

Alexandre Bittencourt de Sá

**PROCEDIMENTO PARA MODELAGEM DE UMA PLANTA
TERMOSSOLAR UTILIZANDO A TECNOLOGIA DE
COLETORES CILINDRO PARABÓLICOS**

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. Júlio César Passos

Florianópolis
2013

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

Sá, Alexandre Bittencourt de

Procedimento para modelagem de uma planta termossolar
utilizando a tecnologia de coletores cilindro parabólicos /
Alexandre Bittencourt de Sá ; orientador, Júlio César
Passos - Florianópolis, SC, 2013.

179 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Modelo físico. 3. Concentrador
cilindro parabólico. 4. Energia solar concentrada. 5.
Energias renováveis. I. Passos, Júlio César. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Alexandre Bittencourt de Sá

**PROCEDIMENTO PARA MODELAGEM DE UMA PLANTA
TERMOSSOLAR UTILIZANDO A TECNOLOGIA DE
COLETORES CILINDRO PARABÓLICOS**

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

Florianópolis, 29 de Outubro de 2013.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Programa

Banca Examinadora:

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Orientador/Presidente
UFSC

Prof. Edson Bazzo, Dr.
UFSC

Prof. Mario Henrique Macagnan, Dr.
Unisinos

Prof. Samuel Luna de Abreu, Dr.
IFSC

Este trabalho é dedicado a minha
querida mãe, pela inspiração e apoio.

AGRADECIMENTOS

Quero expressar meus agradecimentos a todos que contribuíram para a realização desta dissertação de mestrado: a CAPES pelo apoio financeiro; ao LEPTEN e ao POSMEC pelo espaço físico oferecido; a meu orientador, o Professor Júlio César Passos, pela oportunidade oferecida de trabalhar no âmbito das energias renováveis e pelos conselhos e orientação dados; a todos os integrantes do laboratório pela ajuda intelectual durante todas as etapas do meu mestrado; e ao colega Eduardo Burin por seus conselhos em momentos de dificuldades. Gostaria de agradecer também a pessoas importantes de minha vida particular: a minha família por sua compreensão e apoio incondicional de minha decisão de aprimorar minha formação científica, em especial a minha mãe Jussara Bittencourt, cujos passos segui ao decidir ingressar no mestrado e a meu pai Alamiro Sá, que foi minha inspiração para me tornar engenheiro; a minha companheira Manuela Prá, por toda sua paciência e compreensão; e a meus bons amigos que acompanharam minha trajetória sempre me apoiando e motivando.

Run, run rabbit run
Dig that hole, forget the sun,
And when at last the work is done
Don't sit down, it's time to dig another one.

(Roger Waters, Breathe, 1973)

RESUMO

No presente trabalho foi implementado um modelo de cálculo de uma planta termossolar, que utiliza a tecnologia de coletores cilindro parabólicos. Os diversos componentes da planta foram estudados separadamente e validados, utilizando dados de medição de uma planta real em operação e medições climatológicas e de radiação da região de onde a mesma está instalada. Com a finalidade de facilitar a reprodução do modelo como um todo, a modelagem de cada componente e suas respectivas considerações e simplificações físicas são detalhadamente descritas. Um sistema de ajuste automático de vazão foi adotado de forma a reproduzir o operador da planta, permitindo assim que se utilize a mesma ferramenta no estudo do comportamento da planta solar em outras regiões. Também se analisou o comportamento de uma planta termossolar hipotética, instalada em São João do Piauí – PI, para alguns dias típicos, utilizando dados de temperatura, velocidade do vento e radiação, medidos em uma estação solarimétrica naquela localidade. O mesmo foi efetuado para um ano típico meteorológico da região de Petrolina – PE, de forma a poder estudar o rendimento anual de uma planta termossolar em tal região.

Palavras-chave: coletor cilindro parabólico, energia renovável, energia solar concentrada, modelo físico.

ABSTRACT

In this work a calculation model of a thermal power plant, which uses the technology of parabolic trough collectors, was implemented. The various components of the power plant were studied separately and validated using measurement data from a real operational power plant, climatological measurements and radiation from the region where it is installed. With the purpose of facilitating the reproduction of the entire model, the modeling of each component and their physical considerations and simplifications are detailed separately. A simplified automatic control system was adopted in order to reproduce the plant operator, thus enabling to use the same tool in the study of the behavior of a solar power plant elsewhere. Also, the behavior of a hypothetical thermo plant located in São João do Piauí - PI was analyzed, for a few typical days, using data of temperature, wind speed and radiation, measured by a solarimetric station at that locality. The same was done for a typical meteorological year in the region of Petrolina - PE, in order to study the annual yield of a thermal power plant in this region.

Keywords: parabolic trough collectors, renewable energy, concentrated solar power, physical model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Correlação entre uso per capita anual de eletricidade com o índice de desenvolvimento humano.	38
Figura 2.1 - Parcelas de radiação para São João do Piauí no dia 01/06/2012.....	42
Figura 2.2 - Modelo geral de uma planta de geração termossolar.....	45
Figura 2.3 - Coletor Fresnel linear.	48
Figura 2.4 - Torre solar e campo de heliostatos.	49
Figura 2.5 - Concentrador disco parabólico.	50
Figura 2.6 - (a) Conjunto de coletores. (b) Elemento coletor térmico...	51
Figura 3.1 - Diagrama do Campo de Coletores.....	57
Figura 3.2 - Hemisfério celeste horizontal.	58
Figura 3.3 - Equação do tempo através dos dias do ano.....	59
Figura 3.4 - Rotação da Terra ao redor do Sol	61
Figura 3.5 - Declinação ao longo dos dias do ano.....	62
Figura 3.6 - Altitude Solar ao longo do dia para 06 de Junho e 31 de Dezembro para São João do Piauí.....	63
Figura 3.7 - Cosseno do Ângulo de Incidência ao longo do dia para 06 de Junho e 31 de Dezembro para São João do Piauí.	64
Figura 3.8 - Planta SEGS VI	65
Figura 3.9 - Campo solar da SEGS VI.	65
Figura 3.10 - Sombreamento das fileiras de coletores.....	67
Figura 3.11 - Perdas de final de linha em um elemento coletor	69
Figura 3.12 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 16 de setembro de 1998 no deserto de Mojave, Califórnia.	71
Figura 3.13- Balanço de energia em uma seção do conjunto absorvedor.	73
Figura 3.14 - Curvas de perdas térmicas em função da temperatura do fluido térmico: comparação dos resultados do presente modelo com os previstos pelos modelos de Patnode (2006) e Forristal (2003).	85
Figura 3.15 - Temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.....	86
Figura 3.16 - Temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave- SEGS VI.....	87
Figura 3.17 - Diagrama do ajuste automático da vazão de fluido térmico.	89
Figura 3.18 - Sistema automático de ajuste de vazão, comparativo da temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	90

Figura 3.19- Sistema automático de ajuste de vazão, comparativo da vazão volumétrica do fluido térmico na saída do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	90
Figura 3.20 - Diagrama do algoritmo do tanque de armazenamento. ...	91
Figura 3.21 - Temperatura do fluido térmico no tanque de armazenamento - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	92
Figura 3.22- Temperatura do fluido térmico no tanque de armazenamento - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	93
Figura4.1 - Ciclo de potência da SEGS VI.	96
Figura 4.2 - Ciclo de potência simplificado.	97
Figura 4.3 - Turbina de alta pressão.	101
Figura 4.4 – Reaquecedor.	103
Figura 4.5 - Turbina de baixa pressão.	105
Figura 4.6 – Condensador.	108
Figura 4.7 - Bomba de extração de condensado.	110
Figura 4.8 - Aquecedores de baixa pressão.	111
Figura 4.9 – Desaerador.	113
Figura 4.10 - Bomba de alimentação.	114
Figura 4.11 - Aquecedor de alta pressão.	115
Figura 4.12 - Pré-aquecedor.	116
Figura 4.13 – Caldeira.	118
Figura 4.14 – Superaquecedor.	119
Figura 4.15 - Trocador de calor.	120
Figura 4.16 - Diagrama do modelo físico do ciclo de potência.	124
Figura 4.17 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar do modelo 1- 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	138
Figura 4.18 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar do modelo 1- 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	138
Figura 4.19 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	140
Figura 4.20 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	140
Figura 4.21 - Potência gerada - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	141
Figura 4.22 - Potência gerada - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.	141
Figura 5.1 Potência gerada para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.	145
Figura 5.2 - Temperatura no vaso de expansão para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.	145

Figura 5.3 - Vazão volumétrica para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.	146
Figura 5.4 - Fração difusa da radiação em função do índice de limpidez para dados qualificados na localidade de São João do Piauí.	148
Figura 5.5 - Radiações global, difusa e direta em São João do Piauí no dia 06/06/2012.	149
Figura 5.6 - Velocidade do vento e temperatura em São João do Piauí no dia 06/06/2012.	149
Figura 5.7 - Radiações global, difusa e direta em São João do Piauí no dia 11/06/2012.	150
Figura 5.8 - Velocidade do vento e temperatura em São João do Piauí no dia 11/06/2012.	150
Figura 5.9 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.	151
Figura 5.10 - Temperaturas da saída do campo solar, do vaso de expansão e da saída do ciclo de potência para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.	151
Figura 5.11 - Potência gerada para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.	152
Figura 5.12 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 11/06/2012 em São João do Piauí.	152
Figura 5.13 - Temperaturas da saída do campo solar, do vaso de expansão e da saída do ciclo de potência para o dia 11/06/2012 em São João do Piauí.	153
Figura 5.14 - Potência gerada para o dia 11/06/2012, em São João do Piauí.	153
Figura 5.15 - Rendimento global médio mensal ao longo do ano para o modelo da SEGS VI em um TMY do deserto de Mojave, Califórnia.	156
Figura 5.16 - Rendimento global médio mensal ao longo do ano para o modelo da SEGS VI em um TMY de Petrolina, PE.	157
Figura 5.17 - Rendimento global anual da planta como função do incremento da área de espelhos do campo solar.	158

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Tipos de tecnologias de concentração solar e suas principais características.	47
Tabela 3.1 - Latitudes e longitudes locais.	60
Tabela 3.2 - Coeficientes de perdas ópticas e construtivas.	70
Tabela 3.3 - Parâmetros físicos e geométricos do campo solar.	72
Tabela 3.4 - Propriedades do gás no interior da região anular.	80
Tabela 4.1 - Parâmetros físicos e de condição nominal da planta.	122
Tabela 5.1 - Influência do ajuste automático de vazão no desempenho da planta.	144
Tabela 5.2 - Estudo de sensibilidade do intervalo de tempo utilizado no modelo para dois dias da região de São João do Piauí.	154
Tabela 5.3 - Análise de um TMY para o modelo da SEGS VI na região do deserto de Mojave, Califórnia.	155
Tabela 5.4 - Análise de um TMY de Petrolina para um modelo semelhante à SEGS VI.	157
Tabela 5.5 - Comparativo da variação do rendimento global anual da planta com o número de conjunto de coletores.	158

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AP - Alta Pressão

BP - Baixa Pressão

DNI – Direct Normal Irradiation (Irradiação Direta Normal)

DST - Direct Steam Generation (Geração Direta de Vapor)

EES - Engineering Equation Solver (Solucionador de Equações de Engenharia)

FORTTRAN - Formula Translation System (Sistema de tradução de fórmula)

FTC - Fluido de Transferência de Calor

HCE - Heat Collector Element (Elemento Coletor Térmico)

IDH - Índice de Desenvolvimento Humano

LEPTEN - Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia

NREL - National Renewable Energy Laboratory (Laboratório Nacional de Energias Renováveis)

NUT - Número de Unidades de Transferência

SAM - System Advisor Model (Modelo de Sistema Advisor)

SCA - Solar Collector Assemble (Conjunto de Coletores Solares)

SEGS - Solar Electric Generating Systems (Sistemas Solares de Geração Elétrica)

TMY - Typical Meteorological Year (Ano Típico Meteorológico)

TRNSYS - Transient System Simulation Tool (Ferramenta de Simulação de Sistemas Transientes)

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

A_{CS} – Área do campo solar [m²]

$C_{CA_{Min}}$ - Menor taxa de capacidade térmica da caldeira [kJ/s-K]

$C_{CA_{Max}}$ - Maior taxa de capacidade térmica da caldeira [kJ/s-K]

$C_{CD_{Min}}$ - Menor taxa de capacidade térmica do condensador [kJ/s-K]

$C_{CD_{Max}}$ - Maior taxa de capacidade térmica do condensador [kJ/s-K]

C_f - Taxa de capacidade térmica do fluido frio [kJ/s-K]

C_{Max} - Maior taxa de capacidade térmica [kJ/s-K]

C_{Min} - Menor taxa de capacidade térmica [kJ/s-K]

C_q - Taxa de capacidade térmica do fluido quente [kJ/s-K]

C_r - razão da capacidade térmica [-]

C_{RA_f} - Taxa de capacidade térmica do fluido frio no reaquecedor [kJ/s-K]

$C_{RA_{Max}}$ - Maior taxa de capacidade térmica do reaquecedor [kJ/s-K]

$C_{RA_{Min}}$ - Menor taxa de capacidade térmica do reaquecedor [kJ/s-K]

C_{RA_q} - Taxa de capacidade térmica do fluido quente no reaquecedor [kJ/s-K]

$C_{r,RA}$ - razão da capacidade térmica no reaquecedor [-]

$C_{r,SA}$ - razão da capacidade térmica no superaquecedor [-]

C_{SA_f} - Taxa de capacidade térmica do fluido frio no superaquecedor [kJ/s-K]

$C_{SA_{Max}}$ - Maior taxa de capacidade térmica do superaquecedor [kJ/s-K]

$C_{SA_{Min}}$ - Menor taxa de capacidade térmica do superaquecedor [kJ/s-K]

C_{SA_q} - Taxa de capacidade térmica do fluido quente no superaquecedor [kJ/s-K]

D_{AE} - Diâmetro externo do tubo absorvedor [m]

D_{AI} - Diâmetro interno do tubo absorvedor [m]

D_g - Diâmetro molecular do gás [m]

D_{VI} - Diâmetro interno do tubo de vidro [m]

D_{VE} - Diâmetro externo do tubo de vidro [m]

E - Equação do tempo [min]

$G_{Ac,A}$ – DNI acumulada em um ano de operação [MW h/ano]

$G_{Ac,d}$ – DNI acumulada em um dia de operação [MW h/dia]

G_{Ac,d_h} – DNI acumulada em um dia de operação em uma base horária [MW h/dia]

G_c - Radiação extraterrestre incidente em um plano perpendicular [W/m²]

G_{en} - Radiação extraterrestre incidente em um plano perpendicular
[W/m²]

GL - Ganhos de final de linha [-]

H - Altitude ou elevação [°]

HV - Hora ajustada pelo horário de verão [min]

K_d - Fração difusa [-]

K_t - Índice de limpidez [-]

L_{cc} - Comprimento do conjunto de coletores [m]

$L_{e,cc}$ - Espaçamento entre dois conjuntos de coletores [m]

L_{es} - Abertura total dos espelhos [m]

$L_{es,ef}$ - Abertura efetiva dos espelhos [m]

L_{EVC} - Comprimento efetivo de uma volta de coletores [m]

L_{focal} - Distância focal dos espelhos [m]

L_{sp} - Espaçamento entre os coletores [m]

L_{VC} - Comprimento de uma volta de coletores [m]

MI - Modificador de ângulo de incidência [-]

M_T - Massa total do FTC no vaso de expansão [kg]

Nu_{DAI} - Nusselt médio do FTC no interior do tubo absorvedor [-]

Nu_{DVE} - Nusselt médio para o exterior do tubo de vidro [-]

NUT - Número de unidades de transferência [-]

NUT_{CA} - Número de unidades de transferência da caldeira [-]

NUT_{CD} - Número de unidades de transferência do condensador [-]

NUT_{RA} - Número de unidades de transferência do reaquecedor [-]

NUT_{SA} - Número de unidades de transferência do superaquecedor [-]

P_{Des} - Pressão no desaerador [kPa]

PL - Perdas por final de linha [-]

P_{mmHg} - Pressão na região anular entre o tubo absorvedor e o de vidro
[mmHg]

Pr_{AI} - Prandtl do FTC na temperatura da parede interna do tubo
absorvedor [-]

Pr_{ar} - Prandtl para o ar ambiente [-]

Pr_{AV} - Prandtl do gás na região anular [-]

Pr_F - Prandtl do FTC em sua temperatura média [-]

PS - Perdas por sombreamento [-]

$P_{Turb_{AP,e}}$ - Pressão do vapor na entrada da turbina de alta pressão [kPa]

$P_{Turb_{AP,e_{Ref}}}$ - Pressão de referência do vapor na entrada da turbina de alta
pressão [kPa]

$P_{Turb_{BP,e}}$ - Pressão na entrada da turbina de baixa pressão [kPa]

P_{TurbBP,e_Ref} - Pressão de referência na entrada da turbina de baixa pressão [kPa]
 $P_{TurbBP,s}$ - Pressão na saída da turbina de baixa pressão [kPa]
 P_{TurbBP,s_Ref} - Pressão de referência na saída da turbina de baixa pressão [kPa]
 $P_{TurbEX,1}$ - Pressão na primeira extração [kPa]
 $P_{TurbEX,1_Ref}$ - Pressão de referência na primeira extração [kPa]
 $P_{TurbEX,2}$ - Pressão na segunda extração [kPa]
 $P_{TurbEX,2_Ref}$ - Pressão de referência na segunda extração [kPa]
 $P_{TurbEX,3}$ - Pressão na terceira extração [kPa]
 $P_{TurbEX,3_Ref}$ - Pressão de referência na terceira extração [kPa]
 \dot{Q}_{CA} - Fluxo de calor na caldeira [kJ/s]
 $\dot{Q}_{CA_{Max}}$ - Fluxo de calor máximo na caldeira [kJ/s]
 \dot{Q}_{CD} - Fluxo de calor no condensador [kJ/s]
 $\dot{Q}_{CD_{Max}}$ - Fluxo de calor máximo no condensador [kJ/s]
 \dot{Q}_{Max} - Taxa máxima de transferência de calor [kJ/s]
 \dot{Q}_{PA} - Fluxo de calor no pré-aquecedor [kJ/s]
 \dot{Q}_{RA} - Fluxo de calor no reaquecedor [kJ/s]
 $\dot{Q}_{RA_{Max}}$ - Fluxo de calor máximo no reaquecedor [kJ/s]
 \dot{Q}_{SA} - Fluxo de calor no superaquecedor [kJ/s]
 $\dot{Q}_{SA_{Max}}$ - Fluxo de calor máximo no superaquecedor [kJ/s]
 Ra_{DAE} - Rayleigh obtido para o diâmetro externo do tubo absorvedor [-]
 Re_{DAI} - Número de Reynolds no interior do tubo absorvedor [-]
 Ra_{DVE} - Rayleigh obtido para o diâmetro externo do tubo de vidro [-]
 T_{AE} - Temperatura da parede externa do tubo absorvedor [°C]
 T_{AI} - Temperatura da parede interna do tubo absorvedor [°C]
 $T_{A,m}$ - Temperatura média na parede do tubo absorvedor [°C]
 T_{amb} - Temperatura do ar ambiente [°C]
 $T_{APC,e}$ - Temperatura na entrada do aquecedor AP [°C]
 $T_{AP,s}$ - Temperatura na saída do aquecedor AP [°C]
 $T_{AR,e}$ - Temperatura de entrada da água de arrefecimento [°C]
 $T_{AR,s}$ - Temperatura de saída da água de arrefecimento [°C]
 $T_{BPC,e}$ - Temperatura na saída da bomba de extração de condensado [°C]
 $T_{BP,s}$ - Temperatura na saída do aquecedor de baixa pressão [°C]
 T_C - Temperatura do céu [°C]
 $T_{CA,s}$ - Temperatura na saída da caldeira [°C]
 T_{cond} - Temperatura no condensador [°C]

$T_{Des,S}$ - Temperatura na saída do desaerador [°C]
 T_{EXT} - Temperatura média entre exterior do tubo de vidro e ar ambiente [°C]
 $T_{f,e}$ - Temperatura de entrada do fluido frio [°C]
 $T_{F,m}$ - Temperatura média do FTC no SCA [°C]
 $T_{F,m,e}$ - Temperatura média do FTC na entrada do SCA [°C]
 $T_{F,m,s}$ - Temperatura média do FTC na saída do SCA [°C]
 $T_{FTCC_{A,e}}$ - Temperatura do FTC na entrada da caldeira [°C]
 $T_{FTC,e}$ - Temperatura do FTC na entrada do ciclo de potência [°C]
 $T_{FTC,e,T}$ - Temperatura do FTC na entrada do vaso de expansão [°C]
 $T_{FTC_{P,A,e}}$ - Temperatura do FTC na entrada do pré-aquecedor [°C]
 $T_{FTC_{R,A,s}}$ - Temperatura do FTC na saída do reaquecedor [°C]
 $T_{FTC,T}$ - Temperatura do FTC no vaso de expansão [°C]
 $T_{Turb_{Ex,3}}$ - Temperatura da terceira extração [°C]
 TM - Hora no meridiano [min]
 $T_{Orvalho}$ - [°C]
 $T_{PA_{AL,s}}$ - Temperatura da água de alimentação na saída do pré-aquecedor
 $T_{q,e}$ - Temperatura de entrada do fluido quente [°C]
 TS - Tempo solar [min]
 $T_{Turb_{AP,e}}$ - Temperatura do vapor na entrada da turbina de alta pressão [°C]
 $T_{Turb_{AP,s}}$ - Temperatura na saída da turbina de alta pressão [°C]
 $T_{Turb_{BP,e}}$ - Temperatura do vapor na entrada da turbina de baixa pressão [°C]
 $T_{Turb_{BP,s}}$ - Temperatura na saída da turbina de baixa pressão [°C]
 $T_{Turb_{Ex,1}}$ - Temperatura da primeira extração [°C]
 T_{VAC} - Temperatura média no vácuo entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro [°C]
 T_{VE} - Temperatura da parede externa do tubo de vidro [°C]
 T_{VI} - Temperatura da parede interna do tubo de vidro [°C]
 \dot{V}_{FTC} - Vazão volumétrica do FTC [m³/s]
 $W_{Ac,A}$ - Potência acumulada em um ano de operação [MW h/ano]
 $W_{Ac,d}$ - Potência acumulada em um dia de operação [MW h/dia]
 $W_{Ac,dh}$ - Potência acumulada em um dia de operação em uma base horária [MW h/dia]
 W_{Gerada} - Potência gerada da planta [MW]
 $W_{Gerada_{Ref}}$ - Potência nominal da planta [MW]

\dot{W}_{Turb_1} - Potência gerada pela primeira seção da turbina AP [MW]
 \dot{W}_{Turb_2} - Potência gerada pela segunda seção da turbina AP [MW]
 \dot{W}_{Turb_3} - Potência gerada pela primeira seção da turbina BP [MW]
 \dot{W}_{Turb_4} - Potência gerada pela segunda seção da turbina BP [MW]
 \dot{W}_{Turb_5} - Potência gerada pela terceira seção da turbina BP [MW]
 UA - Relação entre o coeficiente global de troca de calor e a área da superfície [kJ/s-K]
 UA_{CA} - UA da caldeira [kJ/s-K]
 UA_{CARef} - UA de referência da caldeira [kJ/s-K]
 UA_{CD} - UA do condensador [kJ/s-K]
 UA_{CDRef} - UA de referência do condensador [kJ/s-K]
 UA_{PARef} - UA de referência do pré-aquecedor [kJ/s-K]
 UA_{RA} - UA do reaquecedor [kJ/s-K]
 UA_{RARef} - UA de referência do reaquecedor [kJ/s-K]
 UA_{SA} - UA do superaquecedor [kJ/s-K]
 UA_{SARef} - UA de referência do superaquecedor [kJ/s-K]
 X - Constante de correção para as vazões da extração [-]
 Z - Zênite [°]

Letras Minúsculas

a- Coeficiente de acomodação [-]
 b - Coeficiente de iteração entre as moléculas [-]
 $c_{p,AR}$ - Calor específico da água de arrefecimento [kJ/kg-K]
 $c_{p,CA,q}$ - Calor específico do fluido quente na caldeira [kJ/kg-K]
 $c_{p,f}$ - Calor específico do fluido frio [kJ/kg-K]
 $c_{p,FTC}$ - Calor específico do FTC [kJ/kg-K]
 $c_{p,FTC,e}$ - Calor específico do FTC na entrada do vaso de expansão [kJ/kg-K]
 $c_{p,FTC,T}$ - Calor específico do FTC médio do vaso de expansão [kJ/kg-K]
 $c_{p,g}$ - Calor específico a pressão constante de um gás [kJ/kg-K]
 $c_{p,q}$ - Calor específico do fluido quente [kJ/kg-K]
 $c_{p,SA,f}$ - Calor específico do fluido frio no superaquecedor [kJ/kg-K]
 $c_{p,SA,q}$ - Calor específico do fluido quente no superaquecedor [kJ/kg-K]
 $c_{p,RA,f}$ - Calor específico do fluido frio no reaquecedor [kJ/kg-K]
 $c_{p,RA,q}$ - Calor específico do fluido quente no reaquecedor [kJ/kg-K]
 $c_{v,g}$ - Calor específico a volume constante de um gás [kJ/kg-K]

f_f – Fator de fricção [-]
 g - Aceleração da gravidade [m/s²]
 h_{AV} - Coeficiente de transferência térmica entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro [W/m²-K]
 h_{ext} - Coeficiente de transferência térmica entre o tubo de vidro e o ambiente [W/m²-K]
 h_{FA} - Coeficiente de transferência térmica do FTC para o tubo absorvedor [W/m²-K]
 $i_{APC,e}$ - Entalpia na entrada do aquecedor AP [kJ/kg]
 i_{APC,e_s} - Entalpia isentrópica na entrada do aquecedor AP [kJ/kg]
 $i_{BPC,e}$ - Entalpia na entrada do aquecedor de baixa pressão [kJ/kg]
 i_{BPC,e_s} - Entalpia isentrópica na saída da bomba de extração de condensado [kJ/kg]
 i_{BPS} - Entalpia na saída do aquecedor de baixa pressão [kJ/kg]
 i_{CAS} - Entalpia na saída da caldeira [kJ/kg]
 $i_{Cond,s}$ - Entalpia na saída do condensador [kJ/kg]
 i_{FTCCAE} - Entalpia do FTC na entrada da caldeira [kJ/kg]
 $i_{FTC,e}$ - Entalpia do FTC na entrada do ciclo de potência [kJ/kg]
 $i_{FTCPA,e}$ - Entalpia do FTC na entrada do pré-aquecedor [kJ/kg]
 $i_{FTCRA,s}$ - Entalpia do FTC na saída do reaquecedor [kJ/kg]
 i_{PAS} - Entalpia na saída do pré-aquecedor [kJ/kg]
 $i_{TurbAP,e}$ - Entalpia do vapor na entrada da turbina de alta pressão [kJ/kg]
 $i_{TurbAP,s}$ - Entalpia do vapor na saída da turbina de alta pressão [kJ/kg]
 i_{TurbAP,s_s} - Entalpia isentrópica na saída da turbina de alta pressão [kJ/kg]
 $i_{TurbBP,e}$ - Entalpia na entrada da turbina de baixa pressão [kJ/kg]
 i_{TurbBP,s_s} - Entalpia isentrópica na saída da turbina de baixa pressão [kJ/kg]
 $i_{TurbEX,1}$ - Entalpia do vapor na primeira extração [kJ/kg]
 $i_{TurbEX,1_s}$ - Entalpia isentrópica do vapor na primeira extração [kJ/kg]
 $i_{TurbEX,2_s}$ - Entalpia isentrópica na segunda extração [kJ/kg]
 $i_{TurbEX,3_s}$ - Entalpia isentrópica na terceira extração [kJ/kg]
 k_A - Condutividade do tubo absorvedor [W/m-K]
 k_{ar} - Condutividade térmica do ar ambiente [W/m-K]
 k_{AV} - Condutividade térmica do gás na região anular entre o tubo absorvedor e o de vidro [W/m-K]
 k_{FTC} - Condutividade térmica do FTC [W/m-K]
 k_V - Condutividade do vidro [W/m-K]

\dot{m}_{AR} - Vazão mássica da água de arrefecimento [kg/s]
 \dot{m}_{ARRef} - Vazão mássica de referência da água de arrefecimento [kg/s]
 \dot{m}_f - Vazão mássica do fluido frio [kg/s]
 \dot{m}_{FTC} - Vazão mássica do FTC [kg/s]
 \dot{m}_{FTCRA} - Parcela de FTC direcionada ao reaquecedor [kg/s]
 $\dot{m}_{FTCRARef}$ - Vazão mássica de referência do FTC no reaquecedor [kg/s]
 \dot{m}_{FTCSA} - Parcela de FTC direcionada ao conjunto do superaquecedor [kg/s]
 $\dot{m}_{FTCSARef}$ - Vazão mássica de referência do FTC no superaquecedor [kg/s]
 \dot{m}_q - Vazão mássica do fluido quente [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbAP,1}$ - Vazão mássica na primeira seção da turbina AP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbAP,1Ref}$ - Vazão mássica de referência na primeira seção da turbina AP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbAP,2}$ - Vazão mássica na segunda seção da turbina AP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbBP,1}$ - Vazão mássica na primeira seção da turbina BP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbBP,2}$ - Vazão mássica na segunda seção da turbina BP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbBP,3}$ - Vazão mássica na terceira seção da turbina BP [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,1}$ - Vazão mássica da primeira extração [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,1Ref}$ - Vazão mássica de referência da primeira extração [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,2}$ - Vazão mássica da segunda extração [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,2Ref}$ - Vazão mássica de referência da segunda extração [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,3}$ - Vazão mássica da terceira extração [kg/s]
 $\dot{m}_{TurbEX,3Ref}$ - Vazão mássica de referência da terceira extração [kg/s]
 n - Número do dia do ano [-]
 n_{vc} - Número de laços de coletores no campo solar [-]
 \dot{q}''_{Dir} - Radiação direta normal [W/m²]
 $\dot{q}'_{Sol,U}$ - Radiação útil [W/m]
 \dot{q}'_{FA} - Troca térmica entre o FTC e o tubo absorvedor [W/m]
 $\dot{q}'_{Sol,A}$ - Parcela da radiação solar absorvida no tubo absorvedor [W/m]
 $\dot{q}'_{Sol,V}$ - Parcela da radiação solar absorvida no tubo de vidro [W/m]
 \dot{q}'_A - Troca térmica através do tubo absorvedor [W/m]
 \dot{q}'_{AV} - Troca térmica entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro [W/m]
 \dot{q}'_{AR} - Troca térmica radioativa entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro [W/m]

