, H.; HIRSCH, T.; FELDHOFF, J. F.; WITTMANN, M. Energetic comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector systems. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 136, n. 4, p. 041015, 2014.

SERVERT, J.; SAN MIGUEL, G.; LOPEZ, D.; OTHERS. Hybrid solar-biomass plants for power generation; technical and economic assessment. **Global Nest Journal**, v. 13, n. 3, p. 266–276, 2011.

SHEKHAR, S.; PORUHIT, I. Prospects of Concentrating Solar Power (CSP) Generation in India. In: India. **Anais...** In: COMPENDIUM OF NATIONAL TRAINING PROGRAMME ON RETSCREEN INTERNATIONAL SOFTWARE FOR EVALUATION OF RENEWABLE ENERGY PROJECTS. India, 2012.

SHORT, W.; PACKKEY, D. J.; HOLT, T. **A manual for the Economic Evaluation of Energy Efficiency and Renewable Energy Technologies**. 1. ed. Colorado- U.S: U.S Department of Energy, 1995.

SCHRUFER, J.; RAU, C. **Como atrair investimentos em energia heliotérmica- Uma guia para Estados brasileiros**, Brasília, 2017.

SILVA, A. C. C. da. **Conservação e gerenciamento de energia em sistemas de vapor**. 2013. UTFPR, Curitiba, 2013, 170p.

SOLAR PAYBACK. **Solar Heat for Industry**, Alemanha, 2017. .

SOLARGIS. **Solar maps**. Disponível em: <<https://solargis.info/>>.

SRINIVAS, T.; REDDY, B. V. Hybrid Solar–biomass Power Plant without Energy Storage. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 2, p. 75–81, 2014.

STRUCKMANN, F. **Analysis of a flat-plate solar collector**, [S.l], 2008.

TAIBI, E.; GIELEN, D.; BAZILIAN, M. The Potential for Renewable Energy in Industrial Applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 1, p. 735–744, 2012.

TOGAWA, V. **Uso do Vapor na Indústria**. Disponível em: <<http://togawaengenharia.com.br/uso-do-vapor-na-industria/>>.

TOLMASQUIM, M. T.; GUERREIRO, A.; GORINI, R. Matriz energética brasileira: uma prospectiva. **Novos estudos CEBRAP**, n. 79, p. 47–69, 2007.

UNIDO. **Renewable energy in industrial applications**, New York, 2016.

VANNONI, C.; BATTISTI, R.; DRIGO, S. **Potential for Solar Heat in Industrial Processes**, Rome, 2008.

WAGNER, M. J.; ZHU, G. **A direct-steam linear Fresnel performance model for NREL's system advisor model**. In: ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability & 10th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference, San Diego, 2012.

WEISS, W.; SPORK-DUR, M.; MAUTHNER, F. **Solar heat worldwide**AEE INTEC, , maio 2017. .

ZELZOULI, K.; GUIZANI, A.; SEBAI, R.; KERKENI, C. Solar Thermal Systems Performances versus Flat Plate Solar Collectors Connected in Series. **Engineering**, v. 04, n. 12, p. 881–893, 2012.

APÊNDICE A- DADOS DE OPERAÇÃO E EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

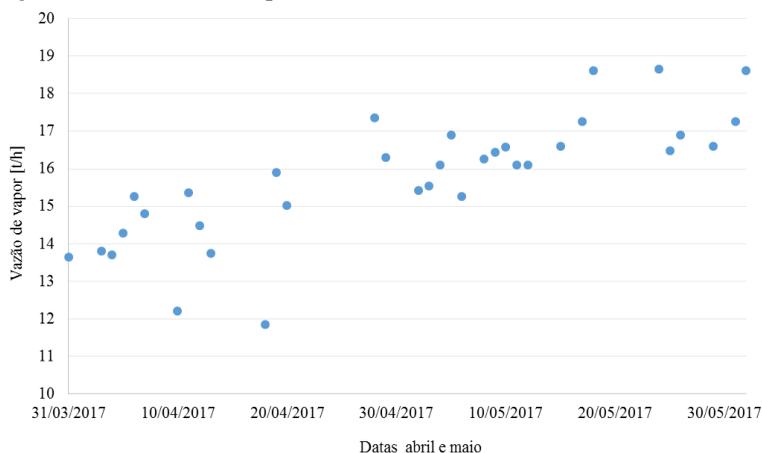
Os dados registrados no sistema gerador de vapor da empresa agroindustrial, a cada meia hora foram: pressão de operação, vazão de vapor, vazão e temperatura de água de alimentação, temperatura dos gases de combustão e porcentagem de oxigênio na chaminé. As vazões do vapor saturado gerado a 10 bar absoluto, ao longo do dia, oscilaram entre 12 t/h e 20 t/h. Na Figura 43 se apresenta o perfil de geração para dois dias típicos de produção. No dia 27 de abril foi realizado teste de performance do sistema de geração de vapor na carga de 75% (30 t/h), a qual foi mantida em regime permanente por 8 horas.