\dot{q}'_{AC} - Troca térmica convectiva entre o tubo absorvedor e o tubo de vidro [W/m]

\dot{q}'_V - Troca térmica através do tubo de vidro [W/m]

\dot{q}'_{PT} - Perdas térmicas do coletor para o ambiente [W/m]

\dot{q}'_{VR} - Troca térmica radioativa do tubo de vidro para o ambiente [W/m]

\dot{q}'_{VC} - Troca térmica convectiva do tubo de vidro para o ambiente [W/m]

$S_{Cond,s}$ - Entropia na saída do condensador [kJ/kg-K]

$S_{Des,s}$ - Entropia na saída do desaerador [kJ/kg-K]

$S_{TurbAP,e}$ - Entropia do vapor na entrada da turbina de alta pressão [kJ/kg-K]

$S_{TurbBP,e}$ - Entropia do vapor na entrada da turbina de baixa pressão [kJ/kg-K]

$S_{TurbEX,1}$ - Entropia do vapor na primeira extração [kJ/kg-K]

$S_{TurbEX,2}$ - Entropia na segunda extração [kJ/kg-K]

$S_{TurbEX,3}$ - Entropia na terceira extração [kJ/kg-K]

v_{FTC} - Velocidade média do FTC no interior do tubo absorvedor [m/s]

v_v - Velocidade do vento [m/s]

$x_{CA,s}$ - Título na saída da caldeira [-]

$x_{Cond,s}$ - Título do condensado na saída do condensador [-]

$x_{Des,s}$ - Título na saída do desaerador [-]

$x_{PA,s}$ - Título na saída do pré-aquecedor [-]

$x_{TurbAP,s}$ - Título do vapor na saída da turbina de alta pressão [-]

$x_{TurbBP,s}$ - Título do vapor na saída da turbina de baixa pressão [-]

Letras Gregas Maiúsculas

ΔT_{AP} - Salto de temperatura no aquecedor AP [°C]

$\Delta T_{AP,V}$ - Diferença entre a temperatura do vapor de extração com a do condensado na saída do aquecedor de alta pressão [°C]

$\Delta T_{AR,e}$ - Diferença entre a temperatura da água de resfriamento e a temperatura de saturação do vapor para a entrada do condensador [°C]

$\Delta T_{AR,s}$ - Diferença entre a temperatura da água de resfriamento e a temperatura de saturação do vapor para a saída do condensador [°C]

ΔT_{BP} - Salto de temperatura no aquecedor BP [°C]

$\Delta T_{BP,V}$ - Diferença de temperatura de projeto entre a temperatura do condensado na saída do aquecedor e a temperatura do vapor da extração [°C]

ΔT_{Des} - Salto de temperatura no desaerador [°C]

Letras Gregas Minúsculas

α_A - Absortividade do tubo absorvedor [-]

α_{ar} - Absortividade do ar ambiente [-]

α_{AV} - Difusividade térmica do gás na região anular [m²/s]

α_V - Absortividade do tubo de vidro [-]

β_{ar} - Coeficiente de expansão volumétrica do ar ambiente [1/K]

β_{AV} - Coeficiente de expansão volumétrica do gás na região anular [1/K]

γ - Taxa entre calores específicos [-]

δ - Declinação [°]

ε - Efetividade do trocador de calor [-]

ε_{CA} - Efetividade da caldeira [-]

ε_{CD} - Efetividade do condensador [-]

ε_{RA} - Efetividade do reaquecedor [-]

ε_{SA} - Efetividade do superaquecedor [-]

ζ_{EG} - Erro devido à precisão geométrica dos espelhos [-]

ζ_{ET} - Erro do tracker [-]

ζ_{EX} - Perdas extras [-]

ζ_{LE} - Fator de limpeza dos espelhos [-]

ζ_{LV} - Fator de limpeza do invólucro de vidro [-]

ζ_{SF} - Sombreamento devido às foles e suportes [-]

η_{bomba} - Rendimento das bombas [-]

η_{Bomba_A} - Rendimento da bomba de alimentação [-]

η_{Bomba_C} - Rendimento da bomba de extração de condensado [-]

$\eta_{bomba_{Ref}}$ - Rendimento de referência das bombas [-]

η_{CS} - Rendimento do campo solar [-]

η_{Ger} - Rendimento do gerador [-]

$\eta_{Ger_{Ref}}$ - Rendimento de referência do gerador [-]

$\eta_{Global,A}$ - Rendimento global da planta para o ano [-]

$\eta_{Global,d}$ - Rendimento global da planta para o dia [-]

$\eta_{ótico}$ - Rendimento ótico do campo solar [-]

$\eta_{Turb_{AP}}$ - Rendimento da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{AP,1}}$ - Rendimento da primeira seção da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{AP,1_{Red}}}$ - Rendimento de referência da primeira seção da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{AP,2}}$ - Rendimento da segunda seção da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{AP,2_{Red}}}$ - Rendimento de referência da segunda seção da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{AP_{Ref}}}$ - Rendimento de referência da turbina de alta pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP}}$ - Rendimento da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,1}}$ - Rendimento da primeira seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,1_{Red}}}$ - Rendimento de referência da primeira seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,2}}$ - Rendimento da segunda seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,2_{Red}}}$ - Rendimento de referência da segunda seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,3}}$ - Rendimento da terceira seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP,3_{Red}}}$ - Rendimento de referência da terceira seção da turbina de baixa pressão [-]

$\eta_{Turb_{BP_{Ref}}}$ - Rendimento de referência da turbina de baixa pressão [-]

θ - Ângulo de incidência [°]

θ_Z - Ângulo de Zênite [°]

λ - Longitude do local [°]

λ_p - Latitude padrão [°]

μ_{ar} - Viscosidade do ar ambiente [kg/m-s]

μ_{FTC} - Viscosidade do FTC [kg/m-s]

ν_{ar} - Viscosidade cinemática do ar ambiente [kg/m-s]

ν_{AV} - Viscosidade cinemática do gás na região anular [kg/m-s]

ξ - Caminho médio livre entre colisões de uma molécula [cm]

ρ_{ar} - Densidade do ar ambiente [kg/m³]

ρ_{RE} - Refletividade dos espelhos [-]

ρ_{FTC} - Densidade do FTC [kg/m³]

σ - Constante de Stefan-Boltzmann [W/m²-K⁴]

τ_V - Transmissividade do tubo de vidro [-]

Φ - Latitude [°]

ω - Ângulo horário [°]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	37
1.1. MOTIVAÇÃO.....	37
1.2. OBJETIVO GERAL.....	38
1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	39
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	41
2.1. ENERGIA SOLAR.....	41
2.2. TIPOS DE TECNOLOGIAS SOLARES PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA.....	43
2.2.1. Fotovoltaica.....	43
2.2.2. Plantas termossolares.....	44
2.3. SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR.....	46
2.4. SISTEMA SOLAR CILINDRO PARABÓLICO.....	50
2.4.1. SEGS.....	50
2.4.2. Principais componentes do campo de coletores.....	51
2.5. MODELAGEM DO SISTEMA.....	52
2.6. RESUMO.....	54
3. CAMPO DE COLETORES.....	57
3.1. RASTREAMENTO SOLAR.....	57
3.1.1. Hemisfério Celeste.....	57
3.1.2. Tempo Solar.....	58
3.1.3. Hora Angular.....	60
3.1.4. Declinação.....	61
3.1.5. Ângulo de Zênite.....	62
3.1.6. Ângulo de Incidência.....	63
3.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA.....	64
3.3. PERDAS DO CAMPO SOLAR.....	66
3.3.1. Modificador do ângulo de incidência.....	66
3.3.2. Sombreamento.....	67
3.3.3. Perdas de final de linha.....	68
3.3.4. Perdas ópticas e construtivas.....	69
3.3.5. Eficiência do campo solar e radiação útil.....	70
3.4. MODELO DE PERDAS TÉRMICAS DO CONJUNTO DE COLETORES.....	71
3.4.1. Balanço de energia.....	73
3.4.2. Troca térmica entre o fluido térmico e o elemento absorvedor.....	74
3.4.3. Condução através da parede do elemento absorvedor.....	77
3.4.4. Radiação absorvida no elemento absorvedor.....	77

3.4.5.	Transferência de calor entre o elemento absorvedor e o invólucro isolante	78
3.4.5.1.	Transferência de calor por convecção	78
3.4.5.2.	Transferência de calor por radiação	81
3.4.6.	Fluxo de calor através da parede do invólucro isolante	81
3.4.7.	Transferência de calor entre o invólucro isolante e o ambiente	82
3.4.7.1.	Transferência de calor por convecção	82
3.4.7.2.	Transferência de calor por radiação	84
3.4.8.	Radiação solar absorvida pelo invólucro de vidro.	84
3.4.9.	Resultados	85
3.5.	AJUSTE DE VAZÃO DO FLUIDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	87
3.5.1.	Ajuste Automático	88
3.5.2.	Resultados	89
3.6.	SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO	91
3.6.1.	Vaso de Expansão	91
3.6.2.	Resultados	92
3.7.	RESUMO DO CAPÍTULO	93
4.	CICLO DE POTÊNCIA	95
4.1.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA	95
4.2.	CICLO DE PROJETO	98
4.2.1.	Parâmetros iniciais	98
4.2.2.	Turbina de alta pressão	100
4.2.3.	Reaquecedor	103
4.2.4.	Turbina de baixa pressão	104
4.2.5.	Gerador.....	107
4.2.6.	Condensador	108
4.2.7.	Bomba de extração de condensado.....	110
4.2.8.	Aquecedor de baixa pressão.....	111
4.2.9.	Desaerador.....	112
4.2.10.	Bomba de alimentação.....	114
4.2.11.	Aquecedor de alta pressão	115
4.2.12.	Pré-aquecedor	116
4.2.13.	Caldeira	117
4.2.14.	Superaquecedor	119
4.2.15.	Análise dos trocadores de calor	119
4.3.	MODELO FÍSICO	122
4.3.1.	Parâmetros físicos e de condição nominal	122
4.3.2.	Parâmetros de entrada do modelo físico.....	123

4.3.3.	Considerações adicionais do modelo físico.....	124
4.3.4.	Condensador.....	125
4.3.5.	Queda de pressão nas turbinas	127
4.3.6.	Bomba de extração de condensado.....	128
4.3.7.	Aquecedor de baixa pressão.....	128
4.3.8.	Desaerador.....	129
4.3.9.	Bomba de alimentação.....	129
4.3.10.	Aquecedor de alta pressão.....	129
4.3.11.	Pré-aquecedor.....	130
4.3.12.	Caldeira.....	130
4.3.13.	Superaquecedor.....	132
4.3.14.	Turbina de alta pressão	133
4.3.15.	Reaquecedor	134
4.3.16.	Turbina de baixa pressão	135
4.3.17.	Gerador.....	137
4.4.	RESULTADOS	137
4.5.	RESUMO DO CAPÍTULO	142
5.	RESULTADOS E ESTUDOS DE CASO	143
5.1.	INFLUÊNCIA DO AJUSTE AUTOMÁTICO DE VAZÃO	143
5.2.	ESTUDO DE CASO PARA SÃO JOÃO DO PIAUÍ.....	146
5.2.1.	Qualidade da radiação.....	147
5.2.2.	Resultados.....	148
5.3.	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	154
5.4.	VERIFICAÇÃO DO DESEMPENHO ANUAL DO MODELO	155
5.5.	ESTUDO DE CASO PARA PETROLINA	156
6.	CONCLUSÃO	161
6.1.	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS ...	162
	REFERÊNCIAS	163
	APÊNDICE A – Cálculo de UA dos trocadores de calor.....	169
	ANEXO A – Propriedades do Therminol VP-1.....	173

1. INTRODUÇÃO

Esta dissertação de mestrado apresenta um procedimento para o estudo do comportamento de uma planta termossolar cilindro parabólica, capaz de operar em qualquer região em que os dados meteorológicos e solarimétricos estejam disponíveis. O modelo da termoeletrica foi avaliado e comparado com uma planta real em operação, utilizando dados de medição da planta e medições climatológicas e de radiação da região do deserto de Mojave, Califórnia, onde esta está instalada.

O modelo foi, então, aplicado as regiões de São João do Piauí, Piauí, e Petrolina, Pernambuco.

1.1. MOTIVAÇÃO

A crise de petróleo na década de 70 foi um fator crucial para evidenciar a dependência energética em combustíveis fósseis. Esta crise forçou os governos a repensarem a estratégia energética, abrindo uma oportunidade para as fontes renováveis de energia. O Governo americano, neste período, criou o “Energy Research and Development Agency” (atualmente o “Department of Energy”) que tinha como missão auxiliar no desenvolvimento de pesquisas na área. Em 1977 foi aberto na cidade de Golden, Colorado, o “Solar Energy Research Laboratory”, que veio a se tornar o “National Renewable Energy Laboratory”, ou NREL (NREL, 2013).

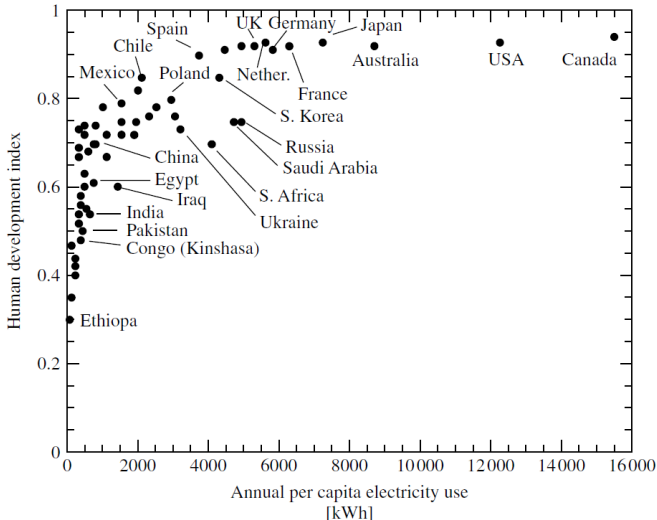
As incertezas do período fizeram com que várias tecnologias de geração de energia utilizando recursos renováveis fossem desenvolvidas e aprimoradas, inclusive as de geração solar através da tecnologia térmica e fotovoltaica. No caso da tecnologia de geração termossolar utilizando calhas parabólicas, foram instaladas plantas comerciais, que estão em operação, no sul da Califórnia no deserto de Mojave, as SEGS (Solar Electric Generating Systems).

Mesmo com a redução do preço do petróleo, novas preocupações atuais como os impactos ambientais da poluição associada à dependência das fontes fósseis, a forte dependência econômica mundial e o fato de ser uma fonte finita fizeram com que as fontes renováveis voltassem a ser mais atrativas.

Luque e Hegedus (2003) mostram a importância da geração energética no cenário atual, apresentando na Figura 1.1, uma relação entre a disponibilidade de energia elétrica com a qualidade de vida representada pelo índice de desenvolvimento humano. Em 2008 o Brasil ocupava a sexagésima posição no *ranking* de consumo per capita, com uma relação

de 2140 kWh/capita-ano, enquanto que o IDH era de 0,807 (70º lugar) (PNUD, 2013).

Figura 1.1- Correlação entre uso per capita anual de eletricidade com o índice de desenvolvimento humano.



Fonte: (LUQUE; HEGEDUS, 2003, p.2).

Grande parte da energia consumida atualmente é proveniente de combustíveis fósseis (PAVLOVIĆ et al., 2012). Espera-se ainda que o consumo de energia mundial aumente mais rápido que o próprio crescimento populacional, podendo dobrar nas próximas décadas. Apesar de atualmente possuir um papel pequeno no cenário de geração energética mundial, a geração proveniente da fonte solar apresenta um futuro promissor devido a seu grande potencial, sendo que conforme Chen (2011), a incidência solar anual é suficiente para suprir, em dez mil vezes, a demanda de energia mundial do ano de 2007.

A viabilidade de longo prazo para a fonte solar depende da redução de custos desta tecnologia da geração, ficando economicamente competitiva com carvão, gás natural e nuclear, ou da obtenção de subsídios de créditos de carbono (WAGNER, 2008).

1.2. OBJETIVO GERAL

Este estudo objetiva apresentar um procedimento detalhado para o equacionamento e modelagem termodinâmica de uma planta termossolar

de concentração cilindro parabólica, utilizada para geração elétrica. O procedimento de cálculo foi testado com os dados de operação de uma planta real em operação, no caso a SEGS VI.

1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No capítulo 2 é apresentada uma breve caracterização do Sol junto com a revisão sobre o estado da arte da geração energética solar, comparando o sistema fotovoltaico com o termossolar. São citados os tipos de tecnologia de concentração solar.

Procura-se dar ênfase à tecnologia de coletores cilindro parabólicos, explicando o funcionamento das plantas de geração termossolar e de seus equipamentos.

O capítulo 3 mostra a elaboração do modelo do campo de coletores, com o rastreamento solar e todas as perdas térmicas consideradas. Disserta-se também sobre o sistema de ajuste automático de vazão da planta, que torna possível o estudo do modelo em diferentes regiões do planeta, e o sistema de armazenamento térmico, que no presente modelo trata-se apenas de um vaso de mistura com uma quantidade de fluido de transferência de calor nele inserido.

O capítulo 4 apresenta o procedimento para gerar um modelo de ciclo de potência capaz de operar em condições muito fora da nominal.

O modelo gerado é utilizado para a região de São João do Piauí e Petrolina, e os resultados e limitações do mesmo são discutidos nos capítulos 5.

A conclusão desta dissertação apresenta uma síntese dos resultados de verificação da qualidade do modelo, suas potencialidades e limitações, bem como sugestões de aprimoramento para pesquisas futuras sobre este tema e/ou correlacionados.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. ENERGIA SOLAR

O recurso energético mais abundante para o ser humano é a energia solar. Mesmo com o seu grande potencial, o aproveitamento de tal energia muitas vezes não se torna economicamente viável. Comparada a outras fontes de energias renováveis, a energia solar é caracterizada como uma energia de baixa densidade, de aproveitamento relativamente difícil. Neste momento, a mesma representa apenas uma pequena parcela da produção energética mundial, entretanto, a longo prazo, vislumbra-se uma rápida ascensão (LUQUE; HEGEDUS, 2003).

O Sol, quando observado da Terra, comporta-se como um corpo negro a 5777 K e a intensidade de sua radiação, quando medida fora da atmosfera para uma distância média entre Terra-Sol, é de 1366 W/m^2 . Foi observado que a variação desta intensidade não foi maior que 0,1% em um século de medições, caracterizando-a como a constante solar (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

No entanto, este valor varia durante o ano conforme a distância entre a Terra e o Sol. Tal variação pode ser caracterizada pela equação (2.1).

$$G_{en} = G_c \left(1 + 0.33 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (2.1)$$

Onde G_{en} é a radiância extraterrestre incidente a um plano perpendicular no n ésimo (n) dia do ano e G_c representa a constante solar.

Além da intensidade de radiação, é interessante saber a direção com que tal radiação incide sobre uma superfície na Terra. É interessante esclarecer alguns aspectos sobre a influência da atmosfera na radiação incidente na terra.

Quando a radiação solar incide em um plano acima da atmosfera terrestre ela possui sua direção devidamente ordenada, porém, quando penetra a atmosfera, a mesma sofre alterações. Em um plano na superfície da terra podemos diferenciar três parcelas de radiação distintas, as radiações direta, difusa e global.

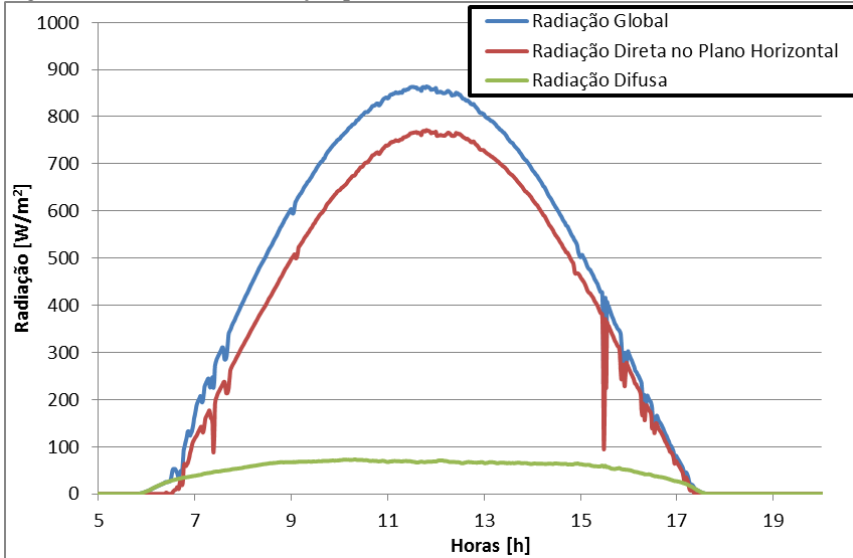
A radiação direta representa a parcela da radiação que não foi dispersa pelo ar, moléculas de água ou poeira da atmosfera. É a radiação proveniente diretamente do sol sem sofrer alteração em seu curso até chegar à superfície da Terra (DUFFIE; BECKMAN, 2006). A radiação

direta normal representa a radiação direta medida em um plano normal à sua direção. Dados medidos de radiação direta das regiões estudadas foram utilizados na modelagem do presente trabalho.

Radiação difusa, por sua vez, é a parcela que sofreu influência da atmosfera. Esta incide sobre o plano observador de diversas direções. Já a radiação global representa a soma das parcelas direta e difusa. Como neste trabalho estudam-se sistemas de concentração solar, apenas a parcela direta é aproveitada.

A Figura 2.1 apresenta as três parcelas de radiação medidas na estação do LEPTEN em São João do Piauí para o dia 01/06/2012.

Figura 2.1 - Parcelas de radiação para São João do Piauí no dia 01/06/2012.



O efeito de domo apresentado na figura acima se deve ao espalhamento e absorvidade da atmosfera sobre a radiação, que ocorre mesmo em dias claros. Tais efeitos são mais apreciáveis no começo e no final do dia, pois, devido à inclinação dos raios de radiação direta, os mesmos necessitam atravessar uma parcela maior de atmosfera.

2.2. TIPOS DE TECNOLOGIAS SOLARES PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

A energia solar pode ser convertida em energia elétrica utilizando dois processos distintos, a conversão fotovoltaica e através de ciclos termodinâmicos (DESIDERI et al., 2012).

2.2.1. Fotovoltaica

No ano de 1839 o físico experimental Edmund Becquerel, descobriu acidentalmente, durante um experimento envolvendo uma célula eletrolítica (composta por eletrodos de dois metais), que quando certos materiais são expostos à luz, é possível gerar uma corrente elétrica fraca. Ele nomeou este fenômeno de efeito fotovoltaico. Esta é a base do funcionamento dos painéis fotovoltaicos.

O silício é um dos principais materiais utilizados na construção de painéis fotovoltaicos, em virtude da grande quantidade de informações existente sobre este semicondutor, devido à indústria eletrônica e à sua abundância na natureza (MARTÍ, 2008).

Solangi et al. (2011) destacam o papel importante dos governos para o desenvolvimento destas novas tecnologias. Planos de incentivo governamentais, no sentido de acelerar o desenvolvimento e a da tecnologia fotovoltaica, vêm sendo implementados em vários países do mundo. A Alemanha pode ser mencionada como um exemplo. Neste país as instalações residenciais fotovoltaicas conectadas à rede podem vender o excedente de energia com uma tarifa mais elevada do que as de grandes centrais de geração elétrica, incentivando as pequenas instalações. Estas são chamadas de tarifas de subsídio ou tarifas-prêmio e, geralmente, possuem contratos de longo prazo com valores pré-estabelecidos para a venda de energia.

A tecnologia fotovoltaica parte do princípio de que a radiação solar, composta por unidades de energia discretas chamadas fótons, ao incidir sobre o material semicondutor do painel, faz com que o mesmo absorva fótons da radiação e entregue uma parcela desta energia em corrente elétrica.

Sistemas fotovoltaicos apresentam vantagens sobre os ciclos termodinâmicos quando se trata de aplicações domésticas ou micro plantas de geração, pois apresentam uma manutenção facilitada e produzem energia sem a necessidade de acompanhamento. Entretanto quando o tamanho da planta em questão é maior que alguns MW faz-se

necessário um estudo mais cauteloso sobre a tecnologia dos ciclos termodinâmicos (DESIDERI et al., 2012).

2.2.2. Plantas termossolares

Plantas termossolares vêm sendo desenvolvidas há mais de um século. Inicialmente seu uso se restringia às pequenas aplicações como o bombeamento de água, em potências de até 100 kWe (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Estas plantas têm como princípio de funcionamento concentrar e transformar a energia térmica solar em energia mecânica, gerando trabalho, podendo assim produzir energia elétrica.

A planta de geração termossolar, Figura 2.2, consiste basicamente em dois circuitos interligados. O primeiro é o campo de coletores, onde ocorre o aproveitamento da energia solar através do aquecimento do fluido térmico. Este campo é composto por laços de fileiras de conjuntos de coletores solares, do inglês (*Solar Collector Assembly*). Geralmente em plantas termossolares estes coletores podem ser de diferentes modelos e utilizam aparatos concentradores que serão melhor comentados na seção 2.3.

O campo solar pode ou não possuir um sistema de armazenamento térmico, dependendo da aplicação da planta. O armazenamento do calor excedente coletado no campo de coletores pode se tornar muito útil para suprir a demanda de energia térmica durante os transientes solares do dia, gerados por nuvens ou sombreamento, ou mesmo para gerar energia elétrica por algumas horas após o Sol já ter se posto, dependendo do tamanho do sistema (ORÓ et al., 2012).

Existem diferentes tipos de tecnologia de armazenamento:

- Armazenamento em calor sensível que utiliza tanto meios sólidos quanto líquidos. Os materiais empregados podem ser o concreto, de baixo custo, fácil manuseio e alto calor específico. Sais fundidos, óleos minerais e sintéticos são utilizados como meio líquido;
- Armazenamento em calor latente, ou seja, em meios em transição de fase, que permitem que o armazenamento seja feito de forma isotérmica para vários materiais utilizados. A forma mais comum seria o armazenamento em calor de fusão;
- Armazenamento químico, ou em potencial químico de reações.

A comparação de viabilidade de utilização dos diversos tipos de sistemas de armazenamento deve levar em conta tanto os custos, o quanto será armazenado, quanto os impactos ambientais (ORÓ et al., 2012). Em

uma planta termossolar, a instalação de um sistema de armazenamento pode melhorar tanto o desempenho quanto a disponibilidade de geração (BAYÓN et al., 2010).

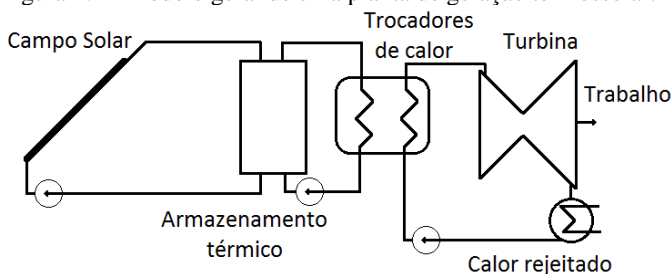
Já no segundo circuito, a conversão da energia térmica em mecânica e, posteriormente, em energia elétrica, ocorre através de um ciclo de Rankine. Para isto, o fluido de transferência de calor aquecido proveniente do armazenamento térmico, é encaminhado para trocadores de calor, utilizados para aquecer, evaporar e superaquecer a água, que é utilizada em uma turbina para gerar trabalho mecânico. O vapor na saída da turbina é encaminhado para um sumidouro de calor, um condensador, sendo então encaminhado a uma bomba de alimentação que aumenta a pressão do condensado antes de encaminhá-lo à caldeira.

A forma como isto ocorre depende da configuração do ciclo, que pode ou não possuir um ciclo de reaquecimento, diferentes números de aquecedores de condensado e extrações da turbina, entre outras diferenças.

O ciclo de potência para plantas puramente solares difere dos ciclos com base em combustíveis fósseis ou minerais por experimentar o transiente solar, tendo, ao menos uma vez por dia de operação, um arranque (*startup*) e um encerramento (*shutdown*). Isto se apresenta como um desafio de projeto para estes tipos de ciclo visto que variações da operação nominal da planta influenciam fortemente no rendimento da mesma.

O controle da planta, no caso das SEGS, ocorre através de um operador. Este operador, no modelo, é colocado como um controlador lógico.

Figura 2.2 - Modelo geral de uma planta de geração termossolar.



As plantas de geração termossolares podem ser classificadas com relação à temperatura de operação do fluido. A geração de baixa temperatura é para temperaturas menores que 100°C, utilizando coletores

de placas planas, com fluido de operação, sendo água ou ar. A geração de média temperatura é para temperaturas entre 100°C e 400°C, utilizando normalmente tubos evacuados com concentradores. A geração à temperatura elevada é para temperaturas maiores que 400°C, geralmente utilizam torres solares e plantas de alta concentração solar (PAVLOVIĆ et al., 2012).

Os sistemas termossolares apresentam algumas vantagens sobre os sistemas fotovoltaicos. Entre elas tem-se a possibilidade de instalação de um sistema de armazenamento térmico como comentado anteriormente. Outra vantagem deve-se ao fato de que o sistema térmico solar apresenta uma degradação de seu rendimento ao longo de sua vida de operação, considerando uma vida de 20 anos, em uma faixa abaixo de 3% com relação ao rendimento de seu primeiro ano, enquanto que esta degradação é consideravelmente mais apreciável para sistemas fotovoltaicos (DESIDERI et al., 2012).

2.3. SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO SOLAR

Concentradores solares são aparatos, espelhos ou lentes, que visam à concentração solar em um ponto ou uma linha. Esses artefatos concentradores, entretanto, aproveitam apenas a parcela direta da radiação solar, necessitando também de algum tipo de rastreamento ou seguidor solar para fazer com que os feixes de radiação direta estejam no foco dos mesmos.

Atualmente, as tecnologias solares mais difundidas comercialmente são as que não utilizam concentração solar. Entretanto, cabe mencionar que a concentração solar apresenta diversas vantagens.

Para o caso de sistemas fotovoltaicos, o aumento da temperatura do painel, proveniente da concentração solar, é indesejável, pois acarreta numa queda do rendimento e em uma maior deterioração do mesmo. Porém a utilização de concentradores possibilita reduzir a área necessária de células fotovoltaicas, que são elementos de alto custo. Esta redução possibilita utilizar células mais sofisticadas, mais caras, que seriam inviáveis em painéis grandes. Uma possibilidade muito visada são as células de tripla junção (InGaP/InGaAs/Ge) (FERNANDES et al., 2011).

As células fotovoltaicas de alta concentração possuem um rendimento superior, além de uma dependência do rendimento com a temperatura bem menor do que as células convencionais de silício.

O desempenho final de um sistema fotovoltaico com concentração, em regiões com boa qualidade de radiação direta, que se caracterizam pela alta irradiação normal direta (DNI, nos textos em inglês), principalmente

para grandes centrais, é bastante superior ao de sistemas sem concentração (NISHIOKA et al., 2006).

Já para a geração termossolar, a concentração solar no elemento absorvedor possibilita uma maior temperatura de operação, visto que o mesmo possui uma dimensão reduzida quando comparado a sistemas sem concentração, o que diminui consideravelmente as perdas térmicas com o ambiente (FILHO, 2013).

Para coletores de placas planas as temperaturas de operação não excedem 150°C mesmo nos modelos mais sofisticados, e em geral não passam de 100°C, enquanto que para sistemas com concentração solar esta temperatura pode facilmente atingir valores na ordem de 400°C ou mais.

A Tabela 2.1 permite uma abordagem comparativa entre as quatro principais tecnologias de concentração solar apresentando algumas de suas características.

Tabela 2.1 - Tipos de tecnologias de concentração solar e suas principais características.

Tipo de coletor	Maturidade da tecnologia	Faixa de concentração solar	Custo e eficiência termodinâmica relativos
Calha cilindro parabólica	Muito madura	15-45	Baixo e baixa
Fresnel Linear	Madura	10-40	Muito baixo e baixa
Torre solar	Mais recente	150-1500	Alto e alta
Disco parabólico	Recente	100-1000	Muito alto e alta

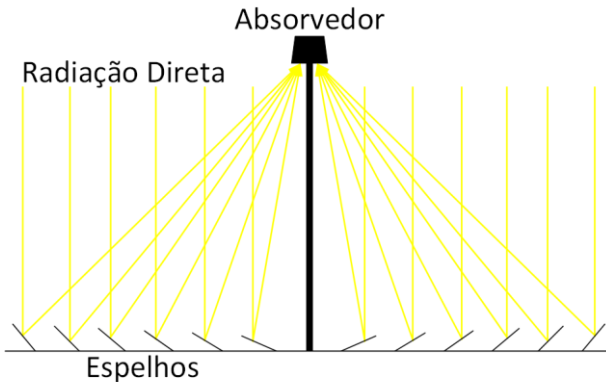
Fonte: Adaptado de Barlev et al., 2011.

O sistema com coletores cilindro parabólicos está dentro do escopo do presente estudo. O seu funcionamento é mais bem detalhado na próxima seção e seu esquema pode ser visto na Figura 2.6. Esta tecnologia de concentração solar apresenta-se como a mais desenvolvida entre todas, estando presente em diversas plantas de larga escala ao redor do mundo. Ele é utilizado geralmente para aquecer óleo mineral a temperaturas na faixa de 400 °C, apesar de estudos estarem sendo realizados na geração direta de vapor, trabalhando com água como fluido térmico e podendo operar com temperaturas superiores à comentada (BARLEV et al., 2011).

A tecnologia Fresnel linear opera de forma semelhante à do cilindro parabólico, existindo um elemento absorvedor, no interior do qual passa o fluido térmico, situado no foco dos espelhos ou lentes Fresnel. Este sistema geralmente também possui apenas um eixo de rastreamento solar e é caracterizado por seu custo reduzido, devido ao fato de os espelhos Fresnel lineares apresentarem uma geometria de fabricação mais simples e, portanto, de menor custo do que a dos espelhos cilindro parabólicos. Em 2009 a empresa alemã Novatec Biosol construiu uma planta com a tecnologia Fresnel linear chamada PE1, que possui capacidade nominal de 1,4 MWe, e seu bom funcionamento inspirou o projeto e a construção de plantas maiores utilizando este mesmo sistema (BARLEV et al., 2011).

O esquema da seção transversal de um concentrador com coletor Fresnel linear pode ser visto na Figura 2.3. Este consiste em um elemento absorvedor montado distante do chão, em uma altura geralmente entre 10 a 15 m. Os espelhos planos que rastreiam o sol formam uma parábola discretizada, cujo foco linear é o elemento absorvedor, paralelo aos espelhos (FILHO, 2013). Cada linha de espelhos tem o mesmo comprimento do elemento absorvedor, e as linhas encontram-se paralelas entre si.

Figura 2.3 - Coletor Fresnel linear.

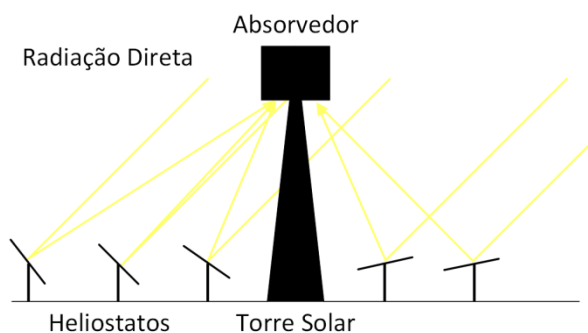


Fonte: Adaptado de Barlev et al., 2011.

A tecnologia de torres solares trabalha com concentração solar pontual e é a mais recente a entrar no mercado das plantas comerciais. Este sistema apesar de eficiente é consideravelmente mais caro, e está instalado em poucas regiões do mundo até o momento. Duas plantas

pioneiras de torres solares encontram-se no Deserto de Mojave. Estas são a Solar One (1981) e a Solar Two (1995), cada uma com potência nominal de 10 MWe e já foram desativadas (BARLEV et al., 2011). Como pode ser visto na Figura 2.4, o sistema de torre solar é composto de uma torre central com altura geralmente entre 75 a 150m, com o elemento absorvedor em seu topo, montada em um campo de coletores. Estes coletores consistem em espelhos planos que rastreiam o sol em dois eixos, os heliostatos, com área geralmente de 50 a 150 m², distribuídos circularmente ao redor da torre solar.

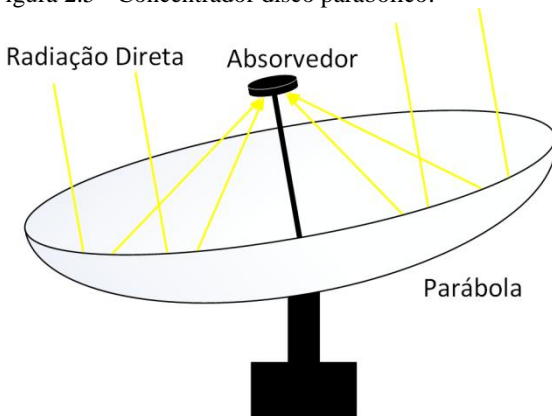
Figura 2.4 - Torre solar e campo de heliostatos.



Fonte: Adaptado de Barlev et al., 2011.

Outra tecnologia com concentração pontual é a de discos parabólicos, que podem fornecer uma taxa de concentração solar de até 1000 sóis e temperaturas que podem exceder 1500°C. Como mostrado na Figura 2.5, o concentrador é composto por um disco parabólico que rastreia o sol em dois eixos, em cujo foco encontra-se o elemento absorvedor. Estes sistemas de custo elevado possuem como nicho específico de mercado a geração elétrica em regiões remotas (MÜLLER-STEINHAGEN, 2004).

Figura 2.5 - Concentrador disco parabólico.



Fonte: Adaptado de Barlev et al., 2011.

Geralmente utiliza-se um motor Stirling ou uma turbina Brayton para a geração elétrica, sendo o ciclo Stirling mais eficiente porém mais caro. Devido à sua alta taxa de concentração solar o sistema de disco parabólico apresenta um grande potencial para ser empregado como concentrador na geração fotovoltaica.

De fato, além da tecnologia de discos parabólicos as lentes Fresnel também são muito utilizadas para a geração fotovoltaica com concentração, entretanto, qualquer um dos tipos de concentração pode ser utilizado para o mesmo fim (BARLEV et al., 2011).

2.4. SISTEMA SOLAR CILINDRO PARABÓLICO

O escopo deste trabalho engloba a tecnologia de concentração solar de calhas cilindro parabólicas, por ser um modelo mais consolidado, mais amadurecido, é considerado o de melhor custo benefício entre estas tecnologias (WENDEL, 2010).

2.4.1. SEGS

Como citado anteriormente, com a crise do petróleo, na década de 1970, surgiu a ideia de se utilizar a tecnologia termossolar com concentração cilindro parabólica para geração de eletricidade em grande escala (THOMAS; GUVEN, 1993). Desta forma, nove plantas geradoras foram instaladas, na década de 1980, no deserto de Mojave na Califórnia, conhecidas como SEGS (Solar Energy Generating Systems), cujas

potências variam entre 30 e 80 MWe. Estas plantas totalizam uma geração de pico de 354 MWe, abastecendo 300.000 residências e substituindo o equivalente a 2 milhões de barris de óleo por ano (NREL, 2013).

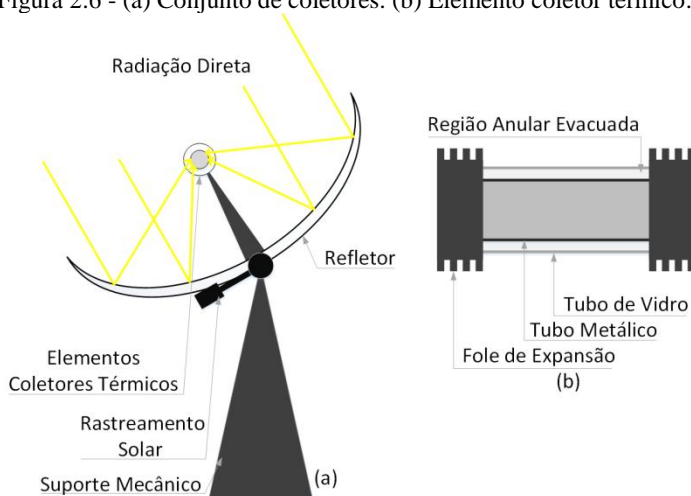
Embora algumas SEGS tenham complemento de geração por fonte de gás natural, destaca-se que o foco deste estudo é direcionado para plantas de geração que utilizam puramente a fonte termossolar.

Outro país que tem investido nesta tecnologia é a Espanha. Segundo (PAVLOVIĆ et al., 2012), atualmente existem cerca de 20 plantas de calhas parabólicas em operação ao redor do mundo, sendo que destas, 11 estão localizadas na Espanha. Ainda, verifica-se que mais 27 estão sendo construídas, sendo 22 localizadas na Espanha.

2.4.2. Principais componentes do campo de coletores

Cada conjunto de coletores concentradores cilindro parabólicos, Figura 2.6 (a), é formado por elementos coletores térmicos, HCE (*Heat Collector Element*), Figura 2.6 (b), por espelhos refletores, um sistema de rastreamento solar próprio e um suporte mecânico.

Figura 2.6 - (a) Conjunto de coletores. (b) Elemento coletor térmico.



O elemento coletor térmico encontra-se no foco dos espelhos parabólicos concentradores e possui um tubo metálico absorvedor com acabamento superficial espectralmente seletivo para absorver o máximo da radiação concentrada e emitir o mínimo no espectro infravermelho

(DUFFIE; BECKMAN, 2006). Este tubo é geralmente fabricado de aço inoxidável e o fluido térmico escoa em seu interior.

O fluido térmico utilizado nas SEGS é o óleo mineral Therminol VP-1 (THERMINOL, 2012). Algumas plantas utilizam o sistema de geração de vapor direta, DSG (*Direct Steam Generation*), onde o fluido térmico é a água. Para obter temperaturas na mesma faixa de operação do óleo mineral ou superiores, o sistema DSG necessita trabalhar com pressões elevadas, precisando de tubos metálicos mais resistentes e, por consequência, mais caros.

Concêntrico ao tubo metálico existe um tubo de vidro isolante. Este possui boa resistência e elevada transmissividade para a faixa de temperaturas de trabalho. Para evitar perdas ópticas o vidro passa por um tratamento anti-refletivo.

A região anular entre o tubo metálico absorvedor e o invólucro de vidro é evacuada, reduzindo consideravelmente as perdas térmicas convectivas para o ambiente. Relatórios sobre o funcionamento das SEGS mostram que este vácuo é gradativamente afetado ao longo dos anos, tanto por vazamentos ou quebra do invólucro, quanto pela difusão de hidrogênio liberado pelo fluido térmico através do elemento absorvedor.

Nas extremidades do coletor existem elementos sanfonados chamados de fole que fazem o isolamento entre o aço e o vidro, permitindo também a expansão térmica diferenciada dos diferentes materiais sem danificar tais elementos. A fixação do coletor na estrutura do conjunto de coletores ocorre no espaçamento entre dois foles.

A estrutura do conjunto de coletores possui um sistema de rastreamento ou seguimento solar (*Tracker*) independente, com eixo orientado no sentido norte-sul, rastreando o Sol de leste a oeste.

No interior do tubo absorvedor passa o fluido térmico, geralmente óleo mineral, operando em temperaturas de até 400° C. A radiação solar concentrada pelos espelhos é direcionada para o elemento coletor, que realiza a absorção de parte desta energia que, em seguida, é parcialmente transferida por condução e convecção para o fluido térmico.

2.5. MODELAGEM DO SISTEMA

Existem alguns *softwares* com modelos de plantas termossolares cilindro parabólicas implementados, tal como o *System Advisor Model*, SAM, (SAM, 2012). Apesar de apresentar alternativas de alteração de variáveis físicas do modelo, as mesmas, muitas vezes, são restritas a curvas empíricas obtidas da literatura. O SAM opera como uma caixa

preta, fazendo considerações e adaptações internas que, em muitos casos, não seriam adequadas para a planta em estudo.

Conforme Wagner e Zhu (2011), o SAM é um modelo genérico e pode ser utilizado para modelar não apenas plantas com coletores cilindro parabólicos, mas diversos tipos distintos de concentradores.

O *software* TRNSYS - *Transient System Simulation Tool* (TRNSYS 2006) é muito utilizado para estudar o comportamento de sistemas solares e também pode ser utilizado para efetuar a análise do comportamento de uma planta termossolar. O TRNSYS opera com uma estrutura de blocos, onde cada equipamento da planta funciona como um sistema separado. Apesar dos blocos de equipamentos serem *open source* e permitirem a alteração de seus parâmetros físicos para diferentes análises, estas modificações podem se tornar difíceis e exigem uma atenção redobrada, principalmente de quem não está familiarizado com FORTRAN.

Outro fator complicador decorre do fato de que o TRNSYS não fornece as propriedades dos fluidos de trabalho, tais como o óleo térmico, água e vapor, além das propriedades do ar utilizadas no balanço de perdas térmicas para o ambiente. Pode-se com certo esforço contornar isto, implementando no programa, componentes que detalham tais propriedades termodinâmicas.

A seguir, apresenta-se a descrição resumida de sete trabalhos, publicados entre 1995 e 2008, desenvolvidos no âmbito de sistemas termossolares que utilizam a tecnologia de concentração cilindro parabólica.

- Dudley (1994) apresenta um estudo sobre o coletor cilindro parabólico de modelo IST-PT. O mesmo foi testado com diversas combinações de materiais de propriedades ópticas distintas, e curvas de eficiência foram geradas para as várias configurações.
- Lippke (1995) apresenta um modelo termodinâmico detalhado para estudar o comportamento de uma planta SEGS em operação parcial. Os resultados do modelo foram comparados com os dados reais da planta e verificou-se que o mesmo é incapaz de reproduzir as condições reais ao longo do campo de coletores.
- Jones et al. (2001) comentam sobre outros modelos de plantas cilindro parabólicas que, entretanto, não são de domínio público, e discorre sobre algumas simplificações que podem ser utilizadas para facilitar a modelagem no TRNSYS.
- Stuetzle (2002) desenvolveu um modelo físico/empírico para a planta SEGS VI através do qual elaborou um algoritmo de ajuste

automático para a vazão do fluido térmico no campo solar. O ajuste tem como foco manter uma temperatura na saída do campo solar constante e seus resultados foram validados com os dados de medição da planta. O sistema automático de ajuste apresentou bons resultados para a faixa mais estável da operação da planta, porém não se comportou bem durante os períodos próximos ao início de operação (*startup*) e ao término da operação (*shutdown*).

- Forristal (2003) desenvolveu dois modelos físicos referentes às perdas térmicas de um coletor cilindro parabólico para o ambiente em EES: um unidimensional e outro bidimensional. Os modelos foram comparados entre si e verificou-se a faixa de operação em que os resultados do modelo mais simples estão muito próximos dos do modelo bidimensional. Ambos foram validados utilizando um coletor de bancada e dados de medição de uma planta em operação.
- Patnode (2006) desenvolveu um modelo físico detalhado da planta SEGS VI. Polinômios representativos das perdas térmicas e de desempenho do ciclo de Rankine foram desenvolvidos em EES e implementados em TRNSYS. O modelo, entretanto, necessita dos valores de medição da vazão do fluido térmico no campo de coletores uma vez que não possui um sistema de ajuste automático.
- Wagner (2008) apresenta uma metodologia para o projeto do modelo de um ciclo de potência simplificado. Inicialmente cria um ciclo para as condições nominais da planta desejada, e posteriormente, utilizando valores extraídos deste, desenvolve um modelo físico em que o ciclo de potência é capaz de operar em condições transientes.

2.6. RESUMO

Constata-se uma grande quantidade de relatos técnicos e modelos já programados e descritos na literatura visando à análise termodinâmica de plantas termosolares de concentração cilindro-parabólica. Com base nisto, este trabalho tem o intuito de realizar uma síntese de informações e produzir um modelo de simulação físico detalhado.

O modelo é implementado de forma que permita modificar facilmente os parâmetros físicos da planta, assim como os dados climatológicos da região em estudo.

Muitos dos trabalhos da literatura utilizam como valores de entrada da simulação os valores medidos da própria planta em operação, devido à complexidade de simular diversas destas condições, em especial a influência do operador.

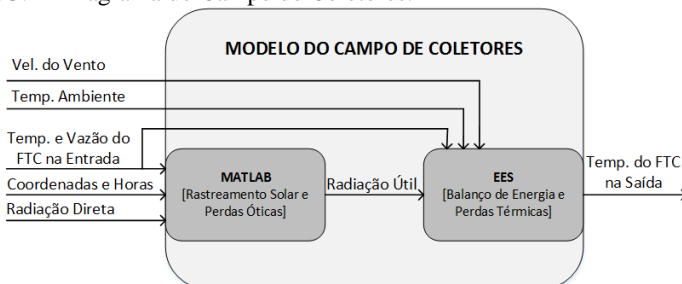
O procedimento aqui descrito irá simular tais condições de forma a se adequar, o máximo possível, ao comportamento de uma planta real.

3. CAMPO DE COLETORES

O campo de coletores é responsável pela absorção da energia solar térmica em um fluido de transferência de calor. O mesmo administra tal recurso, através do ajuste da vazão do fluido de transferência de calor, armazenando o mesmo em um tanque e enviando-o ao ciclo de potência para a geração de vapor.

No modelo, utilizou-se o *software Engineering Equation Solver* (EES) para o cálculo do balanço energético e as perdas térmicas dos coletores. O rastreamento solar e o transiente são controlados pelo programa *Matlab*, que alimenta o bloco EES, conforme apresentado no diagrama da Figura 3.1. Klein (2013) demonstra como efetuar a comunicação entre os dois programas. Um modelo detalhado é de suma importância visto que o campo solar está sujeito a diversas perturbações, tais como variações de temperatura ambiente, da velocidade do vento e variações da radiação direta devido à presença de nuvens (FONTALVO et al., 2013).

Figura 3.1 - Diagrama do Campo de Coletores.



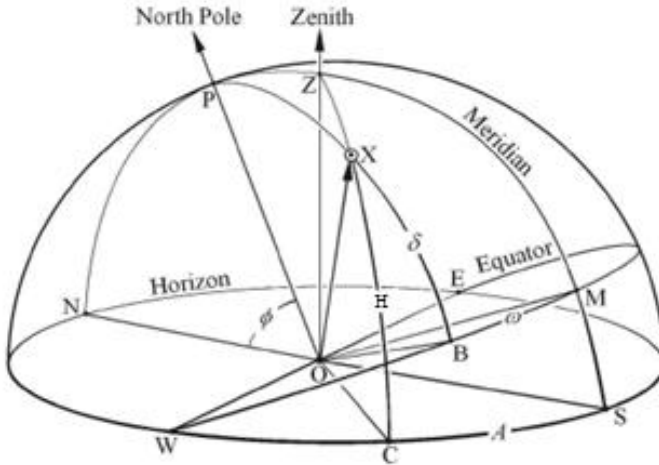
3.1. RASTREAMENTO SOLAR

3.1.1. Hemisfério Celeste

O Sol, assim como qualquer corpo celeste, pode ser rastreado no céu para qualquer observador, localizado em um ponto na superfície da Terra. Para tanto, se utiliza um grande hemisfério imaginário de raio indeterminado, chamado de hemisfério celeste (CHEN, 2011).

Para entender melhor o equacionamento do rastreamento solar é necessário conhecer alguns ângulos e planos de referência utilizados pela literatura, apresentados no hemisfério celeste horizontal na Figura 3.2.

Figura 3.2 - Hemisfério celeste horizontal.



Fonte: CHEN, 2011.

A extensão do centro da terra por um observador, em direção ao céu é chamado de Zênite (Z), e o plano, contendo o observador, perpendicular a esta projeção é chamado de Plano Horizontal. O horizonte divide a esfera em dois hemisférios, o superior no qual o céu é visível ao observador e o inferior, ocultado pela Terra.

A distância angular de um corpo celeste acima do horizonte é chamada de altura, altitude ou elevação (H). A altitude do Polo Norte corresponde à própria latitude do observador.

O grande círculo, conectando o Polo Norte com o Zênite, é chamado de meridiano. O Azimute é a coordenada que representa o ângulo do corpo celeste em relação ao meridiano.

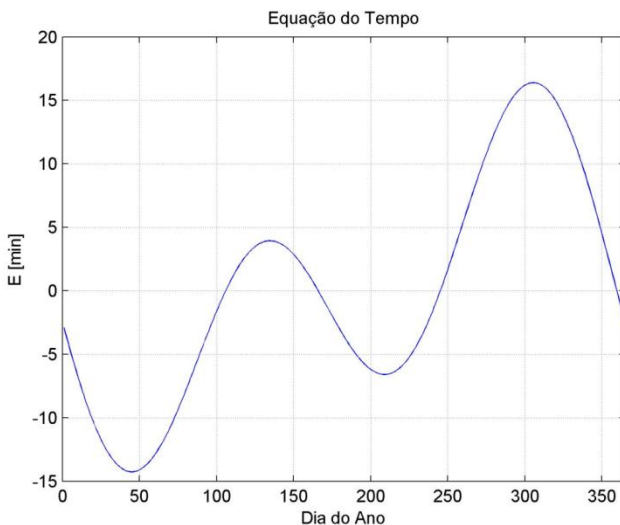
3.1.2. Tempo Solar

Representa o tempo aparente do Sol, tendo como meio dia solar a posição aonde o Sol cruza o meridiano do observador. O tempo solar, calculado a partir das coordenadas geométricas do observador e o tempo local, pode ser obtido a partir da equação do tempo.

$$\begin{aligned}
 E = 229,2 \left(0,000075 + 0,001868 \cos \left((n-1) \frac{360}{365} \right) \right. \\
 \left. - 0,032077 \sin \left((n-1) \frac{360}{365} \right) \right. \\
 \left. - 0,014615 \cos 2 \left((n-1) \frac{360}{365} \right) \right. \\
 \left. - 0,04089 \sin 2 \left((n-1) \frac{360}{365} \right) \right)
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Devido à trajetória elíptica que a Terra faz ao redor do Sol, a duração dos dias ao longo do ano é variável. A equação (3.1) representa esta variação ao longo do ano (SPENCER, como citado por IQBAL, 1983). A equação do tempo é calculada em minutos e sua variação pode ser vista na Figura 3.3.

Figura 3.3 - Equação do tempo através dos dias do ano.



O tempo solar, equação (3.2), dado em minutos, é obtido através de uma correção entre a hora do meridiano (TM), a hora na qual o observador usa como referência em seu relógio, e o meridiano do observador.

O Sol leva 4 minutos para transpor cada 1° de longitude devido à rotação da terra em torno de seu próprio eixo ocorrer na taxa de 15° por hora.

$$TS = TM + 4(\lambda_p - \lambda) + E \quad (3.2)$$

Na equação acima λ_p representa a longitude padrão, e λ a longitude do local, ambas fornecidas em graus.

Caso o local estudado esteja sujeito ao ajuste de horário de verão, a equação (3.3) deve ser aplicada.

$$TS = HV - 60 \quad (3.3)$$

Onde HV representa o horário local ajustado pelo horário de verão.

Os meridianos padrão (λ_{st}) e local (λ) e suas respectivas regiões de estudo, que foram analisados neste trabalho, estão mostrados na Tabela 3.1 assim como a latitude (\emptyset).

Tabela 3.1 - Latitudes e longitudes locais.

Local de estudo	λ_{st}	λ	\emptyset
SEGS VI - Mojave Desert, Califórnia	120 O	117,02 O	35 N
TTE/SJP - São João do Piauí, Piauí	45 O	42,22 O	8.35 S
Petrolina, Pernambuco	45 O	40,55 O	9 S

Por convenção, as regiões localizadas ao leste do meridiano de Greenwich possuem um valor de longitude positiva, enquanto que para o oeste a mesma é negativa. Latitudes ao norte do equador são por convenção positivas, enquanto que ao sul do equador são negativas.

3.1.3. Hora Angular

A posição do Sol depende da hora angular (ω), que representa o deslocamento do Sol em relação ao meridiano local. Quando encontrado ao leste do meridiano local o ângulo horário é negativo, e quando a oeste o mesmo é positivo, sendo zero para o meio dia solar (CHEN, 2011). A hora angular é obtida da equação (3.4).

$$\omega = 15 \left(\frac{TS}{60} - 12 \right) \quad (3.4)$$

3.1.4. Declinação

Pode-se encontrar a relação geométrica entre um plano situado na Terra, estando ele parado ou se movendo ao longo do tempo, com a radiação direta incidente, através de uma combinação geométrica de diversos ângulos que serão descritos nesta e nas seções seguintes.

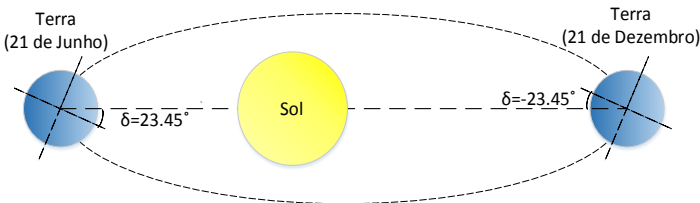
A declinação (δ), em graus, representa a posição angular do Sol no meio dia do tempo solar em relação ao plano do equador, como mostrado na Figura 3.2. Este ângulo possui valor positivo quando voltado para o norte.

A declinação pode ser calculada através da equação (3.5) (COOPER, como citado por IQBAL, 1983).

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (3.5)$$

Este ângulo decorre do fato de a Terra possuir seu eixo de rotação inclinado em $23,45^\circ$ em relação ao plano de seu deslocamento ao redor do Sol. A variação da declinação ao longo do ano pode ser observada no gráfico da Figura 3.4.

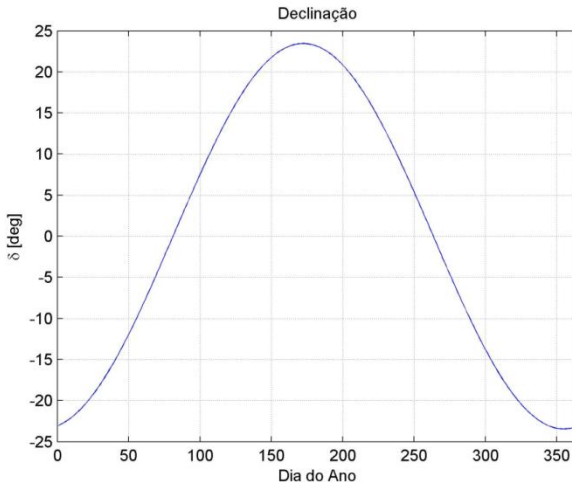
Figura 3.4 - Rotação da Terra ao redor do Sol



Fonte: Adaptado de Patnode (2006).

A declinação assim como a equação do tempo são funções horárias, porém suas variações ao longo do dia podem ser desprezadas para fins de cálculos do rastreamento solar sem acarretar grandes erros. Isto facilita o equacionamento e reduz o tempo de cálculo computacional. A declinação ao longo dos dias do ano é observada na Figura 3.5.

Figura 3.5 - Declinação ao longo dos dias do ano.



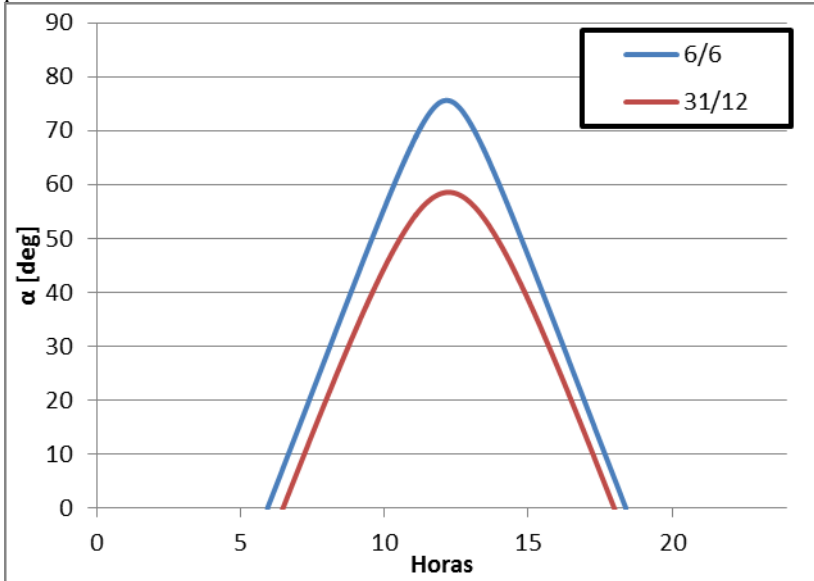
3.1.5. Ângulo de Zênite

O ângulo de inclinação da radiação direta com a vertical é denominado de ângulo de Zênite (θ_z), e pode ser calculado usando a seguinte relação geométrica (DUFFIE; BECKMAN, 2006):

$$\cos(\theta_z) = \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\delta) \quad (3.6)$$

O complemento do ângulo de Zênite, ou seja, a inclinação da radiação direta com uma superfície horizontal é chamado de altitude solar.