Figura 43- Vapor consumido em dois dias típicos de operação.



Na Figura 44, por sua vez, são apresentados os valores médios diários de consumo de vapor saturado na indústria para os meses de abril e maio de 2017.

Figura 44- Consumo de vapor médio diário.



Na Central Analítica da Universidade de São Paulo foi realizada a análise elementar do cavaco. Esta análise foi realizada utilizando-se o analisador elementar - Perkin Elmer 2400 series II. A composição do cavaco em base seca e livre de cinzas, bem como a composição completa em base úmida, são apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13- Composição do cavaco.

Elemental	Base seca e livre de cinzas	Base úmida
Carbono	46,3	29,4
Hidrogênio	6,4	4,1
Nitrogênio	0,4	0,3
Oxigênio	46,9	29,8
Umidade	--	36,2
Cinzas	--	0,2
TOTAL	100,0	100,0

No Laboratório de Química Orgânica da Universidade Federal do Paraná, setor Palotina, foi realizada análise imediata e determinação do poder calorífico do cavaco utilizando-se bomba calorimétrica marca IKA modelo C-200. Como forma de avaliar a eficiência térmica do gerador de vapor, foram determinados também os teores de carbono não queimado presentes em amostras de cinzas leves e pesadas coletadas após teste de desempenho. Os resultados referentes ao teor de carbono não queimado

presente nas cinzas são apresentados na Tabela 14. Na Tabela 15, por sua vez, são apresentados resultados referentes à determinação do poder calorífico do cavaco.

Tabela 14- Quantidade de carbono não queimado nas cinzas.

Operação [%]	kg C/ kg biomassa
40	0,0372
75	0,0240

Tabela 15- Poder calorífico do cavaco.

Poder calorífico	kJ/kg
PCS (base seca)	19040,2
PCS (base úmida)	12149,5
PCI (base úmida)	10366

O cálculo da eficiência do gerador de vapor nas cargas registradas foi realizado utilizando-se o método indireto. Na Figura 19 foi apresentado o volume de controle considerado para aplicação dos balanços de massa e energia.

Segundo Bazzo (1995), as perdas de energia pelos gases secos, umidade contida nos gases da chaminé, combustão parcial e perdas pelas purgas podem ser calculadas como apresentado nas Equações (A.1) à (A.5);

$$Q_{gs} = \frac{44}{12} (C - C_{nq}) \cdot \Delta h_{CO_2} + [0,7685 m_8^* + N] \cdot \Delta h_{N_2} + (e - 1) m_8^* \cdot \Delta h_{ar} \quad (A.1)$$

$$Q_{ug} = [9H + w + w_{ar} \cdot e \cdot m_8^*] \cdot \Delta h_{vp} \quad (A.2)$$

$$Q_g = Q_{gs} + Q_{ug} \quad (A.3)$$

$$Q_{cp} = C_{nq} \cdot [33900 + Ah_C] + 126 \cdot V_{gs} \cdot CO \quad (A.4)$$

$$Q_{pg} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_7} \cdot \Delta h_{pg} \quad (A.5)$$

Segundo ASME PCT-4 (2009), as perdas de energia referentes ao calor sensível das cinzas leves e pesadas podem ser calculadas segundo as Equações (A.6) e (A.7).

$$Q_{cz-pesada} = 0,6 \cdot m_{cz} \cdot \Delta h_{cz-pesada} \quad (A.6)$$

$$Q_{cz-leve} = 0,4 \cdot m_{cz} \cdot \Delta h_{cz-leve} \quad (A.7)$$

$$Q_{cz} = Q_{cz-pesada} + Q_{cz-leve}$$

As perdas de energia pelas paredes, como valor sugerido na literatura, podem ser consideradas como o 2% do PCI, como apresentado na Equação (A.8).

$$Q_{pa}=0,02 \cdot PCI \quad (A.8)$$

As perdas totais de energia, por sua vez, são calculadas segundo a Equação (2.6).