Figura 3.6 - Altitude Solar ao longo do dia para 06 de Junho e 31 de Dezembro para São João do Piauí.



3.1.6. Ângulo de Incidência

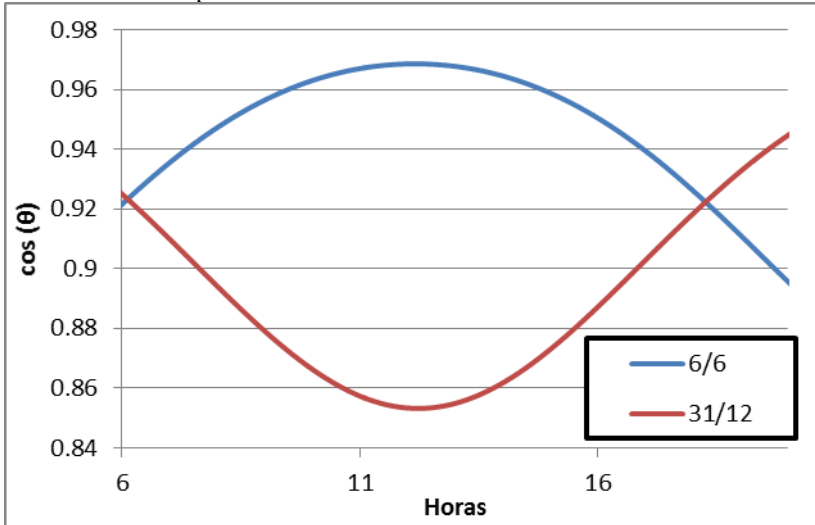
Conhecendo os ângulos de declinação, horário e de zênite, é possível obter o ângulo de incidência dos raios solares sobre a superfície em questão.

O presente trabalho estuda coletores cilindro parabólicos, que possuem um sistema de rastreamento solar de um eixo orientado no sentido norte-sul, com ajuste contínuo para minimizar as perdas ópticas.

Para o rastreamento de um eixo, o ângulo de incidência é obtido a partir da equação (3.7).

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (3.7)$$

Figura 3.7 - Cosseno do Ângulo de Incidência ao longo do dia para 06 de Junho e 31 de Dezembro para São João do Piauí.

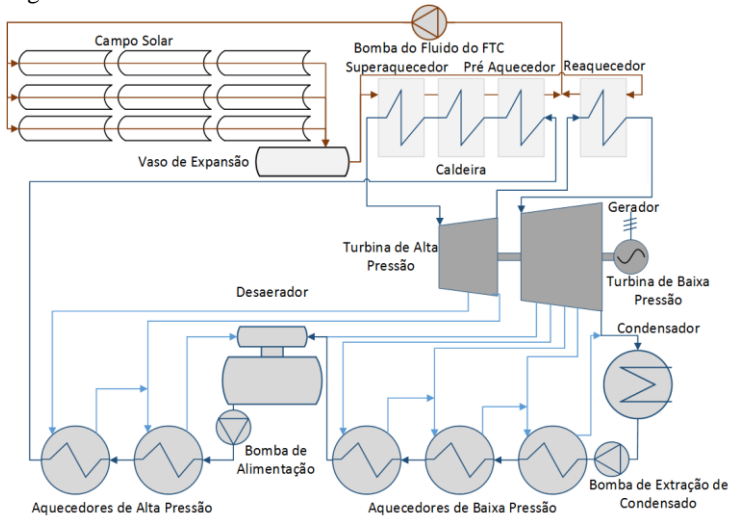


3.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

O campo solar utilizado no modelo deste trabalho é semelhante ao da SEGS VI. Isto se deve à facilidade de se obter parâmetros físicos, tais como diâmetro dos tubos, número de SCA entre outros, visto que muitos estudos foram efetuados na SEGS VI.

A planta solar SEGS VI pode ser vista, de forma simplificada, na Figura 3.8.

Figura 3.8 - Planta SEGS VI.

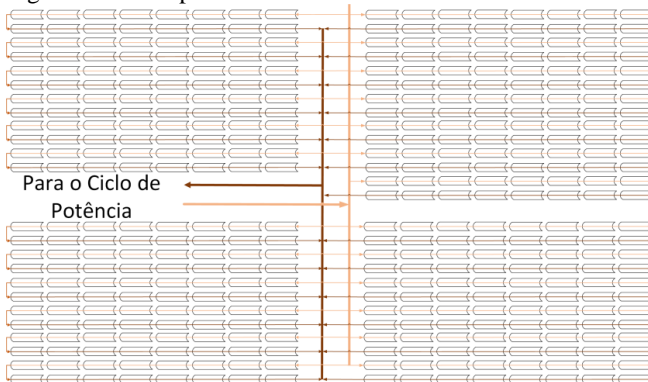


Fonte: Adaptado de Stuetzle (2002).

A metodologia aqui descrita permite também que, caso se deseje estudar outro modelo físico, tais parâmetros possam ser facilmente modificados.

O campo solar da SEGS VI é composto por 50 laços de 16 conjuntos de coletores cada, distribuídas em duas fileiras paralelas, como mostrado na Figura 3.9.

Figura 3.9 - Campo solar da SEGS VI.



Fonte: Adaptado de Stuetzle (2002).

O comprimento de cada laço de coletores é de aproximadamente 794 m, dividido em duas filas, com um comprimento efetivo de espelhos de aproximadamente 754 m (STUETZLE, 2002). Como comentado anteriormente, o sistema de rastreamento solar de cada SCA funciona no sentido leste para oeste, orientados no eixo norte sul.

Em operação nominal a temperatura do fluido térmico quente na saída do campo solar é de 390 °C.

Os valores necessários para simular o modelo de campo solar são as medições ambientais da região, ou seja, radiação direta, temperatura ambiente e velocidade do vento, e medições de temperatura e vazão de entrada do fluido térmico no campo solar.

Esta última medição cria uma restrição ao modelo, impossibilitando o estudo de uma planta solar sem que um equivalente real exista, com dados de medição disponíveis.

Muitos trabalhos de literatura, que têm por intuito calcular o rendimento de uma planta real possuem esta restrição. Posteriormente será apresentado um método simplificado de ajuste de vazão de fluido térmico que elimina este obstáculo.

3.3. PERDAS DO CAMPO SOLAR

Devido ao rastreamento de um eixo dos coletores a radiação direta incide sobre o plano com certa inclinação θ , que acarreta em uma perda no aproveitamento desta. Entretanto, a inclinação representa apenas uma das parcelas das perdas ópticas, e outras também devem ser levadas em consideração.

Esta seção apresenta o procedimento para obter a radiação solar útil por área de coletor, ou seja, a parcela da radiação direta que incide sobre o elemento absorvedor, detalhando todas as principais perdas ópticas.

3.3.1. Modificador do ângulo de incidência

Associadas as perdas devido ao ângulo de incidência, outras podem ser observadas. Quanto mais inclinado os raios solares incidirem, maior a parcela de radiação que é absorvida e refletida pelo vidro do elemento invólucro. As propriedades ópticas do espelho e elementos absorvedores também variam com a inclinação.

Estas perdas são consideradas no modificador de ângulo de incidência, MI , que é obtido empiricamente para o coletor. Neste estudo utilizou-se o fator de perda de ângulo de incidência para o conjunto de

coletores da SEGS VI, modelo LS-2 (DUDLEY, 1994). O coeficiente que representa a modificação do ângulo de incidência, MI , é calculado pela equação (3.8), onde o ângulo de incidência é fornecido em graus.

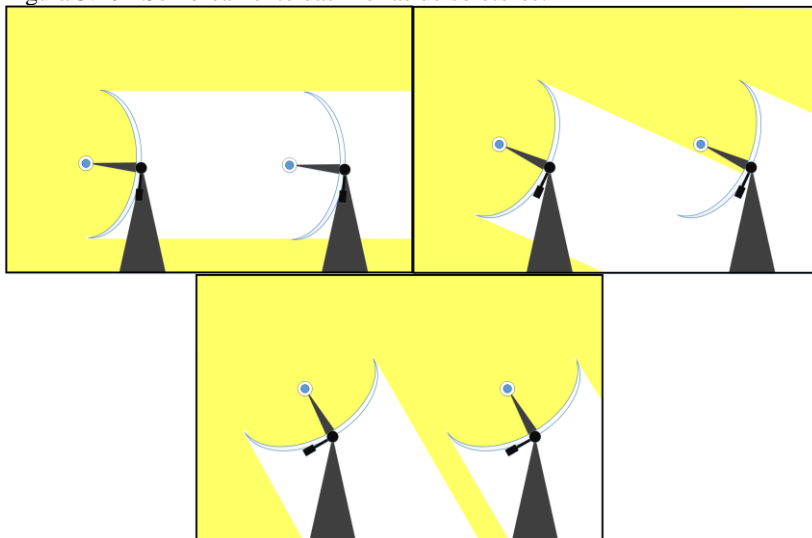
$$MI = \cos(\theta) + 0,000884 \theta - 0,00005369 \theta^2 \quad (3.8)$$

Caso necessite realizar uma modelagem com outro tipo de coletores, seria necessário efetuar a medição do modificador de ângulo de incidência para o mesmo. Caso isto seja inviável, pode-se utilizar o modelo apresentado acima ciente de que isto acarretará em um pequeno desvio do resultado.

3.3.2. Sombreamento

Durante os primeiros períodos da manhã as fileiras de coletores da extremidade leste da planta, recebem radiação em toda sua superfície, sombreando totalmente ou parcialmente as fileiras subsequentes. O mesmo ocorre para os finais de tarde com as fileiras do lado oeste. O sombreamento é representado na Figura 3.10.

Figura 3.10 - Sombreamento das fileiras de coletores.



Fonte: Adaptado de Stuetzle (2002).

A partir de uma relação geométrica analisada por Stuetzle (2002), é possível observar a expressão matemática que leva em consideração as perdas de eficiência do campo solar devido ao sombreamento mútuo dos coletores, equação (3.9). O coeficiente de perdas por sombreamento, PS , é a razão entre a abertura total dos espelhos, L_{es} , e a abertura efetiva dos mesmos, $L_{es,ef}$, ou seja, a abertura que está recebendo insolação.

$$PS = \frac{L_{es,ef}}{L_{es}} \quad (3.9)$$

Onde a abertura efetiva pode ser obtida de:

$$L_{es,ef} = L_{sp} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \quad (3.10)$$

A perda por sombreamento é um fator adimensional tendo seu valor 0 para fileiras totalmente sombreadas e 1 para nenhuma fileira sombreada.

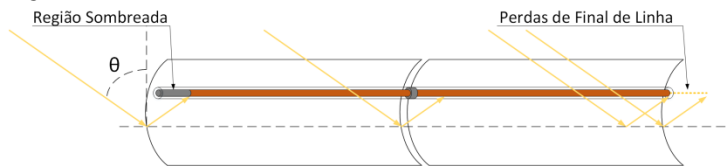
O equacionamento para todas as 100 fileiras é efetuado indistintamente. Isto não é rigorosamente correto, pois, nos primeiros instantes da manhã, as fileiras mais externas do lado leste vão receber irradiação solar. Porém, considerando que são poucos coletores que não estão sendo sombreados, e que, devido ao espalhamento da radiação pela atmosfera ser maior neste período do dia, a parcela de energia incidente no coletor é menor. Esta parcela de energia térmica solar absorvida pode ser desconsiderada sem acarretar erros consideráveis.

Na equação (3.10), L_{sp} representa o valor do espaçamento entre os coletores.

3.3.3. Perdas de final de linha

As perdas de final de linha (*End Losses* em inglês), retratada na Figura 3.11, são decorrentes da inclinação da radiação com o plano de abertura do coletor. Isto faz com que uma parcela do tubo absorvedor não receba radiação concentrada dos espelhos parabólicos, caracterizando esta como uma região sombreada. Ao mesmo tempo uma parcela da radiação concentrada está sendo refletida para fora da linha dos tubos, sendo estas perdas de final de linha (LIPPKE, 1995).

Figura 3.11 - Perdas de final de linha em um elemento coletor



Parte das perdas de final de linha (PL) é aproveitada pelo coletor subsequente, salvo os casos de coletores no extremo sul, em planta no hemisfério norte, e coletores no extremo norte para plantas no hemisfério sul (WAGNER; GILMAN, 2011). Este aproveitamento é chamado de ganho de final de linha, GL .

$$PL = 1 - \frac{L_{focal} \tan \theta}{L_{cc}} + GL \quad (3.11)$$

Onde L_{focal} representa a distância focal dos coletores e L_{cc} o comprimento de um conjunto de coletores (STUETZLE, 2002).

$$GL = \frac{L_{focal} \tan \theta - L_{e,cc}}{L_{cc}} \quad (3.12)$$

Onde $L_{e,cc}$ é o espaçamento entre dois conjuntos de coletores.

3.3.4. Perdas ópticas e construtivas

Imperfeições na fabricação dos coletores, nas propriedades superficiais dos elementos absorvedores e nos espelhos, falhas no sistema de rastreamento solar, imperfeições no alinhamento geométrico dos espelhos e falta de limpeza dos espelhos e do conjunto absorvedor são alguns fatores que diminuem o aproveitamento final da energia solar. Duffie e Beckman (2006), Patnode (2006), Forristal (2003), Dudley (1994) e outros autores comentam sobre esses fatores, e o intervalo provável de valores para seus respectivos coeficientes.

Na Tabela 3.2 são fornecidos os valores dos coeficientes para as perdas ópticas, construtivas, de controle e do grau de limpeza dos espelhos, além de outras perdas. Os valores dos coeficientes foram tomados de Duffie e Beckman (2006), Patnode (2006), Forristal (2003), e Dudley (1994), dentro das faixas mais usuais.

Tabela 3.2 - Coeficientes de perdas ópticas e construtivas.

Tipo de perda	Variável	Coeficiente
Erro do tracker	ζ_{ET}	0,99
Erro devido à precisão geométrica dos espelhos	ζ_{EG}	0,98
Refletividade do espelho	ρ_{RE}	0,90
Fator de limpeza dos espelhos	ζ_{LE}	0,96
Sombreamento devido aos foles e suportes na extremidade do conjunto absorvedor	ζ_{SF}	0,97
Fator de limpeza do invólucro de vidro	ζ_{LV}	0,95
Perdas extras	ζ_{EX}	0,96

Tais valores podem ser medidos ou obtidos dos fabricantes, para obter resultados mais satisfatórios.

$$\eta_{\text{ótico}} = \zeta_{ET} \zeta_{EG} \rho_{RE} \zeta_{LE} \zeta_{SF} \zeta_{LV} \zeta_{EX} \quad (3.13)$$

Onde $\eta_{\text{ótico}}$ representa o rendimento ótico do campo solar.

3.3.5. Eficiência do campo solar e radiação útil

A eficiência do campo solar η_{CS} leva em consideração todas as perdas discutidas nas seções anteriores, e pode ser obtida da forma:

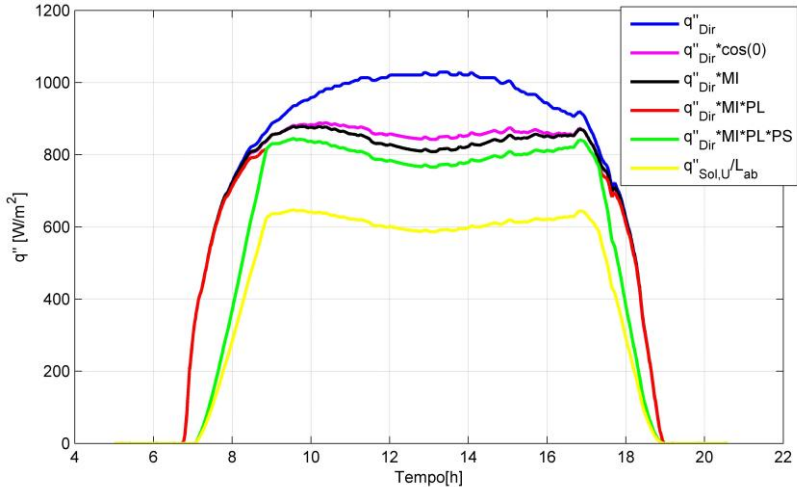
$$\eta_{CS} = MI PS PL \eta_{\text{ótico}} \quad (3.14)$$

A radiação útil incidente por comprimento do coletor, $\dot{q}'_{sol,U}$, é calculada através da equação (3.15). A mesma leva em consideração o rendimento ótico do campo solar, a largura de abertura dos espelhos e a radiação direta normal (\dot{q}''_{Dir}), que deve ser medida com pirheliômetro na região em estudo.

$$\dot{q}'_{sol,U} = \dot{q}''_{Dir} L_{es} \eta_{CS} \quad (3.15)$$

As perdas ópticas podem ser mais bem observadas na Figura 3.12, onde cada item é apresentado gradativamente até a radiação útil por comprimento de abertura dos espelhos $\dot{q}'_{sol,U}/L_{es}$.

Figura 3.12 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 16 de setembro de 1998 no deserto de Mojave, Califórnia.



3.4. MODELO DE PERDAS TÉRMICAS DO CONJUNTO DE COLETORES

Para a verificação das perdas térmicas para o ambiente foi utilizado um método unidimensional de transferência de calor. Este consiste em um sistema de equações de transferência de calor associadas em uma configuração de resistências elétricas.

Conforme observado em (FORRISTAL, 2003), (PATNODE, 2006) e (STUETZLE, 2002), este é um modelo amplamente utilizado, que apresenta bons resultados quando comparado com os valores obtidos de medições de uma planta real.

Segundo Forristal (2003), o modelo unidimensional é adequado para coletores pequenos, de até 500 m, e converge mais rápido que o bidimensional. O modelo apresentado neste trabalho foi comparado com os apresentados por (FORRISTAL, 2003) e (PATNODE, 2006). Parâmetros físicos da planta servem como dados de entrada, tais como as dimensões dos tubos, absorvidade do elemento absorvedor, entre outros.

Este modelo efetua um balanço de energia por nó, sendo cada nó um conjunto de coletores. O balanço de energia engloba a radiação direta incidente no coletor, o ganho térmico do fluido de transferência de calor

e as perdas térmicas e ópticas do conjunto de coletores. O nó subsequente do sistema é alimentado com informações do anterior, repetindo o procedimento através dos 16 conjuntos de coletores que constituem um laço de coletores da planta solar SEGS VI.

Os parâmetros físicos e geométricos utilizados nesta seção estão apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros físicos e geométricos do campo solar.

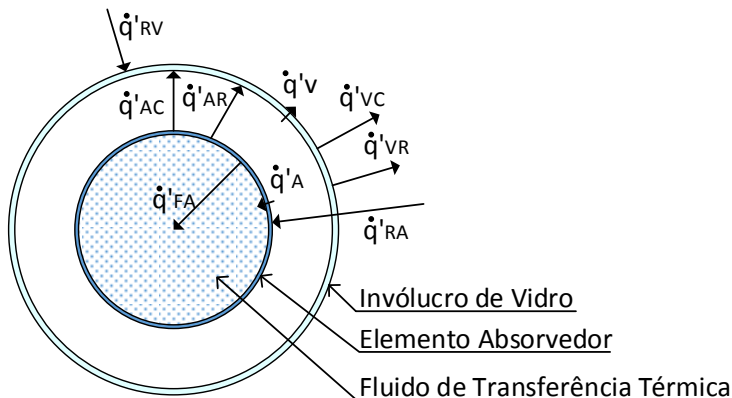
Comprimento de um laço de coletores	L_{VC}	794 [m]
Comprimento efetivo de um laço de coletores	L_{EVC}	754 [m]
Comprimento do conjunto de coletores	L_{CC}	47 [m]
Abertura dos espelhos	L_{es}	5 [m]
Espaçamento entre os coletores	L_{Sp}	13 [m]
Distância focal dos coletores parabólicos	L_{focal}	5 [m]
Espaçamento entre dois conjuntos de coletores	$L_{e,cc}$	2,5 [m]
Número de laços de coletores do campo solar	n_{vc}	50 [-]
Diâmetro interno do tubo absorvedor	D_{AI}	0,06 [m]
Diâmetro externo do tubo absorvedor	D_{AE}	0,066 [m]
Condutividade do tubo absorvedor	k_A	$0,013T_{A,m} + 15,2$ [W/m K]
Absortividade do absorvedor	α_A	0,95 [-]
Transmissividade do vidro isolante	τ_V	0,96 [-]
Diâmetro interno do vidro	D_{VI}	0,109 [m]
Emissividade do absorvedor	ε_A	$0,000327 * T_{AE}$ [K]-0,065971 Se $\varepsilon_A > 0,5 \Rightarrow \varepsilon_A = 0,5$ [-]
Emissividade do vidro	ε_V	0,86 [-]
Diâmetro externo do vidro	D_{VE}	0,115 [m]
Condutividade do vidro	k_V	1,04 [W/m K]
Absortividade do vidro	α_V	0,02 [-]

O modelo unidimensional utiliza uma abordagem de regime permanente para cada intervalo de tempo estudado, desconsiderando as variações nas coordenadas axiais e polares do elemento coletor.

A Figura 3.11 mostra um esquema com o balanço de energia em regime permanente para uma secção do conjunto absorvedor.

Utilizou-se o *software* EES para a modelagem.

Figura 3.13- Balanço de energia em uma seção do conjunto absorvedor.



A orientação dos fluxos de calor é feita considerando uma operação nominal dos coletores, como mostra as setas na Figura 3.13. Estes fluxos são obtidos por unidade de comprimento de coletor.

3.4.1. Balanço de energia

Conforme citado anteriormente, a modelagem do campo de coletores possui uma natureza nodal, semelhante ao visto em Wagner e Gilman (2011), sendo cada nó um conjunto de coletores. Desta forma cada conjunto de coletores é tratado como um balanço energético isolado dos outros.

Em cada conjunto de coletores, a temperatura do fluido ao longo de seu comprimento será tratada como média. Observa-se que segundo Incropera e DeWitt (2003), a energia absorvida pelo fluido térmico em um escoamento líquido incompressível pode ser obtida através da equação (3.16). Atribui-se temperaturas médias na entrada e saída de cada nó de coletores, considerando estas como sessões transversais com temperatura constante. As variações da energia cinética e potencial e a transferência térmica na direção axial são desprezadas.

$$\dot{q}'_{FA} = \frac{\dot{m}_{FTC} c_{p,FTC} (T_{F,m,s} - T_{F,m,e})}{L_{CC}} \quad (3.16)$$

Onde \dot{m}_{FTC} e $c_{p,FTC}$ são a vazão mássica e o calor específico à pressão constante do fluido de transferência de calor para cada conjunto de coletores. O calor específico é obtido para uma temperatura média $T_{F,m}$, onde $T_{F,m,s}$ e $T_{F,m,e}$ são as temperaturas médias de saída e entrada do nó respectivamente.

O fluido térmico utilizado na modelagem, conforme comentado anteriormente, é o Therminol VP-1, e suas principais propriedades assim como faixa de operação, conforme Therminol (2013), são apresentadas no Anexo A.

A vazão mássica para cada conjunto de coletores pode ser obtida utilizando a vazão volumétrica (\dot{V}_{FTC}), segundo a equação (3.17). A medição de vazão é efetuada na entrada dos laços de coletores assim como a densidade do fluido térmico na equação (ρ_{FTC}) é obtida neste ponto.

$$\dot{m}_{FTC} = \frac{\dot{V}_{FTC} \rho_{FTC}}{n_{vc}} \quad (3.17)$$

n_{vc} representa o número total de laços de coletores no campo solar.

Considerando que a temperatura varia de forma linear ao longo do coletor, pode-se assumir que a temperatura média fica na forma:

$$T_{F,m} = \frac{T_{F,m,s} + T_{F,m,e}}{2} \quad (3.18)$$

Cada nó possui uma temperatura de fluido média de forma que em operação normal, para um dia claro, cada conjunto de coletores dentro de um mesmo laço de coletores possui uma temperatura média superior ao anterior.

3.4.2. Troca térmica entre o fluido térmico e o elemento absorvedor

A primeira troca térmica em ordem geométrica, do centro à extremidade do trocador de calor, ocorre entre o fluido de transferência de calor e a parte interna do tubo absorvedor (\dot{q}'_{FA}). Esta transferência de calor é orientada no sentido do elemento absorvedor para o fluido térmico, e ocorre através do mecanismo de convecção forçada. Considera-se que

o escoamento interno é plenamente desenvolvido para o equacionamento da transferência térmica apresentado nesta seção.

Podem existir dois casos de escoamento interno do fluido térmico na tubulação, os regimes laminar e turbulento. O escoamento só é laminar em alguns períodos da noite, quando a vazão mássica está em seu valor mínimo, sendo que para a maior faixa de operação o escoamento ocorre de forma turbulenta.

O tipo de escoamento é identificado através do número de Reynolds, sendo considerado turbulento para $Re > 2300$ e laminar para $Re \leq 2300$. O número de Reynolds para o escoamento interno ao tubo absorvedor é obtido (INCROPERA; DEWITT, 2003):

$$Re_{D_{AI}} \equiv \frac{\rho_{FTC} v_{FTC} D_{AI}}{\mu_{FTC}} \quad (3.19)$$

onde D_{AI} é o diâmetro interno do elemento absorvedor, por onde o fluido térmico circula e μ_{FTC} a viscosidade do fluido a uma temperatura média $T_{F,m}$. A velocidade média do fluido térmico, v_{FTC} , é obtida da forma:

$$v_{FTC} = \frac{4 \dot{m}_{FTC}}{\rho_{FTC} \pi D_{AI}^2} \quad (3.20)$$

Juntando as equações (3.19) e (3.20), tem-se o número de Reynolds para um escoamento incompressível interno ao tubo.

$$Re_{D_{AI}} = \frac{4 \dot{m}_{FTC}}{\mu_{FTC} \pi D_{AI}} \quad (3.21)$$

Utilizando a definição do coeficiente de transferência de calor, (INCROPERA; DEWITT, 2003), verifica-se que a taxa de fluxo térmico convectivo, por comprimento de tubo, entre a parede interna do tubo absorvedor e o fluido térmico é dada por:

$$\dot{q}'_{FA} = h_{FA} D_{AI} \pi (T_{AI} - T_{F,m}) \quad (3.22)$$

onde T_{AI} é a temperatura da superfície interna do tubo absorvedor e h_{FA} o coeficiente de transferência de calor médio, considerando uma temperatura média do fluido térmico. Segundo Incropera e DeWitt

(2003), o Nusselt médio (Nu_{DAI}) é calculado de acordo com a equação (3.23).

$$Nu_{DAI} = h_{FA} \frac{D_{AI}}{k_{FTC}} \quad (3.23)$$

Onde k_{FTC} é a condutividade térmica do fluido térmico à temperatura $T_{F,m}$. O número de Nusselt médio é um parâmetro adimensional, função do número de Reynolds e do número de Prandtl, e é obtido de formas diferentes dependendo do tipo de escoamento no interior do tubo.

Quando laminar, Forristal (2003) sugere utilizar a condição de fluxo de calor uniforme na parede do tubo. Para tal, tem-se que o número de Nusselt em um escoamento plenamente desenvolvido é constante e de valor igual a 4,36 (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Já para o caso de escoamento turbulento, o número de Nusselt pode ser obtido através da correlação empírica desenvolvida por Gnielinski (FORRISTAL, 2003).

$$Nu_{DAI} = \frac{(f_f/8)(Re_{DAI} - 1000)Pr_F}{1 + 12,7\sqrt{(f_f/8)(Pr_F^{2/3} - 1)}} \left(\frac{Pr_F}{Pr_{AI}}\right)^{0.11} \quad (3.24)$$

Na equação (3.24) f_f representa o fator de fricção para superfície do tubo absorvedor lisa em contato com o fluido de transferência de calor.

$$f_f = (1,82 \log_{10}(Re_{DAI}) - 1,64)^{-2} \quad (3.25)$$

Os números de Prandtl Pr_F e Pr_{AI} são obtidos para o fluido térmico na temperatura média do fluido e na temperatura da parede interna do tubo absorvedor respectivamente, e representam um ajuste da correlação que leva em conta a variação da temperatura do fluido na camada limite. A correlação apresentada na equação (3.24) é recomendada para os intervalos: $2300 < Re_{DAI} < 5E^6$ e $0.5 < Pr_F < 2000$. Nenhum dos pontos estudados esteve fora desta faixa de validade.

3.4.3. Condução através da parede do elemento absorvedor

Considerando um balanço na superfície interna do tubo absorvedor tem-se que o fluxo de calor radial através da parede do tubo é igual ao fluxo de calor entre o tubo e o fluido térmico:

$$\dot{q}'_{FA} = \dot{q}'_A \quad (3.26)$$

Em um sistema de coordenadas cilíndricas, com gradientes de temperatura apenas na direção radial, a condução através da parede do elemento absorvedor pode ser tratada como um fenômeno unidimensional. Considera-se também regime permanente, devido ao baixo tempo de resposta de equilíbrio do sistema térmico, quando comparado com a inércia térmica do campo solar.

A taxa de calor por condução, na direção radial, por unidade de comprimento, \dot{q}'_A , em um tubo cujas superfícies interna e externa estão em temperaturas distintas, pode ser obtida através da equação (3.27) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$\dot{q}'_A = \frac{k_A 2\pi(T_{AE} - T_{AI})}{\ln(D_{AE}/D_{AI})} \quad (3.27)$$

Onde D_{AE} e T_{AE} representam o diâmetro e temperatura externos do tubo absorvedor.

A condutividade térmica do elemento absorvedor, k_A , é obtida para a temperatura média do tubo absorvedor $T_{A,m}$ e depende do tipo de material do tubo. No presente estudo os tubos absorvedores são de aço inoxidável 304L ou 316L, conforme apresentados na Tabela 3.3.

$$T_{A,m} = \frac{T_{AI} + T_{AE}}{2} \quad (3.28)$$

3.4.4. Radiação absorvida no elemento absorvedor

O elemento absorvedor é revestido com um acabamento superficial espectralmente seletivo para absorver o máximo da radiação no espectro solar. A absorção da energia solar pelo metal ocorre muito próxima à superfície, podendo assim ser tratada como um fenômeno de fluxo de calor na superfície externa do tubo (FORRISTAL, 2003).

A equação que segue representa a parcela da radiação solar incidente no elemento absorvedor que é absorvida, $\dot{q}'_{Sol,A}$.

$$\dot{q}'_{Sol,A} = \dot{q}'_{Sol,U} \alpha_A \tau_V \quad (3.29)$$

As propriedades físicas: absortividade do tubo absorvedor (α_A) e a transmissividade do invólucro de vidro (τ_V) são parâmetros fornecidos pelo fabricante

3.4.5. Transferência de calor entre o elemento absorvedor e o invólucro isolante

Realizando um balanço de energia na superfície do tubo absorvedor tem-se que:

$$\dot{q}'_{Sol,A} = \dot{q}'_A + \dot{q}'_{AV} \quad (3.30)$$

Onde \dot{q}'_{AV} representa a transferência de calor entre o elemento absorvedor e o invólucro de vidro. Esta ocorre por meio de dois modos distintos; radiação (\dot{q}'_{AR}) e convecção (\dot{q}'_{AC}).

$$\dot{q}'_{AV} = \dot{q}'_{AR} + \dot{q}'_{AC} \quad (3.31)$$

3.4.5.1. Transferência de calor por convecção

O espaço anular entre o elemento absorvedor e o invólucro de vidro é evacuado, o que reduz consideravelmente as perdas térmicas ocorridas pelo mecanismo de convecção interna. Este vácuo, porém pode se deteriorar com o tempo, fazendo com que esta parcela de perda térmica aumente.

Primeiramente será apresentado um equacionamento para o caso onde o vácuo apresenta-se intacto e, posteriormente, para a condição em que o vácuo se deteriora.

- Convecção por meio de moléculas livres

Segundo Ratzel et al. como citado por Forristal (2003), para pressões da região anular menores que 0,133 kPa, a convecção interna ocorre através da convecção por meio de moléculas livres.

$$\dot{q}'_{AC} = \pi D_{AE} h_{AV} (T_{AE} - T_{VI}) \quad (3.32)$$

Onde T_{VI} é a temperatura da parede interna do invólucro de vidro e h_{AV} o coeficiente interno de transferência de calor por meio de moléculas livres, para uma temperatura média do vácuo (T_{VAC}).

$$T_{VAC} = \frac{T_{AE} + T_{VI}}{2} \quad (3.33)$$

$$h_{AV} = \frac{k_{AV}}{(D_{AE}/2) \ln(D_{VI}/D_{AE}) + b\xi(D_{AE}/D_{VI} + 1)} \quad (3.34)$$

Onde k_{AV} representa a condutividade térmica do gás no interior do anel isolante nas condições normais de pressão e temperatura (1 atm e 25°C), D_{VI} o diâmetro interior do tubo de vidro, ξ o caminho médio livre entre colisões de uma molécula, calculado pela equação (3.36), e "b" representa um coeficiente de interação entre moléculas, obtido pela equação (3.35).

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)} \quad (3.35)$$

$$\xi = \frac{2.331E(-20)(T_{VAC} + 273.15)}{(P_{mmHg} D_g^2)} \quad (3.36)$$

Nas equações acima, "a" é um coeficiente de acomodação e γ representa a taxa entre calores específicos, a pressão constante ($c_{p,g}$) e a volume constante ($c_{v,g}$), do gás no isolamento anular, que está a uma pressão em milímetros de mercúrio, P_{mmHg} , avaliado para a temperatura média do vácuo T_{VAC} .

$$\gamma = \frac{c_{p,g}}{c_{v,g}} \quad (3.37)$$

Tem-se que D_g representa o diâmetro molecular do gás. Para o ar e o hidrogênio os valores da condutividade térmica, k_{AV} , podem ser observados na Tabela 3.4.

O presente estudo foi realizado considerando ar no interior da parte evacuada, porém, como comentado anteriormente, o hidrogênio pode difundir pela parede do elemento absorvedor e prejudicar o vácuo. Sendo assim, a Tabela 3.4 apresenta valores para efetuar o mesmo estudo com hidrogênio, considerando uma planta que já esteja em operação há tempo suficiente para ter seu vácuo comprometido.

Tabela 3.4 - Propriedades do gás no interior da região anular

Gás	k_{AV} [W/m-K]	D_g [m]
Ar	0.02551	3.53 E-10
Hidrogênio	0.1769	2.4 E-10

A região evacuada dos coletores estudados apresenta uma pressão de 1,33E-5 kPa (PATNODE, 2006), porém foram estudadas as perdas térmicas variando as pressões até uma faixa de 1,33E-2 kPa. Verificou-se que, nesta faixa de pressões, a troca térmica por convecção não ultrapassa 0,01% da parcela de calor transferido entre o tubo metálico e o vidro. Desta forma, para fins práticos, considerou-se que a transferência de calor por convecção devido às moléculas livres é nula.

- Convecção natural livre

Para a convecção livre em uma região anular, utilizou-se a correlação de Raithby e Holland como citado por Bejan (1995).

$$\dot{q}'_{AC} = \frac{2,425 k_{AV} (T_{AE} - T_{VI}) [Pr_{AV} Ra_{DAE} / (0,861 Pr_{AV})]^{1/4}}{[1 + (D_{AE}/D_{VI})^{3/5}]^{5/4}} \quad (3.38)$$

A condutividade térmica e o número de Prandtl são obtidos para a temperatura média do gás T_{VAC} . O número de Rayleigh, Ra_{DAE} , é obtido para o diâmetro D_{AE} .

$$Ra_{DAE} = \frac{g \beta_{AV} (T_{AE} - T_{VI}) D_{AE}^3}{\alpha_{AV} \nu_{AV}} \quad (3.39)$$

Onde tanto o coeficiente de expansão térmica volumétrica β_{AV} quanto à difusividade térmica α_{AV} e a viscosidade cinemática ν_{AV} do gás são obtidas para uma temperatura média T_{VAC} . g representa a aceleração da gravidade.

$$T_{VAC} = \frac{(T_{AE} + T_{VI})}{2} \quad (3.40)$$

$$\beta_{AV} = \frac{1}{T_{VAC} + 273.15} \quad (3.41)$$

3.4.5.2. Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação entre o elemento absorvedor e o vidro isolante \dot{q}'_{AR} pode ser calculada, segundo Incropera e DeWitt (2003) da forma:

$$\dot{q}'_{AR} = \frac{\sigma \pi D_{AE} ((T_{AE} + 273.15)^4 - (T_{VI} + 273.15)^4)}{1/\varepsilon_A + (1 - \varepsilon_V)D_{AE}/(\varepsilon_V D_{VI})} \quad (3.42)$$

onde a constante de Stefan-Boltzmann é: $\sigma = 5.67E - 8$ [W/m²-K⁴]. As propriedades de emissividade do acabamento superficial seletivo do tubo absorvedor ε_A e do vidro Pyrex ε_V são fornecidas na Tabela 3.3.

Considera-se o vidro Pyrex opaco para a faixa de frequência do infravermelho, na qual o elemento absorvedor emite. Além disso, ambas as superfícies são assumidas como cinzentas ($\rho = \alpha$). O gás entre os elementos estudados é considerado como meio não participativo. Os cilindros são assumidos como concêntricos e compridos, e as superfícies do tubo absorvedor e do vidro são consideradas superfícies difusas à radiação.

3.4.6. Fluxo de calor através da parede do invólucro isolante

De forma semelhante à seção 3.4.3, para um sistema cilíndrico com gradientes de temperatura apenas na direção radial, a condução através da parede do invólucro de vidro, cujas duas superfícies, interna e externa, estão submetidas a diferentes temperaturas, pode ser obtida utilizando a lei de Fourier.

$$\dot{q}'_V = \frac{k_V 2\pi(T_{VI} - T_{VE})}{\ln(D_{VE}/D_{VI})} \quad (3.43)$$

Onde D_{VE} e T_{VE} representam o diâmetro e a temperatura externos do vidro isolante e k_V é a condutividade térmica do vidro isolante.

3.4.7. Transferência de calor entre o invólucro isolante e o ambiente

A transferência de calor entre a superfície externa do vidro isolante e o ambiente ocorre através de dois mecanismos distintos, a convecção e a radiação. A soma destas duas parcelas, \dot{q}'_{PT} , representa a taxa de calor perdida para o ambiente por unidade de comprimento.

$$\dot{q}'_{PT} = \dot{q}'_{VR} + \dot{q}'_{VC} \quad (3.44)$$

3.4.7.1. Transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção entre a superfície externa do elemento isolante (tubo de vidro) e o ambiente é fortemente influenciada pela velocidade do vento e pela temperatura ambiente. Neste momento, um conhecimento detalhado dos dados climatológicos típicos de vento e temperatura para a região de estudo torna-se vital para realizar uma modelagem rigorosa.

A taxa de calor por unidade de comprimento transferida por convecção é calculada da seguinte forma:

$$\dot{q}'_{VC} = h_{ext} \pi D_{VE}(T_{VE} - T_{amb}) \quad (3.45)$$

onde T_{amb} é a temperatura ambiente, h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor médio devido à convecção entre a superfície externa do tubo de vidro e o ar ambiente, à temperatura T_{EXT} , obtido através do número de Nusselt médio ($Nu_{D_{VE}}$), (INCROPERA; DEWITT, 2003). O número de Nusselt para a transferência de calor por convecção na superfície do vidro, em função do diâmetro externo do invólucro de vidro, D_{VE} , é:

$$h_{ext} = Nu_{D_{VE}} \frac{k_{ar}}{D_{VE}} \quad (3.46)$$

onde k_{ar} é a condutividade térmica do ar à temperatura T_{EXT} .

$$T_{EXT} = \frac{(T_{VE} + T_{amb})}{2} \quad (3.47)$$

Também aqui, existem dois modos distintos de convecção que podem ocorrer, dependendo da velocidade do vento. A convecção natural, que ocorre quando a velocidade do vento na região encontra-se muito baixa (abaixo de 0,1 m/s), podendo caracterizar um caso sem vento, e a convecção forçada, para velocidades acima de 0,1 m/s. Ambos os são descritos nesta seção.

- Convecção natural

Para convecção natural, utilizou-se a correlação de Churchill e Chu (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$Nu_{D_{VE}} = \left[0.6 + \frac{0,387 Ra_{D_{VE}}^{1/6}}{(1 + (0,559/Pr_{ar})^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad (3.48)$$

Onde $Ra_{D_{VE}}$ é o número de Rayleigh do ar com base no diâmetro externo do vidro D_{VE} e Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar a uma temperatura T_{EXT} .

$$Ra_{D_{VE}} = \frac{g\beta_{ar}D_{VE}^3(T_{VE} - T_{amb})}{\alpha_{ar}\nu_{ar}} \quad (3.49)$$

Onde β_{ar} , α_{ar} e ν_{ar} representam o coeficiente térmico de expansão volumétrica (gás ideal), a difusividade térmica e a viscosidade cinemática, respectivamente, todos obtidos para o ar a uma temperatura T_{EXT} .

Churchill e Chu propõem esta correlação para um cilindro horizontal isotérmico comprido, sendo válida em uma ampla faixa de número de Rayleigh ($Ra_{D_{VE}} \leq 10^{12}$).

- Convecção forçada

Para velocidades de vento superiores a 0,1 m/s, o número de Nusselt pode ser estimado através da correlação de Churchill e Bernstein para convecção forçada em tubos compridos (INCROPERA; DEWITT,

2003), que abrange uma ampla faixa de Reynolds e Prandtl. A equação (3.50) é recomendada para ($Re_{D_{VE}}$ e $Pr_{ar} > 0,2$).

$$Nu_{D_{VE}} = 0,3 + \frac{0,62 Re_{D_{VE}}^{1/2} Pr_{ar}^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr_{ar})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{D_{VE}}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.50)$$

$$Re_{D_{VE}} = \frac{v_v D_{VE} \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (3.51)$$

Tem-se que $Re_{D_{VE}}$, v_v são o número de Reynolds e a velocidade do ar.

3.4.7.2. Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação entre o vidro isolante e o ambiente ocorre de forma semelhante à vista anteriormente, porém considerando a atmosfera como um corpo negro a uma temperatura de céu T_C , (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$\dot{q}'_{VR} = \sigma \pi \varepsilon_V D_{VE} ((T_{VE} + 273.15)^4 - (T_C + 273.15)^4) \quad (3.52)$$

Conforme Duffie e Beckman (2006), a atmosfera não se comporta como um corpo negro a temperatura ambiente, especialmente em dias nublados. Porém é comum considerá-la como tal, utilizando uma correção em sua temperatura. A temperatura do céu fica então (FORRISTAL, 2003):

$$T_C = T_{amb} - 8 \quad (3.53)$$

3.4.8. Radiação solar absorvida pelo invólucro de vidro

A radiação absorvida pelo vidro é a rigor um fenômeno volumétrico, porém na presente modelagem será tratada como um fluxo

de calor aplicado à superfície externa do tubo. Esta consideração não agrega grandes erros visto que a absorvidade destes vidros é pequena.

$$\dot{q}'_{sol,V} + \dot{q}'_V = \dot{q}'_{PT} \quad (3.54)$$

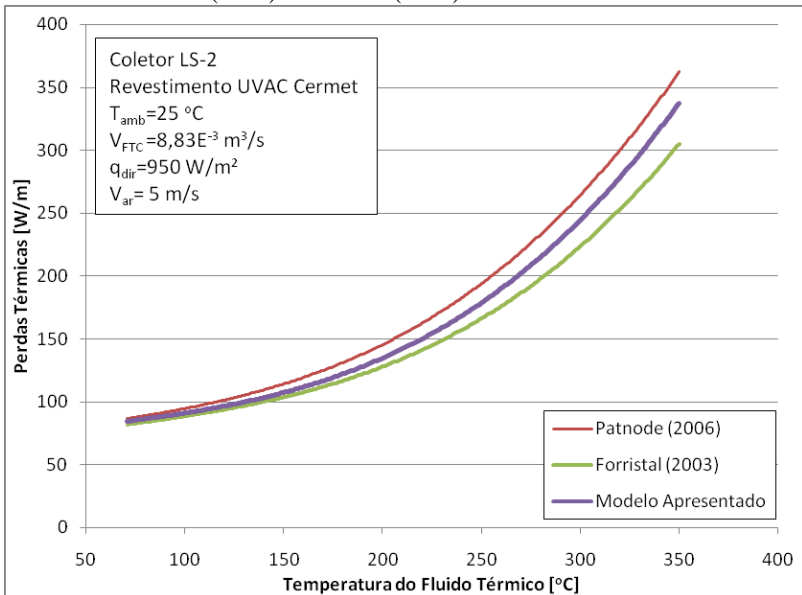
$$\dot{q}'_{sol,V} = \dot{q}'_{sol,U} \alpha_V \quad (3.55)$$

α_V é a absorvidade do invólucro de vidro.

3.4.9. Resultados

A curva de perdas térmicas em função da temperatura do fluido de transferência de calor do modelo apresentado neste capítulo foi comparada com as curvas de modelos da literatura, mostrados por Patnode (2006) e Forristal (2003). Para tanto, fixou-se valores de irradiação direta normal (DNI), temperatura ambiente, vazão volumétrica pelo coletor e velocidade de vento.

Figura 3.14 - Curvas de perdas térmicas em função da temperatura do fluido térmico: comparação dos resultados do presente modelo com os previstos pelos modelos de Patnode (2006) e Forristal (2003).



Como observado na Figura 3.14, o modelo de perdas térmicas apresentou resultados entre os previstos pelos modelos de Patnode (2006) e de Forristal (2003), sendo que para temperaturas do fluido próximas de 350°C, o modelo de Patnode superestima as perdas em até 23,3% em comparação ao previsto por Forristal (2003).

Forristal (2003) validou o seu modelo de perdas térmicas utilizando dados experimentais medidos em uma bancada de teste, localizada em Albuquerque, New Mexico, dos laboratórios *Sandia National Laboratories*, e de coletores em operação em uma planta solar em Kramer Junction, Califórnia.

Os valores climatológicos medidos para esta região foram extraídos de Stuetzle (2002).

Foram utilizados valores medidos de temperatura e vazão do fluido de transferência de calor na entrada do campo solar da planta SEGS VI em operação normal para testar o modelo de perdas térmicas. Os valores das temperaturas de saída do campo solar, obtidos dos equacionamentos, foram comparados aos valores medidos da planta, para dois dias, 16/09/1998 e 14/12/1998, e a comparação dos resultados é mostrada nas figuras 3.15 e 3.16.

Figura 3.15 - Temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

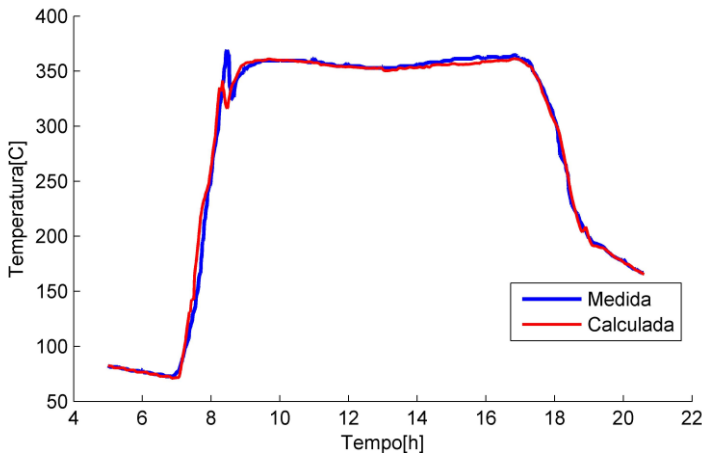
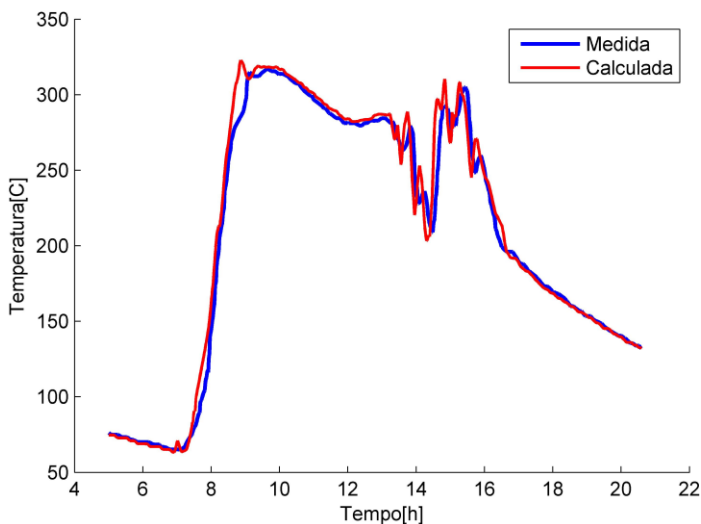


Figura 3.16 - Temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave- SEGS VI.



É possível observar uma variação brusca na temperatura, para ambos os dias, no período próximo as 08 h, que ocorre devido à entrada do ciclo de potência em operação.

Para o dia 14/12/1998 também se pode observar que o céu se torna nublado, diminuindo a irradiação direta normal, por volta das 10 h. A presença de nuvens se acentua no período entre as 13 e 14 horas. O céu volta a clarear após as 14 h, voltando a ficar bastante nublado por volta das 15 h.

Pode-se observar que a temperatura calculada e a medida mantem-se próximas entre si durante todo o dia, indicando uma boa predição do modelo.

3.5. AJUSTE DE VAZÃO DO FLUIDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O ajuste da vazão na SEGS VI e em grande parte das plantas termossolares é efetuado por um operador qualificado. O operador geralmente ajusta a vazão de fluido térmico de forma a manter

razoavelmente constante a temperatura do mesmo na saída do campo solar (JONES et al., 2001). Este comportamento foi modelado nesta seção. Fontalvo et al. (2013) comentam que uma técnica de controle automático de vazão deve possuir como princípio de funcionamento uma variação da vazão, tendo como foco uma temperatura de saída do campo solar constante e próxima à nominal sempre que possível.

Criou-se um controlador lógico, em Matlab que se comunica com EES, para simular o operador em diversas condições do dia.

3.5.1. Ajuste Automático

Stuetzle (2002) apresenta um modelo de controle automático linear preditivo que tem o intuito de prever a melhor condição de operação da planta em instantes futuros, com base no estudo das condições nos instantes passados. O modelo de Stuetzle, porém, apesar de funcionar bem em períodos de operação próximos ao regime permanente, não funciona muito bem para os períodos de maior transiente da planta, como no começo e final no do dia.

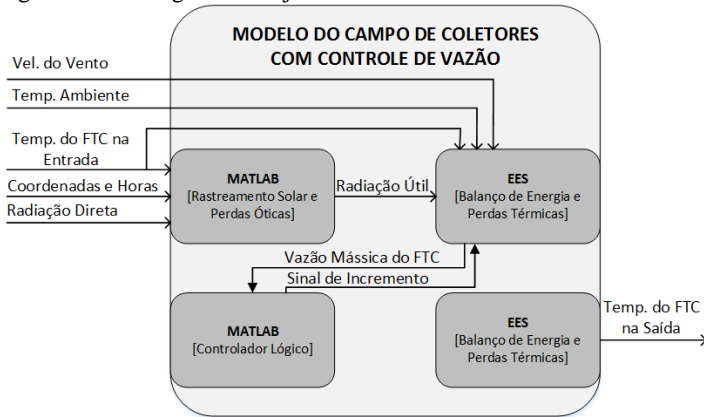
Optou-se por desenvolver um ajuste automático mais simplificado, porém que opere bem para toda a faixa do transiente solar.

O princípio de funcionamento do ajuste automático consiste em fixar uma temperatura desejável de saída do campo solar, e controlar a vazão de fluido térmico de forma a se obter tal temperatura. Este cálculo é efetuado em EES através do equacionamento apresentado anteriormente, substituindo a vazão por temperatura de saída do campo solar como valor de entrada.

Algumas restrições são colocadas no sistema, através de um controlador em Matlab. Uma destas controla os máximos e mínimos de vazão de forma com que a mesma não ultrapasse os valores limites, estabelecidos pela planta, visto que mesmo em períodos da noite, o campo solar continua recebendo um fluxo mínimo de fluido térmico para evitar a fadiga térmica dos componentes (STUETZLE, 2003). Outra restrição ocorre no tempo de resposta da vazão do sistema, que é limitado com base no comportamento real de um operador sobre tais condições.

Um diagrama informativo sobre o ajuste automático e seu acoplamento com o campo solar pode ser visto na Figura 3.17.

Figura 3.17 - Diagrama do ajuste automático da vazão de fluido térmico.



3.5.2. Resultados

Comparou-se o sistema de ajuste de vazão automático aqui apresentado com o desenvolvido por Stuetzle (2002). Foi verificado que o ajuste de vazão está coerente com o que se esperaria de um operador otimizado, estando sempre dentro dos intervalos de funcionamento da planta solar.

Os resultados comparativos de temperatura do fluido térmico na saída do campo solar e de vazão volumétrica do campo para o dia 14 de dezembro de 1998, para a planta SEGS VI podem ser vistos, nas figuras 3.18 e 3.19, abaixo.

Figura 3.18 - Sistema automático de ajuste de vazão, comparativo da temperatura do fluido térmico na saída do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

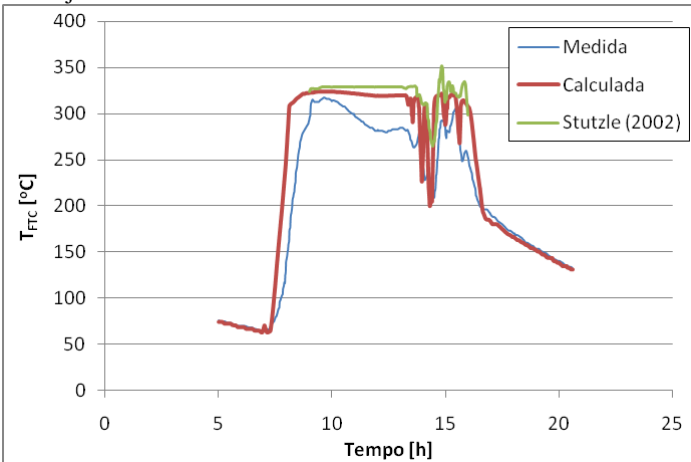
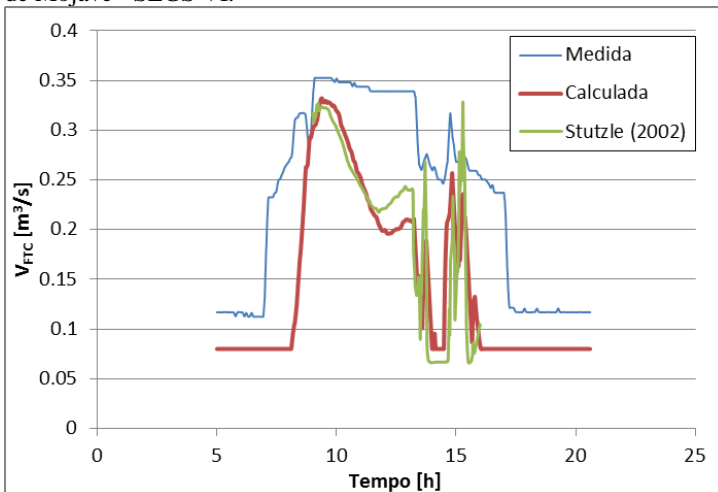


Figura 3.19- Sistema automático de ajuste de vazão, comparativo da vazão volumétrica do fluido térmico na saída do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.



Existe uma grande diferença visível entre os valores medidos e os valores calculados, por ambos os modelos. Essa diferença decorre do fato de que os modelos trabalham com uma lógica perfeita de ajuste de vazão através do controle da temperatura do fluido de transferência de

calor na saída do campo solar, enquanto que o operador efetua tal ajuste de forma manual, com base em sua experiência.

Ambos os modelos apresentam resultados muito semelhantes entre si. Estes diferem um pouco apenas em alguns horários do dia, devido a considerações distintas presentes em cada.

3.6. SISTEMA DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO

Apesar da SEGS VI não possuir um sistema de armazenamento térmico propriamente dito, ela possui um vaso de expansão que pode ser considerado como tal. O vaso de expansão, entretanto, é mais simples, podendo ser modelado como um tanque de mistura cheio de fluido de transferência de calor.

3.6.1. Vaso de Expansão

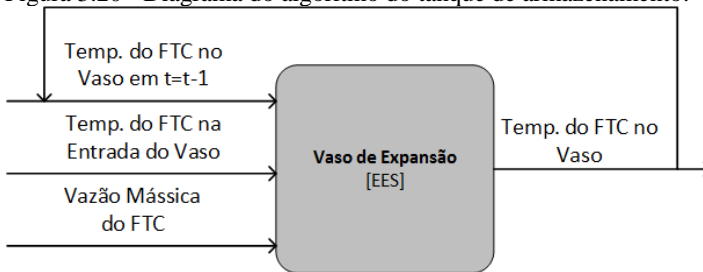
O vaso de expansão foi modelado em EES como uma forma simplificada do componente *Type-4* do programa TRNSYS (TRNSYS, 2006). Este é um vaso de mistura não estratificado.

As perdas térmicas para o ambiente do tanque de armazenamento são muito pequenas quando comparadas com as perdas do campo solar, sendo assim negligenciadas (PATNODE, 2006).

O tanque de armazenamento situa-se entre o campo solar e o ciclo de potência, como visto na Figura 2.2, e a inércia do campo solar é amortizada pelo seu modelo.

O diagrama do tanque de armazenamento e seu equacionamento podem ser vistos na Figura 3.20 e equação (3.56).

Figura 3.20 - Diagrama do algoritmo do tanque de armazenamento.



$$M_T c_{p,FTC,T} \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{FTC} (c_{p,FTC,e} T_{FTC,ev} - c_{p,FTC,T} T_{FTC,T}) \quad (3.56)$$

A massa total do tanque, M_T , leva em consideração toda a massa de fluido de transferência de calor dentro do vaso de expansão e dentro das tubulações do campo solar, que para o caso da SEGS VI vale 313.000 kg. Como o sistema está sempre em regime permanente, a vazão mássica que sai do vaso de expansão é igual a que entra, \dot{m}_{FTC} . Por ser um tanque de mistura perfeita, o calor específico e a temperatura do fluido térmico dentro do tanque são iguais às que saem para o ciclo de potência, $c_{p,FTC,T}$ e $T_{FTC,T}$ respectivamente.

O calor específico e a temperatura provenientes do campo solar são $c_{p,FTC,e}$ e $T_{FTC,e,T}$ respectivamente.

3.6.2. Resultados

O vaso de expansão foi acoplado ao campo solar e o sistema foi estudado para dois dias típicos de funcionamento da SEGS VI, utilizando valores medidos de funcionamento da planta. Os valores de temperatura medidos e calculados foram comparados e apresentados nas figuras 3.12 e 3.22.

Figura 3.21 - Temperatura do fluido térmico no tanque de armazenamento - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

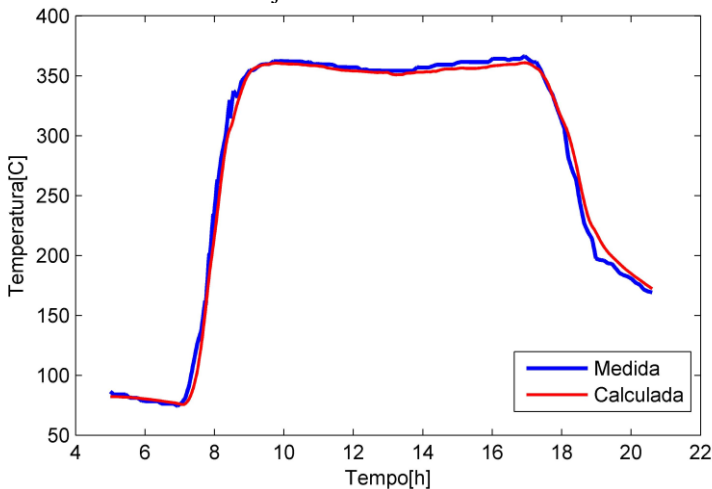
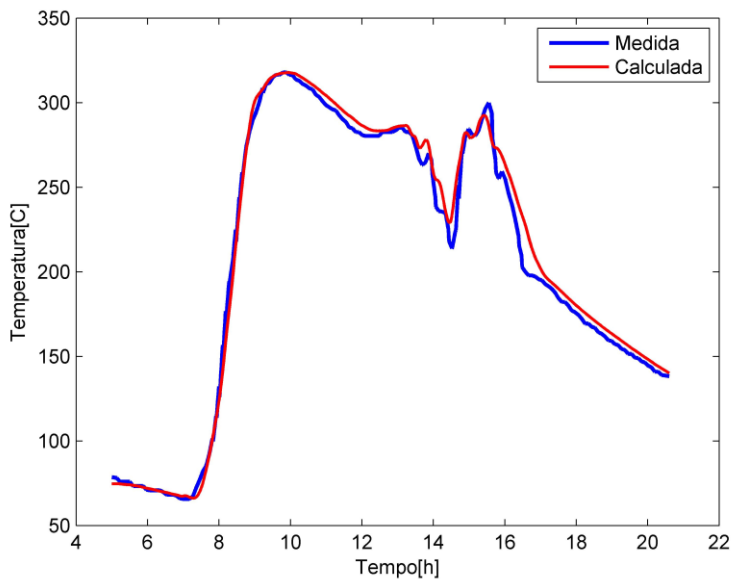


Figura 3.22- Temperatura do fluido térmico no tanque de armazenamento - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.