A eficiência para um ponto de operação é determinada como apresentada na Equação (2.5);

Na Figura 20, no corpo da dissertação, são apresentados os valores de eficiência calculados a partir dos dados de operação da caldeira registrados; sendo os resultados sobrepostos à curva sugerida pelo fabricante.

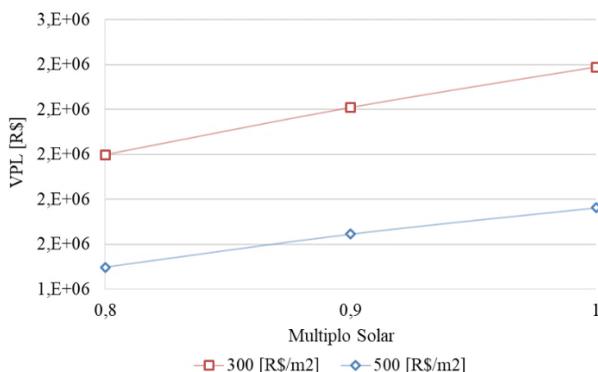
APÊNDICE B- VARIAÇÃO DE PARÂMETROS ECONÔMICOS COM O MULTIPLO SOLAR EM CAMPO DE COLETORES PLANOS

B.1. VARIAÇÃO COM O PREÇO DOS COLETORES

Como foi analisado, com o aumento da área não se consegue aumento considerável de economia em biomassa, de modo que a variação do VPL com o preço de coletores, foi feita para MS de 0,8 até 1,0 como apresentada na Figura 45.

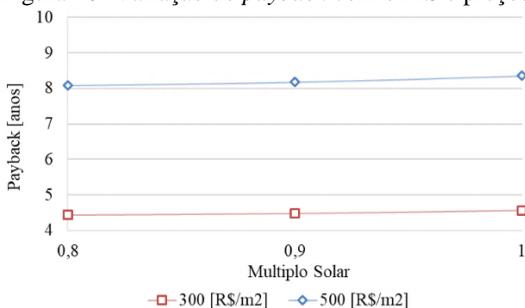
No intervalo de MS de 0,8 até 1,0, nos dois preços escolhidos, se percebe o aumento em 20% no VPL. Além disso, quando o preço dos coletores diminui de 500 para 300 R\$/m² o VPL incrementa quase em 40 %.

Figura 45- Variação do VPL com o MS e preços de coletores.



Na Figura 46 é apresentada a variação do *payback*, percebe-se que para preço de coletores de 500 R\$/m² o tempo de retorno do investimento é maior a 8 anos para os três casos de MS, embora o VPL tenha se apresentado alto. Por tanto, o preço dos coletores que beneficia e aumenta a atratividade do projeto é 300 R\$/m² ou menor.

Figura 46- Variação do *payback* com o MS e preços de coletores.



B.2. VARIAÇÃO COM O PREÇO DA BIOMASSA

Segundo mostrado na Figura 47, entre cada curva de preço do cavaco, o VPL aumenta de 330 mil a 400 mil reais. Porém, embora o VPL é maior que zero em todos os casos, quando a biomassa custa entre 160 R\$/t e 180 R\$/t, o tempo de retorno resulta acima de 7 anos (Figura 48), por tanto quando o custo do cavaco tenha incrementado no tempo a implementação de campo de coletores para serem usados na indústria se tornarão projetos viáveis e de maior concorrência.

Figura 47- Variação do VPL com o MS e preço da biomassa.