3.7. RESUMO DO CAPÍTULO

Este capítulo apresenta uma descrição detalhada do modelo físico do campo solar, do método de rastreamento solar, juntamente com uma comparação e verificação do modelo utilizando outros modelos da literatura. Este modelo, posteriormente, é integrado com outros equipamentos para estudar o comportamento da planta como um todo.

A validação do modelo foi efetuada de duas formas distintas. Primeiramente o modelo de perdas térmicas do coletor foi comparado com os modelos apresentados por Forristal (2003) e Patnode (2006). Posteriormente o modelo do campo de coletores, como um todo, foi simulado, utilizando como valores de entrada dados medidos da planta SEGS VI, obtidos do trabalho de Stuetzle (2002).

4. CICLO DE POTÊNCIA

Neste capítulo são apresentados procedimentos para a modelagem de um ciclo de potência. Ainda que o mesmo apresentado aqui seja específico para a planta em questão, seguindo os passos apresentados, a seguir, é possível gerar diversas configurações de ciclos de potência sem grandes dificuldades.

Primeiramente o ciclo de potência é estudado para as condições nominais de projeto da planta termossolar, em uma etapa denominada de “ciclo de projeto”. Posteriormente, um modelo do ciclo de potência para operar fora da condição nominal, durante o transiente solar, é desenvolvido utilizando parâmetros obtidos através das condições nominais da planta. Esta etapa da modelagem é chamada de “modelo físico”.

4.1. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

O ciclo de potência da SEGS VI, mostrado na Figura 4.1, é um ciclo de Rankine, que possui pré-aquecimento, superaquecimento e reaquecimento e trabalha com água líquida e vapor d'água.

O fluido de transferência de calor, Therminol VP-1, proveniente do tanque de armazenamento é encaminhado, em proporções diferentes, para o reaquecedor e paralelamente, para o conjunto de trocadores de calor composto por pré-aquecedor, caldeira e superaquecedor. O fluxo do fluido térmico é contracorrente com o de condensado/vapor.

O condensado passa pelo pré-aquecedor e pela caldeira, onde sai como vapor saturado. Este é encaminhado ao superaquecedor e posteriormente à turbina de alta pressão. O vapor na saída da turbina de alta pressão passa por um reaquecedor e então é encaminhado para a turbina de baixa pressão.

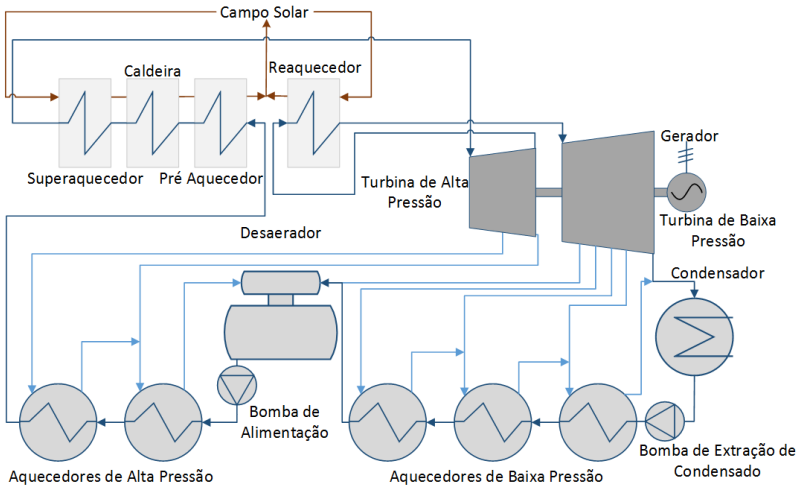
O vapor saturado na saída da turbina de baixa pressão é condensado em um condensador, e forçado por uma bomba de extração de condensado a passar por três aquecedores de baixa pressão. Estes aquecedores operam com vapor proveniente de extrações da turbina de baixa pressão, juntamente com o líquido saturado proveniente da saída do aquecedor de baixa pressão anterior, com exceção do último aquecedor no sentido do condensado. O líquido saturado da saída do primeiro aquecedor de baixa pressão, no sentido do condensado, é misturado com o vapor saturado proveniente da saída da turbina de baixa pressão, onde juntamente com este é encaminhado ao condensador.

O condensado aquecido é encaminhado para um desaerador, equipamento responsável por extrair os gases não condensáveis do ciclo utilizando vapor de uma extração da turbina de baixa pressão juntamente com vapor da saída do primeiro aquecedor de alta pressão.

Líquido saturado sai do desaerador e é pressurizado por uma bomba de alimentação até a pressão de operação da planta. Negligencia-se as perdas de carga.

O condensado pressurizado passa por dois aquecedores de alta pressão para então ser novamente encaminhado ao pré-aquecedor. O primeiro aquecedor de alta pressão opera com líquido saturado proveniente da saída do segundo aquecedor de alta pressão juntamente com uma extração de vapor da turbina de alta pressão, enquanto o segundo aquecedor opera apenas com uma extração da turbina. O líquido saturado proveniente da saída do primeiro aquecedor de alta pressão é encaminhado ao desaerador para se misturar com o condensado.

Figura4.1 - Ciclo de potência da SEGS VI.

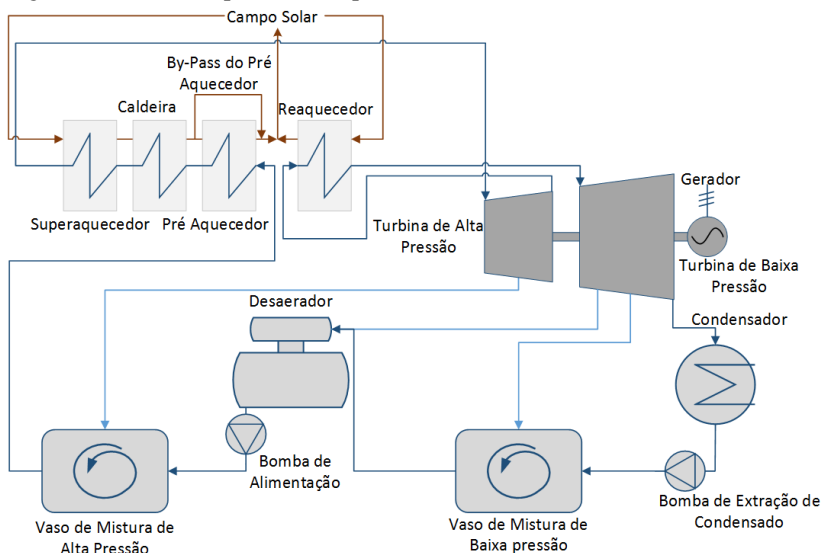


O *software* utilizado para programar o ciclo de potência, EES, apresentou alguns problemas de convergência devido a grande interdependência das equações em um ciclo de potência. Desta forma necessitou-se simplificar a planta de forma a facilitar a convergência e reduzir o tempo computacional. Simplificações semelhantes às adotadas

neste modelo também foram utilizadas por Patnode (2006) e Stuetzle (2002).

No ciclo adotado, Figura 4.2, substituíram-se os três aquecedores de baixa pressão e os dois de alta pressão por um vaso de mistura de baixa pressão e um de alta pressão respectivamente. Isto se torna razoável caso o condensado na saída dos vasos de mistura se encontre em uma condição termodinâmica próxima à que estaria se passasse pelos aquecedores (STUETZLE, 2002).

Figura 4.2 - Ciclo de potência simplificado.



Os procedimentos de cálculo dos ciclos de projeto e modelo físico foram efetuados em etapas. Durante os mesmos foram arbitrados valores para as variáveis ainda não definidas, a fim de que se possa acompanhar de forma facilitada o avanço das equações em cada etapa isolada.

Considera-se que todos os equipamentos são adiabáticos e que o ciclo opera em regime permanente. As perdas de carga e vazamentos de vapor na planta são negligenciadas. A condição termodinâmica do vapor na saída de um equipamento é igual à da entrada do subsequente. As variações nas energias cinética e potencial do fluido são desconsideradas.

4.2. CICLO DE PROJETO

Nesta etapa é implementado o modelo termodinâmico no EES para obter os parâmetros de dimensionamento da planta. Do ciclo de projeto se obtêm os fluxos mássicos nominais e as condutâncias dos trocadores de calor de forma a se atingir a potência elétrica nominal desejada.

O modelo da Figura 4.1 foi realizado e seus resultados comparados com os do modelo da Figura 4.2. Verificou-se que a diferença no rendimento do ciclo não ultrapassou 0,1%, justificando a premissa de que a simplificação do ciclo pouco influenciou em seu comportamento final.

4.2.1. Parâmetros iniciais

Os seguintes parâmetros iniciais de projeto foram atribuídos de forma a se assemelhar aos da SEGS VI (PATNODE, 2006; STUETZLE, 2002; LIPPKE, 1995).

Estes valores devem ser escolhidos de forma lógica com base nos requerimentos de projeto da planta de geração elétrica como um todo. Todos os parâmetros considerados como valores de projeto da planta estão indicados após a equação com a palavra "Projeto", assim como os parâmetros temporários necessários para dar continuidade à modelagem também estão indicados com a palavra "Temporário".

A potência nominal de geração elétrica da planta:

$$W_{Gerada} = 35 [MWe] - \text{Projeto} \quad (4.1)$$

As propriedades de temperatura e pressão para o vapor na entrada das turbinas de alta e baixa pressão devem ser escolhidas tendo em vista as limitações da temperatura do fluido térmico proveniente do campo solar (400 °C).

$$T_{Turb_{AP,e}} = 370 [^{\circ}C] - \text{Projeto} \quad (4.2)$$

$$P_{Turb_{AP,e}} = 10000 [kPa] - \text{Projeto} \quad (4.3)$$

$$T_{Turb_{BP,e}} = 370 [^{\circ}C] - \text{Projeto} \quad (4.4)$$

O sub-índice “e” indica que o fluido está entrando no equipamento, enquanto “s” indica a saída. $T_{Turb_{AP,e}}$ e $P_{Turb_{AP,e}}$ são a temperatura e a

pressão do vapor na entrada da turbina de alta pressão e $T_{TurbBP,e}$ a temperatura na entrada da turbina de baixa pressão.

As propriedades do fluido térmico (Therminol VP1) na entrada do ciclo de potência definidas por projeto são a temperatura, $T_{FTC,e}$, e a vazão mássica \dot{m}_{FTC} (WAGNER, 2008). Estes valores têm que ser cuidadosamente escolhidos com base nas características do campo solar, considerando sua operação nominal em um dia típico claro, e também com base na temperatura de saída desejada do fluido de transferência de calor do ciclo de potência.

Isto indica que o dimensionamento da área do campo solar deve suprir a demanda de temperatura e vazão de vapor definidas no projeto. Para tanto, a simulação do ciclo inteiro pode ser efetuada no MATLAB-EES, e o comportamento do campo solar estudado. Caso necessário os parâmetros do campo de coletores podem ser alterados para se adequar ao projeto.

Os resultados do campo solar modelado no capítulo 3 foram estudados para um dia claro típico (16/09/1998) e verificou-se que o campo solar apresenta uma vazão em sua condição mais estável, para uma temperatura constante de 390 °C, de 370 a 420 kg/s.

Os valores nominais definidos foram:

$$T_{FTC,e} = 390 [^{\circ}C] - \text{Projeto} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{FTC} = 397 [kg/s] - \text{Projeto} \quad (4.6)$$

A vazão total de fluido de transferência de calor é dividida em dois grupos de trocadores de calor, conforme comentado anteriormente, pois o ciclo possui reaquecimento. A fração de divisão das vazões adotada, com base no trabalho de Patnode (2006) foi:

$$\dot{m}_{FTC_{SA}}/\dot{m}_{FTC} = 0,872 [-] - \text{Projeto} \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{FTC} = \dot{m}_{FTC_{SA}} + \dot{m}_{FTC_{RA}} \quad (4.8)$$

As vazões $\dot{m}_{FTC_{SA}}$ e $\dot{m}_{FTC_{RA}}$ indicam as parcelas de vazão de fluido térmico que passam pelo grupo do superaquecedor e pelo reaquecedor respectivamente.

Esta fração pode ser alterada posteriormente, tendo em vista que a temperatura do Therminol VP1 na saída do campo solar, pelo

superaquecedor e reaquecedor devem ser próximas entre si, garantindo uma boa divisão de vazões.

O rendimento das turbinas foi baseado no trabalho de Patnode (2006), porém valores médios típicos poderiam ser utilizados, conforme comentado por Chaibakhsh e Ghaffari (2008). Geralmente, os rendimentos de turbinas de baixa pressão ($\eta_{Turb_{BP}}$) apresentam valores superiores aos dos rendimentos de turbinas de alta pressão ($\eta_{Turb_{AP}}$). Considerou-se que todas as seções da turbina de alta pressão possuem o mesmo rendimento, assim como todas as de baixa pressão.

Foi escolhido utilizar um valor de rendimento médio para cada turbina inteira, como comentado por Wagner (2008).

$$\eta_{Turb_{AP}} = 0,80 [-] - \text{Projeto} \quad (4.9)$$

$$\eta_{Turb_{BP}} = 0,88 [-] - \text{Projeto} \quad (4.10)$$

O rendimento das bombas é fornecido por Lippke (1995).

$$\eta_{bomba} = 0,695 [-] - \text{Projeto} \quad (4.11)$$

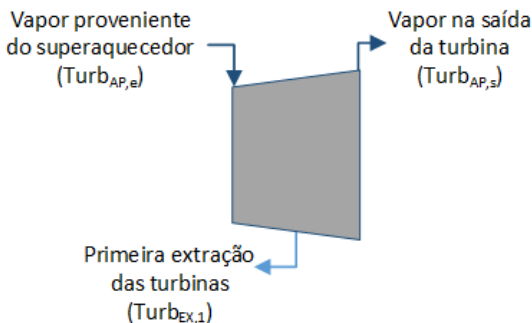
Outras considerações de projeto são feitas no decorrer da modelagem do ciclo de potência.

O equacionamento que segue inicia-se na entrada da turbina de alta pressão, e segue o fluxo do vapor, de forma a manter uma ordem lógica.

4.2.2. Turbina de alta pressão

As turbinas do ciclo de potência convertem a energia potencial do vapor, na forma de pressão, em energia cinética, utilizando a quantidade de movimento do vapor em expansão no interior da mesma para propulsionar palhetas rotacionando assim o seu eixo. O vapor entra superaquecido na turbina e a uma pressão elevada, saindo a uma pressão inferior. Conforme comentado anteriormente a turbina de alta pressão possui uma extração de vapor que é utilizado para aquecer o condensado no aquecedor de alta pressão (Figura 4.3).

Figura 4.3 - Turbina de alta pressão.



As propriedades de entrada da turbina de alta pressão, como comentado na seção anterior, são definidas em projeto. Para encontrar as propriedades do vapor na saída da mesma necessita-se definir um parâmetro de saída de projeto. Optou-se por fixar o título de saída do vapor, pois o mesmo é conhecido para a SEGS VI operando em sua condição nominal.

Geralmente o vapor na saída da turbina de alta pressão encontra-se levemente superaquecido, e tal nível de superaquecimento pode ser utilizado como parâmetro de projeto para definir as condições do vapor neste ponto, entretanto, para a SEGS VI tal vapor encontra-se saturado (PATNODE, 2006).

$$x_{Turb_{AP,S}} = 0,957 [-] - \text{Projeto} \quad (4.12)$$

Onde $x_{Turb_{AP,S}}$ é o título do vapor na saída da turbina. As propriedades do vapor na saída da turbina podem ser encontradas a partir do rendimento isentrópico da mesma.

$$\eta_{Turb_{AP,1}} = \frac{i_{Turb_{AP,e}} - i_{Turb_{EX,1}}}{i_{Turb_{AP,e}} - i_{Turb_{EX,1s}}} \quad (4.13)$$

$$\eta_{Turb_{AP,2}} = \frac{i_{Turb_{EX,1}} - i_{Turb_{AP,S}}}{i_{Turb_{EX,1}} - i_{Turb_{AP,Ss}}} \quad (4.14)$$

$$s_{Turb_{EX,1}} = f(i_{Turb_{EX,1}}, P_{Turb_{EX,1}}) \quad (4.15)$$

$$i_{Turb_{AP,Ss}} = f(P_{Turb_{AP,S}}, s_{Turb_{EX,1}}) \quad (4.16)$$

$$s_{Turb_{AP,e}} = f(T_{Turb_{AP,e}}, P_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.17)$$

$$i_{Turb_{AP,e}} = f(T_{Turb_{AP,e}}, P_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.18)$$

$$i_{Turb_{EX,1s}} = f(P_{Turb_{AP,S}}, s_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.19)$$

$$i_{Turb_{AP,S}} = f(P_{Turb_{AP,S}}, x_{Turb_{AP,S}}) \quad (4.20)$$

As entalpias $i_{Turb_{AP,e}}$, $i_{Turb_{AP,S}}$, $i_{Turb_{AP,Ss}}$ e $i_{Turb_{EX,1s}}$ são respectivamente do vapor na entrada e na saída da turbina de alta pressão e a entalpia isentrópica na saída e na extração da turbina, ou seja, a entalpia que o vapor teria caso o processo de expansão fosse reversível. $s_{Turb_{AP,e}}$ e $s_{Turb_{EX,1}}$ são a entropias específicas do vapor na entrada da turbina e na extração, e $P_{Turb_{AP,S}}$ a pressão na saída da turbina de alta pressão. Os rendimentos das seções da turbina são iguais ao rendimento da turbina como um todo previamente definido.

A vazão mássica de vapor nesta modelagem é função da potência elétrica gerada. Para prosseguir com os cálculos, valores arbitrários são atribuídos e posteriormente retirados do modelo.

$$\dot{m}_{Turb_{AP,1}} = 39 [kg/s] - \text{Temporário} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{Turb_{EX,1}} = 3 [kg/s] - \text{Temporário} \quad (4.22)$$

Onde $\dot{m}_{Turb_{AP,1}}$ é a vazão mássica de vapor que entra na turbina de alta pressão e atravessa seu primeiro estágio, e $\dot{m}_{Turb_{EX,1}}$ é a vazão mássica da primeira extração.

A vazão mássica que atravessa o segundo estágio da turbina é por consequência:

$$\dot{m}_{Turb_{AP,2}} = \dot{m}_{Turb_{AP,1}} - \dot{m}_{Turb_{EX,1}} \quad (4.23)$$

Para calcular a potência gerada pela turbina, o mesmo rendimento isentrópico calculado anteriormente deve ser obtido para o primeiro estágio da turbina, para isto necessita-se de uma propriedade termodinâmica do vapor no ponto da primeira extração. Será utilizada a temperatura da primeira extração, $T_{Turb_{EX,1}}$, como um valor temporário.

$$T_{Turb_{EX},1} = (T_{Turb_{AP,e}} + T_{Turb_{AP,s}})/2 - \text{Temporário} \quad (4.24)$$

$$T_{Turb_{AP,S}} = f(P_{Turb_{AP,S}}, x_{Turb_{AP,S}}) \quad (4.25)$$

$$P_{Turb_{EX},1} = f(T_{Turb_{EX},1}, h_{Turb_{EX},1}) \quad (4.26)$$

$T_{Turb_{AP,S}}$ é a temperatura do vapor na saída da turbina de alta pressão e $P_{Turb_{EX},1}$ a pressão na extração.

A potência gerada em MW produzida por cada estágio da turbina é vista nas equações (4.27) e (4.28).

$$\dot{W}_{Turb_1} = (h_{Turb_{AP,e}} - h_{Turb_{EX},1})\dot{m}_{Turb_{AP},1} \quad (4.27)$$

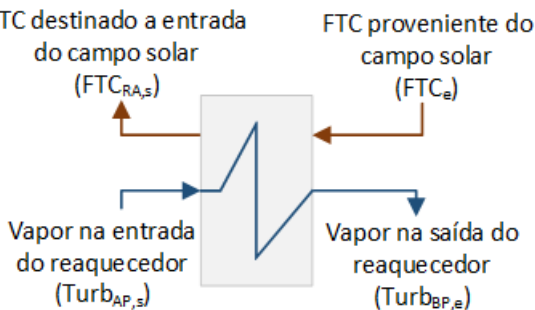
$$\dot{W}_{Turb_2} = (h_{Turb_{EX},1} - h_{Turb_{AP,S}})\dot{m}_{Turb_{AP},2} \quad (4.28)$$

A potência gerada pelo primeiro estágio, \dot{W}_{Turb_1} , mais a potência gerada pelo segundo estágio, \dot{W}_{Turb_2} , totalizam a potência gerada pela turbina de alta pressão.

4.2.3. Reaquecedor

O vapor proveniente da saída da turbina de alta pressão é direcionado diretamente ao reaquecedor Figura 4.4. Este equipamento tem como função superaquecer o vapor para encaminhá-lo à turbina de baixa pressão.

Figura 4.4 – Reaquecedor.



Tendo estipulado a temperatura de entrada da turbina de baixa pressão, as propriedades do vapor na saída do reaquecedor podem ser encontradas.

$$i_{Turb_{BP},e} = f(T_{Turb_{BP},e}, P_{Turb_{BP},e}) \quad (4.29)$$

$$P_{Turb_{BP},e} = P_{Turb_{AP},s} \quad (4.30)$$

A entalpia e pressão do vapor na entrada da turbina de baixa pressão são $i_{Turb_{BP},e}$ e $P_{Turb_{BP},e}$ respectivamente.

Um balanço de energia no trocador de calor fornece a temperatura de saída do fluido de transferência de calor.

No reaquecedor, assim como nos outros trocadores tratados, é feita a consideração de regime estacionário para um trocador de calor isolado, onde as variações das energias potencial e cinética foram desconsideradas (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$\dot{Q}_{RA} = (i_{Turb_{BP},e} - i_{Turb_{AP},s})\dot{m}_{Tubr_{BP},1} \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{RA} = (i_{FTC,e} - i_{FTC_{RA},s})\dot{m}_{FTC_{RA}} \quad (4.32)$$

\dot{Q}_{RA} é fluxo de calor no reaquecedor e $\dot{m}_{Tubr_{BP},1}$ a vazão mássica que atravessa a primeira seção da turbina de baixa pressão.

$$\dot{m}_{Tubr_{BP},1} = \dot{m}_{Tubr_{AP},2} \quad (4.33)$$

$$i_{FTC,e} = f(T_{FTC,e}) \quad (4.34)$$

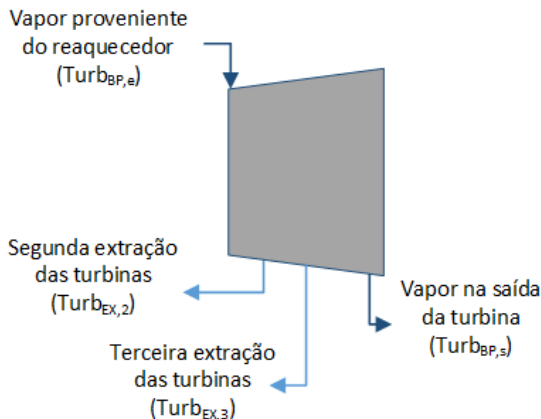
$$i_{FTC_{RA},s} = f(T_{FTC_{RA},s}) \quad (4.35)$$

As entalpias do fluido de transferência de calor na entrada do reaquecedor, $i_{FTC,e}$, e na saída dele, $i_{FTC_{RA},s}$, são funções da temperatura do fluido para seus respectivos pontos, $T_{FTC,e}$ e $T_{FTC_{RA},s}$.

4.2.4. Turbina de baixa pressão

A turbina de baixa pressão possui extrações, semelhantes à turbina de alta pressão, estando dividida em três estágios distintos.

Figura 4.5 - Turbina de baixa pressão.



A pressão na saída da turbina de baixa pressão, ou seja, a pressão do condensador, é um parâmetro definido em projeto e depende do tipo de tecnologia que o condensador utiliza e da temperatura do fluido refrigerante utilizado no mesmo. No caso, utiliza-se água proveniente de uma torre de arrefecimento. A pressão de operação nominal é:

$$P_{TurbBP,s} = 8 \text{ [kPa]} - \text{Projeto} \quad (4.36)$$

As vazões mássicas da primeira extração ($\dot{m}_{TurbEX,2}$) e da segunda extração ($\dot{m}_{TurbEX,3}$) da turbina de baixa pressão são introduzidas como parâmetros temporários.

$$\dot{m}_{TurbEX,2} = 3 \text{ [kg/s]} - \text{Temporário} \quad (4.37)$$

$$\dot{m}_{TurbEX,3} = 7 \text{ [kg/s]} - \text{Temporário} \quad (4.38)$$

O cálculo das propriedades do vapor na saída da turbina de baixa pressão e suas duas extrações é efetuado de forma semelhante à realizada anteriormente. Os rendimentos das seções isoladas da turbina de baixa pressão são ditos como iguais ao rendimento atribuído.

$$\eta_{TurbBP,1} = \frac{i_{TurbBP,e} - i_{TurbEX,2}}{i_{TurbBP,e} - i_{TurbEX,2s}} \quad (4.39)$$

$$\eta_{Turbb_{BP},2} = \frac{i_{Turbb_{EX},2} - i_{Turbb_{EX},3}}{i_{Turbb_{EX},2} - i_{Turbb_{EX},3s}} \quad (4.40)$$

$$\eta_{Turbb_{BP},3} = \frac{i_{Turbb_{EX},3} - i_{Turbb_{BP},s}}{i_{Turbb_{EX},3} - i_{Turbb_{BP},s_s}} \quad (4.41)$$

$$s_{Turbb_{BP},e} = f(T_{Turbb_{BP},e}, P_{Turbb_{BP},e}) \quad (4.42)$$

$$s_{Turbb_{EX},2} = f(h_{Turbb_{EX},2}, P_{Turbb_{EX},2}) \quad (4.43)$$

$$s_{Turbb_{EX},3} = f(h_{Turbb_{EX},3}, P_{Turbb_{EX},3}) \quad (4.44)$$

$$i_{Turbb_{BP},s_s} = f(P_{Turbb_{BP},s}, s_{Turbb_{EX},3}) \quad (4.45)$$

$$i_{Turbb_{EX},3_s} = f(P_{Turbb_{EX},3}, s_{Turbb_{EX},2}) \quad (4.46)$$

$$i_{Turbb_{EX},2_s} = f(P_{Turbb_{EX},2}, s_{Turbb_{BP},e}) \quad (4.47)$$

$$T_{Turbb_{BP},s} = f(P_{Turbb_{BP},s}, i_{Turbb_{BP},s}) \quad (4.48)$$

$$x_{Turbb_{BP},s} = f(P_{Turbb_{BP},s}, i_{Turbb_{BP},s}) \quad (4.49)$$

$$P_{Turbb_{EX},2} = f(T_{Turbb_{EX},2}, i_{Turbb_{EX},2}) \quad (4.50)$$

$$P_{Turbb_{EX},3} = f(T_{Turbb_{EX},3}, i_{Turbb_{EX},3}) \quad (4.51)$$

Onde i_{Turbb_{BP},s_s} , $i_{Turbb_{EX},2_s}$ e $i_{Turbb_{EX},3_s}$ representam as entalpias isentrópicas do vapor na saída da turbina de baixa pressão, na segunda e na terceira extração da turbina, enquanto $i_{Turbb_{BP},s}$, $i_{Turbb_{EX},2}$ e $i_{Turbb_{EX},3}$ representam as entalpias na saída da turbina, na segunda e na terceira extração respectivamente. $P_{Turbb_{EX},2}$ e $P_{Turbb_{EX},3}$ são as pressões da segunda e terceira extração do conjunto de turbinas, que são a primeira e a segunda da turbina de baixa pressão.

A pressão $P_{Turbb_{EX},2}$ futuramente se tornará o parâmetro que definirá as propriedades da extração.

$s_{Turb_{BP,e}}$, $T_{Turb_{BP,s}}$ e $x_{Turb_{BP,s}}$ são a entropia do vapor na entrada da turbina de baixa pressão, a temperatura e o título do vapor na entrada do condensador respectivamente.

As temperaturas das extrações $T_{Turb_{EX,2}}$ e $T_{Turb_{EX,3}}$, são aqui atribuídas como valores temporários.

$$T_{Turb_{EX,2}} = T_{Turb_{BP,s}} + \frac{2}{3} (T_{Turb_{BP,e}} - T_{Turb_{BP,s}}) \quad (4.52)$$

– Temporário

$$T_{Turb_{EX,3}} = T_{Turb_{BP,s}} + \frac{1}{3} (T_{Turb_{BP,e}} - T_{Turb_{BP,s}}) \quad (4.53)$$

– Temporário

As vazões mássicas que atravessam o segundo e terceiro estágio da turbina de baixa pressão são respectivamente:

$$\dot{m}_{Turb_{BP,2}} = \dot{m}_{Turb_{BP,1}} - \dot{m}_{Turb_{EX,2}} \quad (4.54)$$

$$\dot{m}_{Turb_{BP,3}} = \dot{m}_{Turb_{BP,2}} - \dot{m}_{Turb_{EX,3}} \quad (4.55)$$

A potência gerada pelos primeiro, segundo e terceiro estágios da turbina de baixa pressão são respectivamente \dot{W}_{Turb_3} , \dot{W}_{Turb_4} e \dot{W}_{Turb_5} .

$$\dot{W}_{Turb_3} = (i_{Turb_{BP,e}} - i_{Turb_{EX,2}}) \dot{m}_{Turb_{BP,1}} \quad (4.56)$$

$$\dot{W}_{Turb_4} = (i_{Turb_{EX,2}} - i_{Turb_{EX,3}}) \dot{m}_{Turb_{BP,2}} \quad (4.57)$$

$$\dot{W}_{Turb_5} = (i_{Turb_{EX,3}} - i_{Turb_{BP,s}}) \dot{m}_{Turb_{BP,3}} \quad (4.58)$$

4.2.5. Gerador

O equipamento destinado a converter a energia mecânica gerada nas turbinas em energia elétrica é o gerador. A eficiência do gerador pode ser obtida pelo fabricante:

$$\eta_{Ger} = 0.98 \text{ – Projeto} \quad (4.59)$$

A potência elétrica total gerada é um parâmetro de entrada de projeto do ciclo de potência, e esta é definida como:

$$\dot{W}_{Gerada} = (\dot{W}_{Turb_1} + \dot{W}_{Turb_2} + \dot{W}_{Turb_3} + \dot{W}_{Turb_4} + \dot{W}_{Turb_5})\eta_{Ger} \quad (4.60)$$

Pode-se assim retirar $\dot{m}_{Turb_{AP,1}}$ como parâmetro temporário do equacionamento, pois com base na potência gerada é possível obter a vazão de vapor requerida.