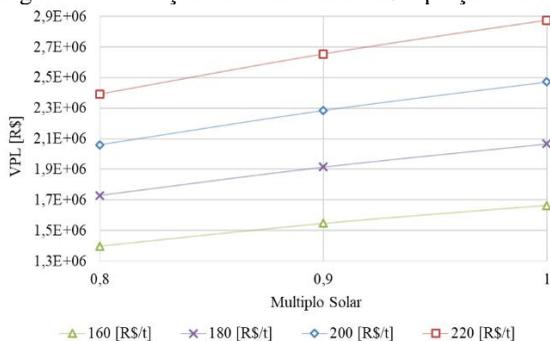
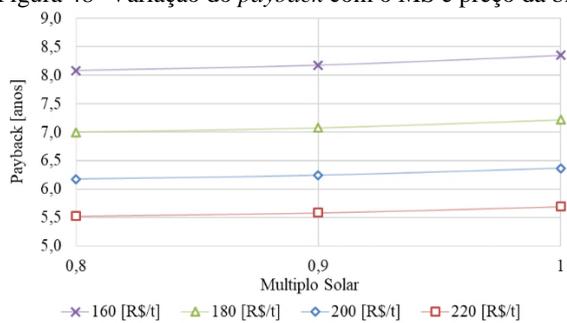


Figura 48- Variação do *payback* com o MS e preço da biomassa.

ANEXO A- DADOS METEOROLÓGICOS MÉDIOS MENS AIS

Na Tabela 16, são apresentados os dados meteorológicos do local onde se encontram as instalações do abatedouro, correspondentes ao ano 2016. O IAPAR – Instituto Agrônômico do Paraná, forneceu os valores mensais correspondentes à radiação global horizontal – GHI, Temperatura de bulbo seco – TBS e Umidade relativa – UR.

Tabela 16- Dados meteorológicos mensais.

Coordenadas	24,28° S 53,87° O		
	GHI	TBS	UR
Mês	kJ/m ² .dia	°C	%
Janeiro	23889	26,2	80
Fevereiro	23205	26,1	79
Março	19490	25,5	76
Abril	18226	23	77
Mai	13806	19,1	80
Junho	9975	17,7	81
Julho	11556	17,5	77
Agosto	16106	19,1	72
Setembro	18057	20,7	70
Outubro	20944	23,3	72
Novembro	25268	24,5	71
Dezembro	24537	25,6	77

Fonte: IAPAR (2016).

ANEXO B- FATORES DE CORREÇÃO DA EFICIÊNCIA ÓPTICA PARA REFLETORES FRESNEL

Na Tabela 17 são apresentados, os fatores de correção referentes à eficiência óptica em função do ângulo de incidência, do modelo do sistema Fresnel escolhido.

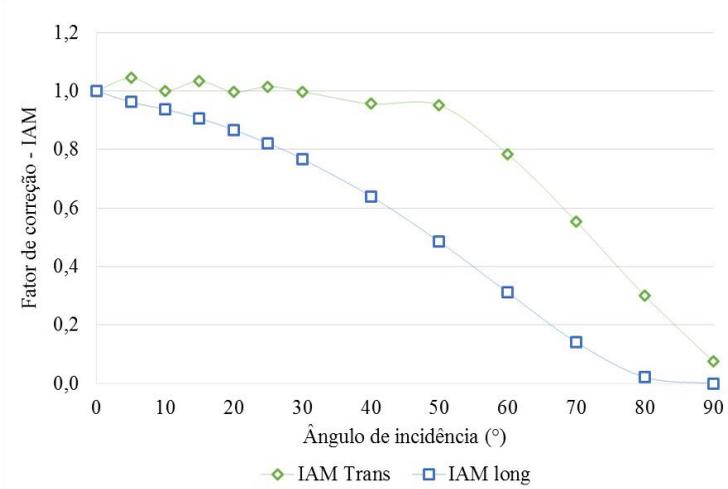
Tabela 17- Fator de correção longitudinal e transversal.

θ_i	IAM _l	IAM _t
0	1,000	1,000
5	1,044	0,962
10	1,000	0,937
15	1,034	0,907
20	0,996	0,867
25	1,015	0,821
30	0,998	0,768
40	0,956	0,640
50	0,951	0,485
60	0,784	0,311
70	0,553	0,141
80	0,300	0,022
90	0,075	0,000

Fonte: (INDUSTRIAL SOLAR, 2011)

Na Figura 49 se apresentam os fatores de correção na forma de gráficos, percebe-se que a curva de tendência do fator transversal exercerá maior influência no valor da eficiência óptica do campo Fresnel.

Figura 49- Fatores de correção da eficiência óptica.



Fonte: (INDUSTRIAL SOLAR, 2011)