O rendimento do ciclo é:

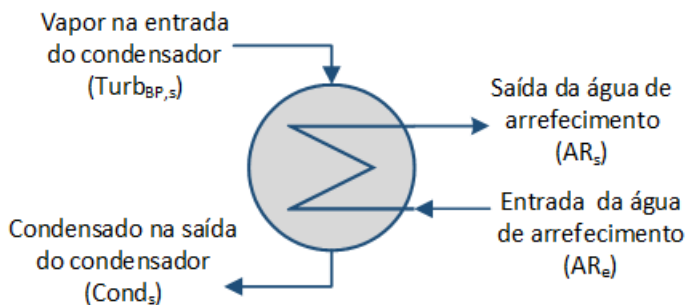
$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{Gerada}}{\dot{Q}_{RA} + \dot{Q}_{SA} + \dot{Q}_{PA} + \dot{Q}_{CA}} \quad (4.61)$$

Onde os fluxos de calor trocados por cada equipamento são obtidos nas seções subsequentes.

4.2.6. Condensador

O condensador é um trocador de calor casco e tubo fechado, que troca calor entre o vapor proveniente da saída da turbina de baixa pressão com a água de arrefecimento. O fluxo de água passa pelos tubos, e o vapor é condensado no casco, de forma com que o condensado possa ser bombeado novamente para o ciclo de potência (Figura 4.6).

Figura 4.6 – Condensador.



A forma construtiva do condensador garante que apenas água saturada ou ligeiramente sub-resfriada deixe o mesmo. Para tanto se considera que na saída do condensador, o título é:

$$x_{Cond,s} = 0 \text{ – Projeto} \quad (4.62)$$

$$T_{Cond} = f(P_{TurbBP,S}) \quad (4.63)$$

Para a modelagem do condensador é necessário conhecer as temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento. Utiliza-se como base a temperatura de saturação do vapor no condensador, T_{Cond} , de forma a definir estas temperaturas.

Stuetzle (2002) sugere que a temperatura da água na entrada do condensador esteja de 11 a 17 [°C] abaixo da temperatura de saturação e que a diferença entre a temperatura de saída da água e a temperatura do vapor não seja menor do que 3 [°C]. No presente trabalho utilizou-se:

$$\Delta T_{AR,e} = 15 \text{ [°C]} \text{ – Projeto} \quad (4.64)$$

$$\Delta T_{AR,s} = 4 \text{ [°C]} \text{ – Projeto} \quad (4.65)$$

$$T_{AR,e} = T_{Cond} - \Delta T_{AR,e} \quad (4.66)$$

$$T_{AR,s} = T_{Cond} - \Delta T_{AR,s} \quad (4.67)$$

Onde $\Delta T_{AR,e}$, $\Delta T_{AR,s}$, $T_{AR,e}$ e $T_{AR,s}$ representam a diferença entre a temperatura da água de resfriamento e a temperatura de saturação do vapor para a entrada e a saída do condensador, e as temperaturas da água de resfriamento na entrada e saída do condensador, respectivamente.

O calor específico da água de resfriamento pode ser considerado constante para toda sua faixa de operação, sendo que a pressão de operação da mesma é próxima à atmosférica.

$$c_{p,AR} = 4,183 \text{ [kJ/kg K]} \text{ – Projeto} \quad (4.68)$$

O balanço de energia no condensador, considerando o equipamento perfeitamente isolado, mostra que o fluxo de calor (\dot{Q}_{CD}) é obtido por:

$$\dot{Q}_{CD} = (i_{TurbBP,S} - i_{Cond,S}) \dot{m}_{TurbBP,3} \quad (4.69)$$

$$i_{Cond,s} = f(x_{Cond,s}, P_{Turb_{BP,s}}) \quad (4.70)$$

onde $i_{Cond,s}$ é a entalpia do condensado na saída do condensador. É possível obter assim a vazão de água de resfriamento, \dot{m}_{AR} , no condensador para o caso nominal da planta.

$$\dot{Q}_{CD} = c_{p,AR}(T_{AR,s} - T_{AR,e})\dot{m}_{AR} \quad (4.71)$$

4.2.7. Bomba de extração de condensado

Na saída do condensador encontra-se uma bomba que realiza a extração e pressurização do condensado (Figura 4.7).

Figura 4.7 - Bomba de extração de condensado.



Desconsiderando a perda de carga do sistema, tem-se que a pressão na saída da bomba de extração de condensado é igual à pressão do desaerador (P_{Des}), ou seja, a pressão da primeira extração da turbina de baixa pressão.

$$P_{Des} = P_{Turb_{EX,2}} \quad (4.72)$$

Uma vez conhecidas as propriedades do condensado na entrada da bomba, é possível se obter as condições de água sub-resfriada na saída da mesma, utilizando seu rendimento isentrópico. Para tanto, se tem que a entropia do vapor na saída do condensador é $s_{Cond,s}$, e a entalpia e entalpia isentrópica do condensado na saída da bomba $i_{BP_{C,e}}$ e $i_{BP_{C,es}}$ respectivamente. $T_{BP_{C,e}}$ é a temperatura na saída da bomba.

$$s_{Cond,s} = f(x_{Cond,s}, P_{Turb_{BP,s}}) \quad (4.73)$$

$$i_{BP_{C,es}} = f(P_{Des}, s_{Cond,s}) \quad (4.74)$$

$$\eta_{Bomba} = \frac{i_{Cond,s} - i_{BP_{C,e_s}}}{i_{Cond,s} - i_{BP_{C,e}}} \quad (4.75)$$

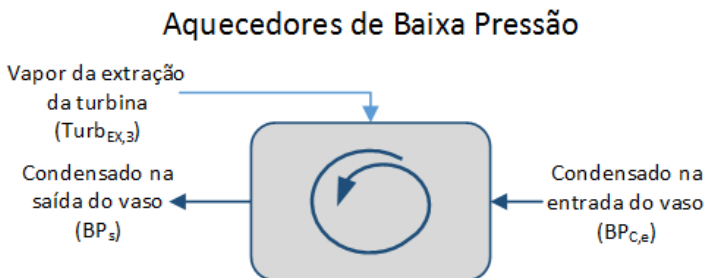
$$T_{BP_{C,e}} = f(P_{Des}, i_{BP_{C,e}}) \quad (4.76)$$

4.2.8. Aquecedor de baixa pressão

Os aquecedores na linha do condensado são trocadores de calor casco e tubo, utilizados para promover o aquecimento do condensado. O mesmo passa por dentro dos tubos do trocador, enquanto vapor proveniente de uma extração da turbina condensa pela parte do casco, trocando calor com os tubos e aumentando assim a eficiência do ciclo (JONES et al., 2001).

Neste modelo, entretanto, os aquecedores são tratados como tanques de mistura conforme mostrado na Figura 4.8.

Figura 4.8 - Aquecedores de baixa pressão.



Neste aquecedor o líquido sub-resfriado proveniente da bomba de extração de condensado é misturado com vapor da segunda extração da turbina de baixa pressão. O nível de aquecimento do condensado é um valor de projeto, e este determina a vazão da extração da turbina, eliminando a necessidade da mesma como parâmetro temporário.

Com base no estudo da planta da SEGS VI, o valor do salto de temperatura do condensado, ΔT_{BP} , foi escolhido com intuito de fazer com que o único aquecedor de baixa pressão do modelo se assemelhe aos três existentes na planta:

$$\Delta T_{BP} = 100 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Projeto} \quad (4.77)$$

Para definir o ponto da segunda extração da turbina de baixa pressão é necessário estabelecer a temperatura do vapor naquele ponto. Para isto, conforme Wagner (2008) comenta, utiliza-se um valor de diferença de temperatura de projeto entre a temperatura do condensado na saída do aquecedor e a temperatura do vapor da extração, $\Delta T_{BP,V}$.

$$\Delta T_{BP,V} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Projeto} \quad (4.78)$$

As temperaturas do condensado na saída do aquecedor e da segunda extração da turbina de baixa pressão são respectivamente:

$$T_{BP,s} = T_{BP,c,e} + \Delta T_{BP} \quad (4.79)$$

$$T_{TurbEX,3} = T_{BP,s} + \Delta T_{BP,V} \quad (4.80)$$

Um balanço de energia do aquecedor fornece:

$$\dot{m}_{Tubr_{BP,2}} i_{BP,s} = \dot{m}_{Tubr_{BP,3}} i_{BP,c,e} + \dot{m}_{TurbEX,3} i_{TurbEX,3} \quad (4.81)$$

Onde as entalpias do condensado na saída do aquecedor e da segunda extração da turbina de baixa pressão são respectivamente:

$$i_{BP,s} = f(T_{BP,s}, P_{Des}) \quad (4.82)$$

$$i_{TurbEX,3} = f(T_{TurbEX,3}, P_{Des}) \quad (4.83)$$

É interessante, no final da modelagem, verificar se a faixa de vazão mássica de todas as extrações somadas encontra-se entre 10 e 25% (WAGNER, 2008) e (PATNODE, 2006).

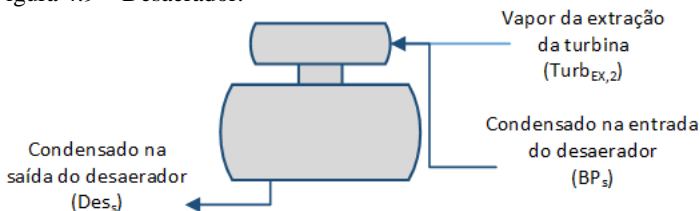
4.2.9. Desaerador

O desaerador é um equipamento vital para a planta, que tem como função extrair os gases não condensáveis do condensado, antes que o mesmo passe pela bomba de alimentação e seja pressurizado. Estes gases poderiam danificar equipamentos no ciclo e desgastar as paredes dos tubos (JONES et al., 2001).

Este equipamento funciona basicamente como uma caixa de mistura, com uma entrada para o condensado, e outra para o vapor

proveniente da primeira extração da turbina de baixa pressão, Figura 4.9. O vapor é pulverizado juntamente com o condensado, o que faz com que os gases não condensáveis até então encontrados no líquido sejam purgados para o ambiente pelo topo do desaerador.

Figura 4.9 – Desaerador.



A saída do desaerador é direcionada para a bomba de alimentação do sistema, que comprime o líquido até a pressão de entrada da turbina de alta pressão.

Faz-se necessário definir o salto de temperatura desejado do condensado no desaerador, ΔT_{Des} .

$$\Delta T_{Des} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Projeto} \quad (4.84)$$

A pressão no desaerador é igual à pressão da primeira extração da turbina de baixa pressão. Devido a sua forma construtiva, a vazão de saída do equipamento é composta apenas por condensado, semelhante ao condensador.

$$x_{Des,s} = 0 \quad (4.85)$$

Com a temperatura e o título na saída do desaerador pode-se obter a pressão no mesmo, excluindo o valor temporário que definia o ponto da primeira extração da turbina de baixa.

$$T_{Des,s} = T_{BP,s} + \Delta T_{Des} \quad (4.86)$$

$$P_{Des} = f(T_{Des,s}, x_{Des,s}) \quad (4.87)$$

$$T_{Turb_{EX,2}} = f(P_{Turb_{EX,2}}, i_{Turb_{EX,2}}) \quad (4.88)$$

Isto exclui os valores temporários de temperatura e pressão da segunda extração do conjunto de turbinas. O balanço de energia no desaerador fornece:

$$\dot{m}_{Turb_{EX,2}} i_{Turb_{EX,2}} + \dot{m}_{Turb_{BP,2}} i_{BP,s} = \dot{m}_{Turb_{AP,2}} i_{Des,s} \quad (4.89)$$

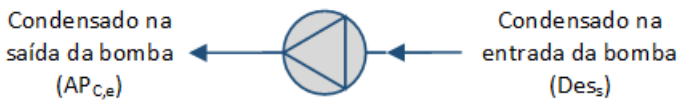
$$h_{Des,s} = f(x_{Des,s}, T_{Des,s}) \quad (4.90)$$

Desta forma obtém-se a vazão mássica da segunda extração.

4.2.10. Bomba de alimentação

Semelhante ao que ocorre na saída do condensador, na saída do desaerador encontra-se uma bomba que realiza a pressurização do condensado até o valor de pressão nominal da planta, chamada de bomba de alimentação, Figura 4.10. A pressão na saída da bomba de alimentação é igual à pressão de entrada da turbina ($P_{Turb_{AP,e}}$).

Figura 4.10 - Bomba de alimentação.



As propriedades do condensado na entrada da bomba são conhecidas, desta forma temos:

$$s_{Des,s} = f(x_{Des,s}, P_{Turb_{EX,2}}) \quad (4.91)$$

$$i_{AP_{C,e}} = f(P_{Turb_{AP,e}}, s_{Des,s}) \quad (4.92)$$

$$\eta_{Bomba} = \frac{i_{Des,s} - i_{AP_{C,e}}}{i_{Des,s} - i_{AP_{C,e}}} \quad (4.93)$$

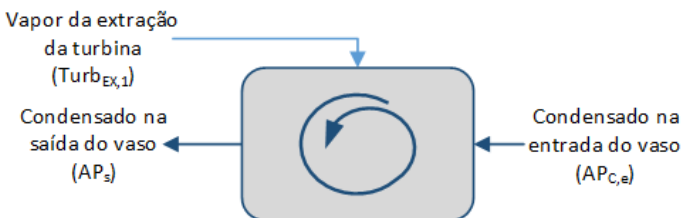
$$T_{AP_{C,e}} = f(P_{Turb_{AP,e}}, i_{AP_{C,e}}) \quad (4.94)$$

A entropia do líquido na saída do desaerador é $s_{Des,s}$, e a entalpia e entalpia isentrópica do condensado na saída da bomba $i_{APC,e}$ e i_{APC,e_s} respectivamente. $T_{APC,e}$ é a temperatura na saída da bomba.

4.2.11. Aquecedor de alta pressão

O aquecedor de alta pressão opera de forma semelhante ao de baixa, com a diferença que o vapor utilizado para aquecer o condensado neste caso é proveniente da turbina de alta pressão, Figura 4.11.

Figura 4.11 - Aquecedor de alta pressão.



O valor do salto de temperatura que o condensado sofre também é um dado de entrada de projeto.

Com base no estudo da planta da SEGS VI, o valor adotado, de forma a fazer com que o único aquecedor de baixa pressão se equivalha aos dois existentes na planta, é de:

$$\Delta T_{AP} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Projeto} \quad (4.95)$$

E a diferença entre a temperatura do vapor de extração com a do condensado na saída do aquecedor de alta pressão:

$$\Delta T_{AP,V} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Projeto} \quad (4.96)$$

As temperaturas do condensado na saída do aquecedor e da extração da turbina de alta pressão são respectivamente:

$$T_{AP,S} = T_{APC,e} + \Delta T_{AP} \quad (4.97)$$

$$T_{TurbEX,1} = T_{AP,S} + \Delta T_{BP,V} \quad (4.98)$$

Os valores de temperatura atribuídos anteriormente podem ser descartados. Para descartar também o valor de vazão mássica temporária atribuída, faz-se um balanço energético.

$$\dot{m}_{Turb_{AP},1} i_{AP,s} = \dot{m}_{Turb_{BP},1} i_{AP,c,e} + \dot{m}_{Turb_{EX},1} i_{Turb_{EX},1} \quad (4.99)$$

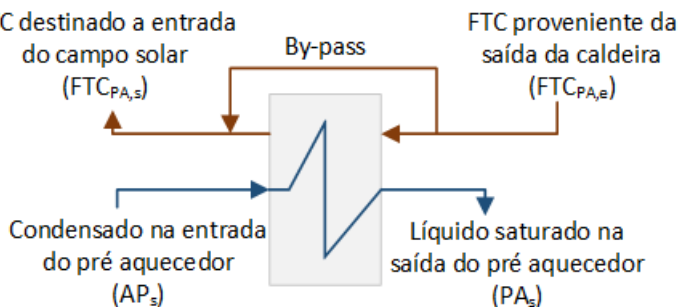
Onde a entalpia do condensado na saída do aquecedor é conhecida.

$$i_{AP,s} = f(T_{AP,s}, P_{Turb_{AP},e}) \quad (4.100)$$

4.2.12. Pré-aquecedor

O pré-aquecedor é um trocador de calor do tipo casco e tubo, com fluxo contracorrente, que tem como função aquecer o condensado até próximo do ponto de saturação.

Figura 4.12 - Pré-aquecedor.



Uma simplificação utilizada foi considerar que para o caso nominal, o pré-aquecedor consegue entregar líquido saturado para a caldeira, desta forma é possível obter a temperatura de saída do condensado no equipamento, $T_{PA,s}$ e a entalpia de saída $i_{PA,s}$.

$$x_{PA,s} = 0 \text{ – Projeto} \quad (4.101)$$

$$T_{PAAL,s} = f(x_{PA,s}, P_{Turb_{AP},e}) \quad (4.102)$$

$$i_{PA,s} = f(x_{PA,s}, P_{Turb_{AP},e}) \quad (4.103)$$

Para efetuar o balanço energético faz-se necessário atribuir um valor temporário para a temperatura do fluido de transferência térmica Therminol VP-1 na entrada do mesmo. Como sua entalpia é função apenas da temperatura tem-se que $i_{FTCPA,e}$ pode ser obtida.

$$T_{FTCPA,e} = 315 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Temporário} \quad (4.104)$$

$$i_{FTCPA,e} = f(T_{FTCPA,e}) \quad (4.105)$$

O calor trocado pelo pré-aquecedor pode ser obtido pelo balanço abaixo:

$$\dot{Q}_{PA} = (i_{PA,s} - i_{AP,s})\dot{m}_{Turb_{AP},1} \quad (4.106)$$

A temperatura de saída do fluido de transferência térmica do pré-aquecedor, $T_{FTCPA,s}$, pode ser obtida através de sua entalpia, $i_{FTCPA,s}$. Este fluido é misturado com o proveniente da saída do reaquecedor, e então encaminhado para o campo solar.

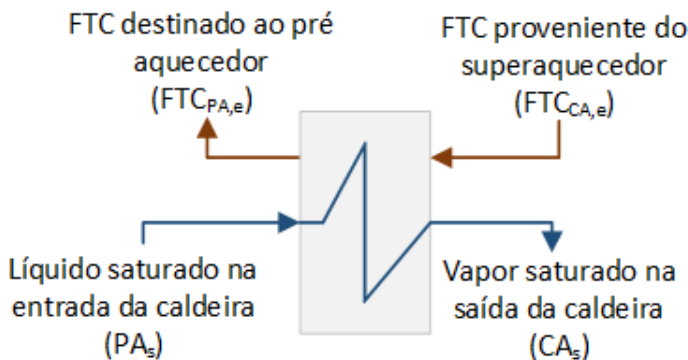
$$\dot{Q}_{PA} = (i_{FTCPA,e} - i_{FTCPA,s})\dot{m}_{FTCSA} \quad (4.107)$$

$$i_{FTCPA,s} = f(T_{FTCPA,s}) \quad (4.108)$$

4.2.13. Caldeira

A caldeira, neste tipo de planta de geração, é um trocador de calor casco e tubo, onde o fluido térmico aquecido passa por dentro dos tubos enquanto a água saturada fica na parte do casco, Figura 4.13.

Figura 4.13 – Caldeira.



A saída de vapor do equipamento encontra-se na parte superior do casco, garantindo que apenas vapor saturado deixe o equipamento. Logo o título de saída do equipamento é conhecido, e conhecendo a pressão, obtém-se também a entalpia e a temperatura.

$$x_{CA,s} = 1 - \text{Projeto} \quad (4.109)$$

$$i_{CA,s} = f(x_{CA,s}, P_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.110)$$

$$T_{CA,s} = f(x_{CA,s}, P_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.111)$$

Para efetuar o balanço térmico é necessário atribuir um valor arbitrário para a temperatura do fluido de transferência térmica na entrada da caldeira. Este parâmetro elimina a necessidade da temperatura na entrada do pré-aquecedor. Sua entalpia também pode ser obtida.

$$T_{FTCA,e} = 380 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Temporário} \quad (4.112)$$

$$i_{FTCA,e} = f(T_{FTCA,e}) \quad (4.113)$$

O calor trocado na caldeira pode ser obtido de forma semelhante ao pré-aquecedor, juntamente com as condições de saída do fluido térmico do equipamento.

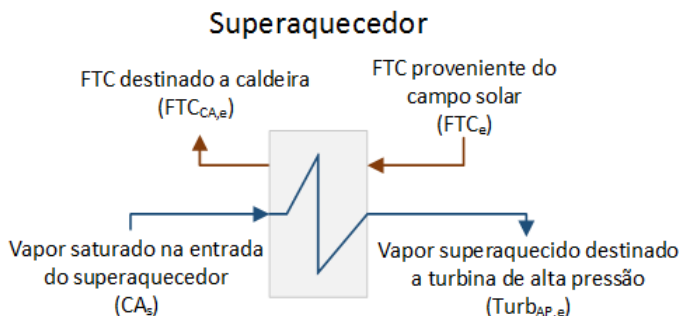
$$\dot{Q}_{CA} = (i_{CA,AL,s} - i_{PA,AL,s})\dot{m}_{Turb_{AP,1}} \quad (4.114)$$

$$\dot{Q}_{CA} = (i_{FTC_{CA,e}} - i_{FTC_{PA,e}})\dot{m}_{FTC_{SA}} \quad (4.115)$$

4.2.14. Superaquecedor

Este trocador de calor tem como funcionalidade superaquecer o vapor saturado proveniente da caldeira até o nível de superaquecimento desejado.

Figura 4.14 – Superaquecedor.



As propriedades do fluido térmico na entrada do superaquecedor são iguais às da entrada do reaquecedor, desta forma, através do balanço de energia no equipamento é possível eliminar o valor temporário de temperatura do Therminol VP-1 na entrada da caldeira.

$$\dot{Q}_{SA} = (i_{Turb_{AP,e}} - i_{CA,s})\dot{m}_{Turb_{AP,1}} \quad (4.116)$$

$$\dot{Q}_{SA} = (i_{FTC,e} - i_{FTC_{CA,e}})\dot{m}_{FTC_{SA}} \quad (4.117)$$

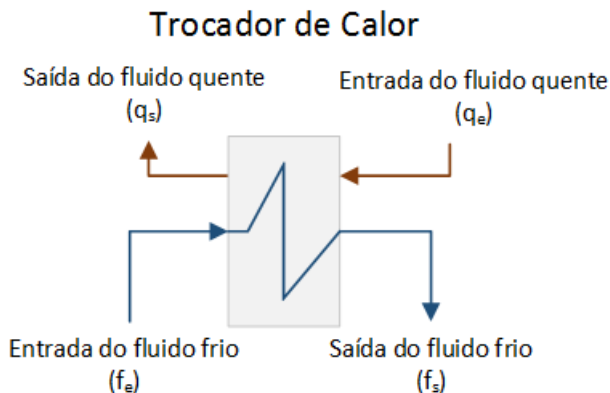
Este é o último equipamento modelado no ciclo de potência.

4.2.15. Análise dos trocadores de calor

Para o modelo físico será utilizado o método de aproximação chamado de método da efetividade NUT (Número de Unidades de Transferência) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Nesta seção o procedimento para um trocador de calor genérico, Figura 4.15, é detalhado.

Figura 4.15 - Trocador de calor.



- Taxa máxima de transferência de calor

As taxas de capacidade térmica para os fluidos quente e frio são, por definição (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$C_q \equiv \dot{m}_q c_{p,q} \quad (4.118)$$

$$C_f \equiv \dot{m}_f c_{p,f} \quad (4.119)$$

Onde C , \dot{m} e c_p representam a taxa de capacidade térmica, a vazão mássica e o calor específico à pressão constante e os subscritos q e f representam o fluido quente e frio respectivamente

Quando o fluido está sujeito à mudança de fase, tal como a água de alimentação na caldeira que sofre evaporação, ou o vapor da saída da turbina que condensa no condensador, tem-se que sua taxa de capacidade térmica tende ao infinito, $C \rightarrow \infty$, pois o calor específico à pressão constante tende ao infinito, $c_p \rightarrow \infty$.

A taxa máxima de transferência de calor, \dot{Q}_{Max} , é a taxa que teoricamente seria atingida em um trocador de calor perfeitamente isolado, de contra fluxos com comprimento infinito.

$$\dot{Q}_{Max} = C_{Min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (4.120)$$

Onde C_{Min} é a menor taxa de capacidade térmica entre C_q e C_f para o trocador de calor em questão. $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ são as temperaturas de entrada da frente quente e fria respectivamente.

- Efetividade do trocador

A efetividade do trocador de calor é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real, calculada anteriormente para cada equipamento, sobre a máxima taxa de transferência de calor que poderia ser obtida para tal.

$$\varepsilon \equiv \dot{Q}/\dot{Q}_{Max} \quad (4.121)$$

Para qualquer tipo de trocador de calor tem-se uma relação entre a efetividade e o número de unidades de transferência NUT.

- Número de unidades de transferência NUT

Para definir o número de unidades de transferência, necessita-se primeiramente definir o tipo de trocador de calor que se está trabalhando. De forma a simplificar o equacionamento Patnode (2006), Stuetzle (2002) e Wagner (2008) sugerem a utilização de trocadores de tubos concêntricos com correntes contrárias na modelagem. A correlação entre a efetividade e o número de unidades de transferência é dada por Incropera e DeWitt (2003).

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad (4.122)$$

Esta correlação é válida para qualquer valor de $C_r < 1$, onde C_r é a razão da capacidade térmica. C_{Max} é a maior taxa de capacidade térmica entre C_q e C_f .

$$C_r = C_{Min}/C_{Max} \quad (4.123)$$

Para o caso de mudança de fase em um dos fluxos, onde temos que $C_{Max} \rightarrow \infty$, o cálculo de NUT pode ser simplificado para:

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (4.124)$$

O produto entre o coeficiente global de transferência de calor U e a área da superfície A (UA), é o mesmo independente do lado do trocador de calor, quente ou frio. Este parâmetro está correlacionado com o número de unidades de transferência através da equação (4.125). A variação deste parâmetro fora das condições nominais de operação pode ser obtido a partir de seu valor nominal, como será visto na próxima seção.

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{Min}} \quad (4.125)$$

O cálculo dos UA para os trocadores de calor da planta podem ser vistos de forma detalhada no Apêndice A.

4.3. MODELO FÍSICO

Em um estudo de uma planta térmica movida a carvão ou a gás natural, o ciclo de potência varia pouco em relação à sua condição nominal, porém no caso em que a fonte energética é uma fonte renovável tal como a solar, estas variações passam a ser apreciáveis.

O estudo anterior do ciclo de potência nos fornece os parâmetros nominais da planta e os UA dos trocadores de calor.

Como no caso do ciclo de potência de projeto, esta seção apresenta o procedimento de cálculo do ciclo de potência físico utilizado.

Algumas considerações complementares sobre o funcionamento da planta fora da condição nominal são feitas e devidamente explicadas.

4.3.1. Parâmetros físicos e de condição nominal

A Tabela 4.1 representa os valores de entrada para o modelo físico da planta, obtidos a partir das considerações de projeto ditas anteriormente.

Tabela 4.1 - Parâmetros físicos e de condição nominal da planta.

Parâmetro	Valor Obtido	Valor Utilizado	Unidade
$\dot{m}_{FTCSARef}$	345,4	345,4	[kg/s]
$\dot{m}_{FTCSARef}$	51,6	51,6	[kg/s]
$\dot{m}_{TurbAP,1Ref}$	38,95	38,95	[kg/s]
$\dot{m}_{TurbEX,1Ref}$	5,28	5,28	[kg/s]
$\dot{m}_{TurbEX,2Ref}$	1,81	1,7	[kg/s]
$\dot{m}_{TurbEX,3Ref}$	5,11	5,11	[kg/s]

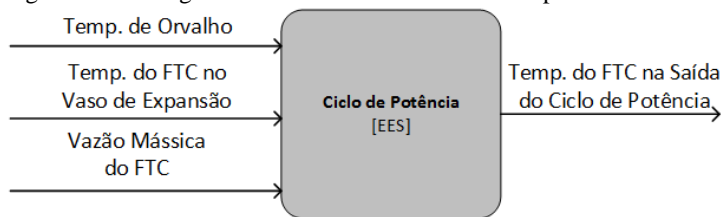
$P_{TurbAP,eRef}$	10000	10000	[kPa]
$P_{TurbEX,1,Ref}$	3390	3390	[kPa]
$P_{TurbBP,eRef}$	1750	1750	[kPa]
$P_{TurbEX,2,Ref}$	823	823	[kPa]
$P_{TurbEX,3,Ref}$	280	280	[kPa]
$P_{TurbBP,SRef}$	8	8	[kPa]
$\eta_{TurbAPRef}$	0,8	0,8	[-]
$\eta_{TurbBPRef}$	0,88	0,88	[-]
$\eta_{bombaRef}$	0,697	0,697	[-]
η_{GerRef}	0,98	0,98	[-]
UA_{RARef}	472,8	472,8	[W/K]
UA_{CDRef}	8282	8282	[W/K]
UA_{PARef}	621,3	630	[W/K]
UA_{CARef}	2005	2005	[W/K]
UA_{SARef}	283,2	283,2	[W/K]
\dot{m}_{ARRef}	1498	1650	[kg/s]

O subscrito “Ref” indica a condição de referência, ou seja, os valores do parâmetro em questão, para a condição nominal vista na seção anterior. As vazões mássicas de referência conservam-se de forma semelhante às apresentadas no ciclo de projeto pelas equações (4.8), (4.23), (4.33), (4.54) e (4.55), visto que as linhas de vapor são as mesmas.

4.3.2. Parâmetros de entrada do modelo físico

Conforme visto no diagrama da Figura 4.16, os valores de entrada para a modelagem do ciclo de potência são a vazão mássica e a temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do ciclo e a temperatura de orvalho. A vazão e temperatura do fluido são provenientes do sistema de armazenamento térmico enquanto a temperatura de orvalho, $T_{Orvalho}$, é obtida através das medições de temperatura ambiente e umidade relativa.

Figura 4.16 - Diagrama do modelo físico do ciclo de potência.



É utilizado o mesmo procedimento adotado na seção anterior para o cálculo do modelo físico, ou seja, valores temporários são atribuídos de forma com que os equacionamentos possam ser acompanhados durante a modelagem. Desta forma, inicialmente os valores de entrada do ciclo são ajustados como valores nominais, provenientes do ciclo de projeto.

$$\dot{m}_{FTC} = \dot{m}_{FTCSARef} + \dot{m}_{FTCRARef} - \text{Temporário} \quad (4.126)$$

$$T_{Orvalho} = 26 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Temporário} \quad (4.127)$$

$$T_{FTC_e} = 390 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{Temporário} \quad (4.128)$$

Dispõem-se apenas de medições de temperatura ambiente para o estudo na localidade do deserto de Mojave, desta forma necessita-se atribuir um valor para a umidade relativa. De acordo com DSC (2013), para tal localidade a umidade relativa é extremamente baixa, variando entre 10% para tardes típicas de verão a 30% para tardes típicas de inverno, chegando a 50% durante as noites. Utilizou-se um valor médio fixo de 20% para ambos os dias estudados.

4.3.3. Considerações adicionais do modelo físico

Simplificou-se dizendo que a vazão mássica que passa pelo conjunto de trocadores de calor do superaquecedor e do reauecedor mantem a sua proporção mesmo quando fora da condição nominal. O mesmo é feito para a água de arrefecimento, que mantém sua proporção em relação à vazão de condensado no condensador.

$$\dot{m}_{FTCSARef} / \dot{m}_{FTCRARef} = \dot{m}_{FTCSA} / \dot{m}_{FTCRA} - \text{Consideração} \quad (4.129)$$

$$\frac{\dot{m}_{AR}}{\dot{m}_{Turb_{BP},3}} = \frac{\dot{m}_{AR_{Ref}}}{\dot{m}_{Turb_{BP},3_{Ref}}} - \text{Consideração} \quad (4.130)$$

Uma consideração semelhante é feita para as extrações da turbina. Considera-se que na maioria dos casos, as vazões são proporcionais às suas condições nominais. Entretanto em faixas de operação muito distantes da nominal, tal consideração pode gerar uma condição de vapor saturado na saída do desaerador, que se torna inviável para a operação da planta.

Desta forma, utiliza-se um fator de correção X , que garanta que a condição extrema de operação do desaerador seja com líquido saturado em sua saída.

$$\frac{\dot{m}_{Turb_{EX},1}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1}} = \frac{\dot{m}_{Turb_{EX},1_{Ref}}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1_{Ref}}} X - \text{Consideração} \quad (4.131)$$

$$\frac{\dot{m}_{Turb_{EX},2}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1}} = \frac{\dot{m}_{Turb_{EX},2_{Ref}}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1_{Ref}}} X - \text{Consideração} \quad (4.132)$$

$$\frac{\dot{m}_{Turb_{EX},3}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1}} = \frac{\dot{m}_{Turb_{EX},3_{Ref}}}{\dot{m}_{Turb_{AP},1_{Ref}}} X - \text{Consideração} \quad (4.133)$$

Considerar que todas as vazões das extrações sejam proporcionais entre si influencia pouco no resultado final, porém facilita muito na convergência dos resultados.

A sequência de cálculos é efetuada de forma semelhante ao item anterior, na ordem em que o vapor caminha na planta, iniciando, porém, no condensador. Atribui-se um valor temporário de vazão de vapor no sistema e pressão de condensador.

$$\dot{m}_{Turb_{AP},1} = \dot{m}_{Turb_{AP},1_{Ref}} - \text{Temporário} \quad (4.134)$$

4.3.4. Condensador

O procedimento de cálculo se inicia no condensador, de forma a obter a pressão do mesmo. Para tanto, atribuem-se valores temporários para a entalpia e a temperatura na saída da turbina de baixa pressão com base nos obtidos no ciclo de projeto.

$$i_{Turb_{BP,S}} = 2337[kJ/kg K] - \text{Temporário} \quad (4.135)$$

$$T_{Turb_{BP,S}} = 42[^\circ C] - \text{Temporário} \quad (4.136)$$

Com as condições do condensado e da água de arrefecimento na entrada do condensador é possível se obter o calor transferido e as propriedades de saída de ambos os fluxos utilizando o método da efetividade NUT (INCROPERA; DEWITT 2003).

O produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área da superfície de troca, UA, para o estado de referência é conhecido. Segundo Patnode (2006), em condições de operação parciais, este parâmetro decai proporcionalmente ao decréscimo das vazões mássicas que passam pelo trocador de calor.

Para o caso do condensador, onde as vazões são proporcionais, este decaimento ocorre como apresentado na equação (4.137).

$$\frac{UA_{CD}}{UA_{CDRef}} = \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{BP,3}}}{\dot{m}_{Tubr_{BP,3Ref}}} \right)^{0.8} \quad (4.137)$$

O número de unidades de transferência do condensador é calculado utilizando a equação (4.138).

$$NUT_{CD} = \frac{UA_{CD}}{C_{CDMin}} \quad (4.138)$$

Devido à mudança de fase presente no condensador, a capacidade térmica mínima é obtida da equação abaixo.

$$C_{CDMin} = \dot{m}_{AR} c_{p,AR} \quad (4.139)$$

Para toda a faixa de temperaturas estudadas, o calor específico à pressão constante da água de arrefecimento pode ser considerado como constante (4.68).

A efetividade do trocador de calor é uma razão entre o calor trocado pela máxima troca de calor possível, e relaciona-se com o número de unidades de transferência segundo a equação (4.140).

$$\varepsilon_{CD} = 1 - \exp(-NUT_{CD}) \quad (4.140)$$

$$\varepsilon_{CD} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{Q}_{CDMax}} \quad (4.141)$$

$$\dot{Q}_{CDMax} = C_{CDMin} (T_{TurbBP,S} - T_{AR,e}) \quad (4.142)$$

Segundo Wagner (2008), para a tecnologia de torres de arrefecimento, a temperatura da água de resfriamento segue próxima à temperatura de orvalho da região de estudo. O equacionamento das torres está fora do escopo deste estudo.

$$T_{AR,e} = T_{Orvalho} - \text{Consideração} \quad (4.143)$$

As entalpias de saída de ambos os fluidos podem ser obtidas através do balanço energético das equações (4.69) e (4.71).

A pressão no condensador é uma função da entalpia do condensado na saída do condensador e seu título, Eq. (4.62), como visto na equação (4.70). O valor atribuído para temperatura do vapor na saída da turbina de baixa pressão pode ser substituído como uma função da pressão do condensador, equação (4.63), visto que o vapor encontra-se saturado neste ponto.

4.3.5. Queda de pressão nas turbinas

Conhecendo a pressão no condensador é possível se obter as quedas de pressão nas seções da turbina. Segundo Stodola e Lowenstein (1945), a queda de pressão através da turbina, para condições fora da nominal, é uma função da vazão mássica de referência e da vazão mássica real.

Como a pressão do condensador é o fator determinante para a pressão de entrada da turbina de alta pressão, o procedimento inicia calculando a pressão da terceira extração a partir da pressão do condensador, seguindo até obter a pressão de entrada da turbina de alta pressão. A pressão na saída da turbina de alta pressão é igual a da entrada da de baixa, equação (4.30).

$$\frac{P_{TurbEX,3}^2 - P_{TurbBP,S}^2}{P_{TurbEX,3Ref}^2 - P_{TurbBP,SRef}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TurbBP,3}}{\dot{m}_{TurbBP,3Ref}} \right)^2 \quad (4.144)$$

$$\frac{P_{TurbEX,2}^2 - P_{TurbEX,3}^2}{P_{TurbEX,2Ref}^2 - P_{TurbEX,3Ref}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TurbBP,2}}{\dot{m}_{TurbBP,2Ref}} \right)^2 \quad (4.145)$$

$$\frac{P_{TurbBP,e}^2 - P_{TurbEX,2}^2}{P_{TurbBP,eRef}^2 - P_{TurbEX,2Ref}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TurbBP,1}}{\dot{m}_{TurbBP,1Ref}} \right)^2 \quad (4.146)$$

$$\frac{P_{TurbEX,1}^2 - P_{TurbBP,e}^2}{P_{TurbEX,1Ref}^2 - P_{TurbBP,eRef}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TurbAP,2}}{\dot{m}_{TurbAP,2Ref}} \right)^2 \quad (4.147)$$

$$\frac{P_{TurbAP,e}^2 - P_{TurbEX,1}^2}{P_{TurbAP,eRef}^2 - P_{TurbEX,1Ref}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TurbAP,1}}{\dot{m}_{TurbAP,1Ref}} \right)^2 \quad (4.148)$$

4.3.6. Bomba de extração de condensado

Voltando ao circuito do condensado após o condensador, utiliza-se um procedimento semelhante ao observado na seção 4.2.7 para obter as condições do condensado na saída da bomba de extração de condensado. Entretanto, a bomba sofre uma queda de rendimento que é função da variação da vazão na mesma com relação a sua vazão nominal (LIPPKE, 1995).

$$\frac{\eta_{Bomba_C}}{\eta_{Bomba_Ref}} = 2 \left(\frac{\dot{m}_{TubrBP,2}}{\dot{m}_{TubrBP,2Ref}} \right) - \left(\frac{\dot{m}_{TubrBP,2}}{\dot{m}_{TubrBP,2Ref}} \right)^2 \quad (4.149)$$

Complementando com as equações de (4.72) a (4.76) é possível obter a condição de condensado em sua saída.

4.3.7. Aquecedor de baixa pressão

Conforme visto anteriormente, o aquecedor de baixa pressão é modelado como um tanque de mistura, e seu balanço energético é apresentado pela equação (4.81), com complemento das equações (4.82) e (4.83).

Para dar sequência aos cálculos atribui-se um valor temporário de entalpia da terceira extração do conjunto de turbinas.

$$i_{Turb_{EX,3}} = 2808 [kJ/kg K] - \text{Temporário} \quad (4.150)$$

4.3.8. Desaerador

Semelhante aos aquecedores o desaerador funciona com o um vaso de mistura. Seu balanço energético e a condição de saída de seu condensado podem ser vistos nas equações (4.85), (4.89) e (4.90).

A entalpia da segunda extração do conjunto de turbinas também é atribuída como um valor temporário.

$$i_{Turb_{EX,2}} = 2988 [kJ/kg K] - \text{Temporário} \quad (4.151)$$

4.3.9. Bomba de alimentação

Como visto na bomba de extração de condensado, a queda de rendimento da bomba de alimentação em função da vazão mássica de condensado é:

$$\frac{\eta_{Bomba_A}}{\eta_{Bomba_Ref}} = 2 \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{AP,1}}}{\dot{m}_{Tubr_{AP,1Ref}}} \right) - \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{BP,1}}}{\dot{m}_{Tubr_{BP,1Ref}}} \right)^2 \quad (4.152)$$

O rendimento isentrópico da mesma é obtido através das equações (4.91) a (4.94).

4.3.10. Aquecedor de alta pressão

O aquecedor de alta pressão necessita de um valor temporário de entalpia do vapor da primeira extração da turbina de alta pressão para seu balanço energético.

$$i_{Turb_{EX,1}} = 3012 [kJ/kg K] - \text{Temporário} \quad (4.153)$$

Com as equações (4.99) e (4.100) é possível obter as condições de saída do condensado do aquecedor.

4.3.11. Pré-aquecedor

Conforme comentado anteriormente, o pré-aquecedor é um equipamento que tem como função aquecer o condensado até o ponto de saturação ou próximo disso. Por ser dimensionado para levar o condensado a líquido saturado em operação nominal, ou seja, em carga máxima, o pré-aquecedor se torna um equipamento superdimensionado para operações parciais, principalmente em baixas cargas. Nestas condições, o pré-aquecedor tem a capacidade de evaporar parte do condensado.

Como a evaporação do condensado no pré-aquecedor pode apresentar desgaste e mau funcionamento do mesmo, considera-se a existência de um sistema de *by-pass* no fluxo do fluido de transferência de calor (Figura 4.2). Este, ao desviar parte do Therminol VP-1 do trocador de calor, garante que o condensado na saída do pré-aquecedor encontra-se sempre na condição de saturação.

O procedimento de cálculos para este equipamento fica então semelhante ao apresentado na seção 4.2.12, podendo ser acompanhado através das equações de (4.101) até (4.108).

A rigor pode-se utilizar o método de NUT para obter a vazão de fluido de transferência de calor que passa por dentro do trocador de calor, de forma a fazer com que o condensado chegue a líquido saturado, e efetuar um balanço energético na mistura do fluido de transferência de calor proveniente da saída do pré-aquecedor e do *by-pass*. Entretanto como todos os equipamentos são considerados isolados do ambiente, simplifica-se dizendo que todo o fluxo de Therminol VP-1 passa pelo pré-aquecedor, e troca apenas o calor suficiente para saturar o condensado.

4.3.12. Caldeira

A caldeira é o equipamento que define a vazão mássica de vapor total do sistema, pois sua forma construtiva restringe a saída de fluido para apenas vapor saturado.

A equação (4.112) define um valor temporário para o fluido térmico na entrada da caldeira, eliminando no final desta seção a necessidade da equação (4.104). As propriedades do vapor na saída da caldeira e do Therminol VP-1 na entrada da mesma são obtidas das equações (4.109), (4.110), (4.111) e (4.113).

O método da efetividade de NUT é utilizado para encontrar o calor trocado em condições fora da operação nominal, e a vazão de vapor.

Quando as vazões no trocador de calor não são proporcionais como as do condensador, a queda de UA operando fora da condição nominal ocorre da seguinte forma (PATNODE, 2006):

$$\frac{UA_{CA}}{UA_{CARef}} = \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{AP,1}}^{0.8} \dot{m}_{FTCSA}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{AP,1Ref}}^{0.8} \dot{m}_{FTCSARef}^{0.8}} \right) * \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{AP,1Ref}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCSARef}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{AP,1}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCSA}^{0.8}} \right) \quad (4.154)$$

$$NUT_{CA} = \frac{UA_{CA}}{C_{CA_{Min}}} \quad (4.155)$$

Devido à presença de mudança de fase na caldeira, a capacidade térmica mínima é:

$$C_{CA_{Min}} = \dot{m}_{FTCSA} c_{p,CA,q} \quad (4.156)$$

$$c_{p,CA,q} = \frac{(i_{CA,S} - i_{Turb_{AP,e}})}{(T_{CA,S} - T_{Turb_{AP,e}})} \quad (4.157)$$

$$\varepsilon_{CA} = 1 - \exp(-NUT_{CA}) \quad (4.158)$$

$$\varepsilon_{CA} = \frac{\dot{Q}_{CA}}{\dot{Q}_{CA_{Max}}} \quad (4.159)$$

$$\dot{Q}_{CA_{Max}} = C_{CA_{Min}} (T_{FTCSA,e} - T_{PAL,S}) \quad (4.160)$$

Desta forma o calor trocado entre os fluídos é obtido, e com o balanço de energia da equação (4.114) é possível encontrar a vazão mássica de vapor, eliminando a necessidade de (4.134). Esta vazão é obtida através de um processo de convergência do EES, visto que a mesma é utilizada em etapas de cálculos anteriores. O balanço pela parte do fluido de transferência de calor é visto na equação (4.115).

4.3.13. Superaquecedor

Modelado como um trocador de calor de tubos concêntricos, o superaquecedor pode fornecer as condições de saída tanto do vapor quanto do fluido térmico, visto que possuímos seu UA de referência, através do método da efetividade de NUT.

As propriedades do fluido de transferência de calor na entrada do superaquecedor e reaquecedor podem ser obtidas da equação (4.34).

$$\frac{UA_{SA}}{UA_{SARef}} = \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{AP,1}}^{0.8} \dot{m}_{FTCSA}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{AP,1Ref}}^{0.8} \dot{m}_{FTCSARef}^{0.8}} \right) * \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{AP,1Ref}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCSARef}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{AP,1}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCSA}^{0.8}} \right) \quad (4.161)$$

$$NUT_{SA} = \frac{UA_{SA}}{C_{SAMin}} \quad (4.162)$$

Neste caso não há uma mudança de fase dentro do trocador de calor, de forma que a capacidade térmica mínima é a mínima entre as duas capacidades térmicas abaixo:

$$C_{SAq} = \dot{m}_{FTCSA} c_{p,SA,q} \quad (4.163)$$

$$C_{SAf} = \dot{m}_{Tubr_{AP,1}} c_{p,SA,f} \quad (4.164)$$

$$c_{p,SA,q} = \frac{(i_{FTC,e} - i_{FTCCA,e})}{(T_{FTC,e} - T_{FTCCA,e})} \quad (4.165)$$

$$c_{p,SA,f} = \frac{(i_{FTCCA,e} - i_{FTCPA,e})}{(T_{FTCCA,e} - T_{FTCPA,e})} \quad (4.166)$$

$$C_{SAMin} = MIN(C_{SAq}, C_{SAf}) \quad (4.167)$$

$$C_{SAMax} = MAX(C_{SAq}, C_{SAf}) \quad (4.168)$$

A efetividade do trocador de calor é obtida de forma semelhante à equação (4.122).

$$\varepsilon_{SA} = \frac{1 - \exp(-NUT_{SA}(1 - C_{r,SA}))}{1 - C_{r,SA} \exp(-NUT_{SA}(1 - C_{r,SA}))} \quad (4.169)$$

$$C_{r,SA} = C_{SA_{Min}}/C_{SA_{Max}} \quad (4.170)$$

A efetividade do trocador de calor e o máximo calor trocado possível, podem ser vistos:

$$\varepsilon_{SA} = \frac{\dot{Q}_{SA}}{\dot{Q}_{SA_{Max}}} \quad (4.171)$$

$$Q_{SA_{Max}} = C_{SA_{Min}}(T_{FTC,e} - T_{CA_{AL,s}}) \quad (4.172)$$

O balanço térmico entre os dois fluxos do trocador de calor está representado pelas equações (4.116) e (4.117). A temperatura do vapor na entrada da turbina de alta pressão é conhecida, e não existe mais a necessidade de atribuir um valor para a temperatura de fluido de transferência de calor para a entrada da caldeira.

$$T_{Turb_{AP,e}} = f(P_{Turb_{AP,e}}, i_{Turb_{AP,e}}) \quad (4.173)$$

4.3.14. Turbina de alta pressão

As quedas de pressão nos estágios das turbinas, assim como na entrada da turbina de alta pressão são conhecidas. Para fechar o ciclo necessita-se obter as condições do vapor nas extrações das turbinas.

O equacionamento da turbina é feito de forma semelhante ao procedimento indicado na seção 4.2.2, porém o rendimento da mesma altera para condições fora da nominal. A queda de rendimento com a redução da vazão é um dado físico da turbina, que varia de turbina para turbina. No presente trabalho é utilizada a turbina estudada na SEGS VI, cuja curva de queda de rendimento pode ser obtida do trabalho de Patnode (2006).

Como tal queda é função da vazão no estágio, cada estágio da turbina possui uma queda de rendimento distinta. As quedas para o

primeiro e segundo estágio da turbina de alta pressão são apresentadas respectivamente a seguir.

$$\eta_{Turb_{AP,1Red}} = \left[0,191 - 0,409 \frac{\dot{m}_{Turb_{AP,1}}}{\dot{m}_{Turb_{AP,1Ref}}} + 0,218 \left(\frac{\dot{m}_{Turb_{AP,1}}}{\dot{m}_{Turb_{AP,1Ref}}} \right)^2 \right] \quad (4.174)$$

$$\eta_{Turb_{AP,2Red}} = \left[0,191 - 0,409 \frac{\dot{m}_{Turb_{AP,2}}}{\dot{m}_{Turb_{AP,2Ref}}} + 0,218 \left(\frac{\dot{m}_{Turb_{AP,2}}}{\dot{m}_{Turb_{AP,2Ref}}} \right)^2 \right] \quad (4.175)$$

Seus respectivos rendimentos são:

$$\eta_{Turb_{AP,1}} = (1 - \eta_{Turb_{AP,1Red}}) \eta_{Turb_{APRef}} \quad (4.176)$$

$$\eta_{Turb_{AP,2}} = (1 - \eta_{Turb_{AP,2Red}}) \eta_{Turb_{APRef}} \quad (4.177)$$

Para se obter as condições do vapor na extração e na saída da turbina de alta pressão e a potência de cada estágio, utilizam-se as equações de (4.13) a (4.20) e de (4.25) a (4.28). A equação (4.153) pode ser removida.

4.3.15. Reaquecedor

A modelagem deste equipamento é muito parecida com a do superaquecedor, sendo utilizado o método da efetividade de NUT.

$$\frac{UA_{RA}}{UA_{RARef}} = \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{BP,1}}^{0.8} \dot{m}_{FTCRA}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{BP,1Ref}}^{0.8} \dot{m}_{FTCRARef}^{0.8}} \right) * \left(\frac{\dot{m}_{Tubr_{BP,1Ref}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCRARef}^{0.8}}{\dot{m}_{Tubr_{BP,1}}^{0.8} + \dot{m}_{FTCRA}^{0.8}} \right) \quad (4.178)$$

$$NUT_{RA} = \frac{UA_{RA}}{C_{RA_{Min}}} \quad (4.179)$$

$$C_{RA_q} = \dot{m}_{FTC_{RA}} c_{p,RA,q} \quad (4.180)$$

$$C_{RA_f} = \dot{m}_{Turb_{BP,1}} c_{p,RA,f} \quad (4.181)$$

$$c_{p,RA,q} = \frac{(i_{FTC,e} - i_{FTC_{RA,S}})}{(T_{FTC,e} - T_{FTC_{RA,S}})} \quad (4.182)$$

$$c_{p,RA,f} = \frac{(i_{Turb_{BP,e}} - i_{Turb_{AP,S}})}{(T_{Turb_{BP,e}} - T_{Turb_{AP,S}})} \quad (4.183)$$

$$C_{RA_{Min}} = MIN(C_{RA_q}, C_{RA_f}) \quad (4.184)$$

$$C_{RA_{Max}} = MAX(C_{RA_q}, C_{RA_f}) \quad (4.185)$$

$$\varepsilon_{RA} = \frac{1 - \exp(-NUT_{RA}(1 - C_{r,RA}))}{1 - C_{r,RA} \exp(-NUT_{RA}(1 - C_{r,RA}))} \quad (4.186)$$

$$C_{r,RA} = C_{RA_{Min}}/C_{RA_{Max}} \quad (4.187)$$

$$\varepsilon_{RA} = \frac{\dot{Q}_{RA}}{\dot{Q}_{RA_{Max}}} \quad (4.188)$$

$$\dot{Q}_{RA_{Max}} = C_{RA_{Min}}(T_{FTC,e} - T_{Turb_{AP,S}}) \quad (4.189)$$

O balanço térmico entre os dois fluxos do trocador de calor é visto nas equações (4.31) e (4.32). Utilizaram-se as equações (4.29) e (4.35).

4.3.16. Turbina de baixa pressão

O procedimento de cálculo, nesta seção, segue o que foi feito no caso da análise da turbina de alta pressão. As quedas de rendimento e os

rendimentos das três seções da turbina são calculados por meio das equações (4.190) a (4.195), apresentadas a seguir.

$$\eta_{Turb_{BP,1Red}} = \left[0,191 - 0,409 \frac{\dot{m}_{Turb_{BP,1}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,1Ref}}} + 0,218 \left(\frac{\dot{m}_{Turb_{BP,1}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,1Ref}}} \right)^2 \right] \quad (4.190)$$

$$\eta_{Turb_{BP,2Red}} = \left[0,191 - 0,409 \frac{\dot{m}_{Turb_{BP,2}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,2Ref}}} + 0,218 \left(\frac{\dot{m}_{Turb_{BP,2}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,2Ref}}} \right)^2 \right] \quad (4.191)$$

$$\eta_{Turb_{BP,3Red}} = \left[0,191 - 0,409 \frac{\dot{m}_{Turb_{BP,3}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,3Ref}}} + 0,218 \left(\frac{\dot{m}_{Turb_{BP,3}}}{\dot{m}_{Turb_{BP,3Ref}}} \right)^2 \right] \quad (4.192)$$

Seus respectivos rendimentos são:

$$\eta_{Turb_{BP,1}} = (1 - \eta_{Turb_{BP,1Red}}) \eta_{Turb_{BPRef}} \quad (4.193)$$

$$\eta_{Turb_{BP,2}} = (1 - \eta_{Turb_{BP,2Red}}) \eta_{Turb_{BPRef}} \quad (4.194)$$

$$\eta_{Turb_{BP,3}} = (1 - \eta_{Turb_{BP,3Red}}) \eta_{Turb_{BPRef}} \quad (4.195)$$

Para fechar o ciclo utilizaram-se as equações complementares (4.39) a (4.51) e (4.76) a (4.78). Com isto todas as entalpias temporárias das extrações e a da saída da turbina de baixa pressão podem ser removidas e o ciclo de potência está completo.

4.3.17. Gerador

Como os outros equipamentos da planta, o gerador também sofre uma queda de rendimento, quando opera fora da condição nominal, que depende do gerador utilizado na planta.

Para a SEGS VI, segundo Patnode (2006), o rendimento do gerador pode ser aproximado pela curva da equação (4.196), e é uma função da carga nominal da planta, $W_{GeradaRef}$.

$$\eta_{Ger} = 0,9 + 0,258 \left(\frac{W_{Gerada}}{W_{GeradaRef}} \right) - 0,3 \left(\frac{W_{Gerada}}{W_{GeradaRef}} \right)^2 + 0,12 \left(\frac{W_{Gerada}}{W_{GeradaRef}} \right)^3 \quad (4.196)$$

A potência gerada total é obtida da equação (4.60) e o rendimento do ciclo pela equação (4.61).

4.4. RESULTADOS

Para analisar o comportamento da planta como um todo, incluindo o ciclo de potência, faz-se necessário definir uma condição mínima de operação para o mesmo, a partir da qual se começa a produzir energia elétrica. Os valores para a condição mínima de operação foram adotados com base nas observações feitas por Patnode (2006) e Stuetzle (2002).

Desta forma, uma versão simplificada do modelo da planta de geração termossolar considera apenas duas etapas de operação para o ciclo de potência, que dependem das condições do vapor na entrada do mesmo e da temperatura de orvalho. As duas etapas são: gerando energia e inoperante.

Os gráficos de temperatura de saída do ciclo de potência podem ser vistos para dois dias distintos de operação nas figuras 4.17 e 4.18.

Figura 4.17 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar do modelo 1- 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

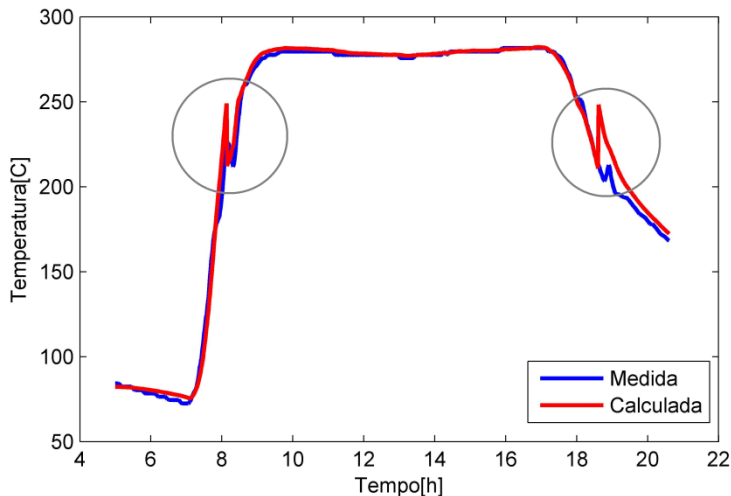
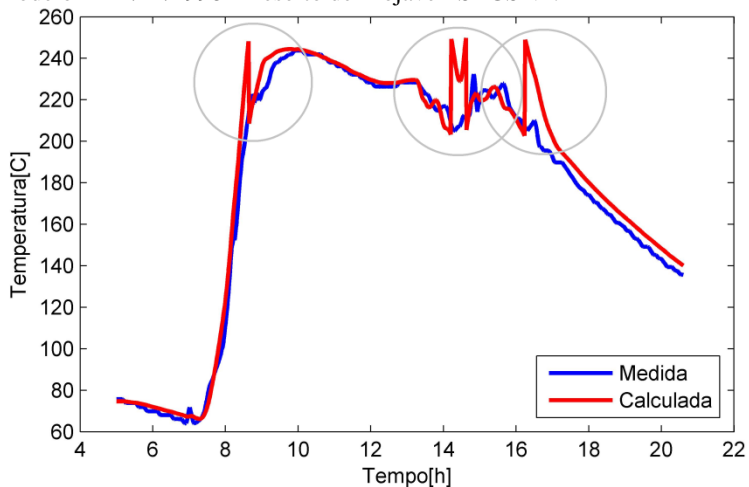


Figura 4.18 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar do modelo 1- 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.



Estes gráficos foram obtidos para o modelo simplificado descrito acima, considerando a temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do campo solar medida como um valor fornecido de medições da SEGS VI em operação, de forma a poder compará-la com a calculada após

passar pelos modelos do campo de coletores, de armazenamento térmico e do ciclo de potência.

Tal parâmetro de entrada não é necessário visto que o fluido térmico opera de forma cíclica, sendo a temperatura na saída do ciclo de potência igual à da entrada do campo solar.

Este modelo apresenta bons resultados para a potência gerada, como pôde ser observado nos gráficos da Figura 4.21 e Figura 4.22, porém apenas quando se utiliza valores medidos de temperatura na entrada do campo solar, pois o mesmo não prevê de forma satisfatória a temperatura de saída do ciclo de potência para todo o intervalo de tempo, se comportando especialmente mal em dias com intermitência de nuvens.

A discrepância entre os valores de temperatura medidos e os calculados está enfatizada pelos círculos na Figura 4.17 e Figura 4.18. Esta ocorre na transição entre os modos de operação da condição inoperante para a operante. Este fenômeno decorre do fato de que na planta real o ciclo de potência não entra nem sai de operação bruscamente, devido à necessidade de aquecer ou resfriar seus componentes de forma gradativa para evitar danificá-los.

Uma forma de considerar estes efeitos no modelo é apresentada por Wagner e Gilman (2011), que utilizam modos de operação intermediários para o ciclo de potência. Os mesmos separam os modos de entrada e saída de operação de períodos de paradas temporárias que podem ocorrer durante intermitências em dias nublados.

Durante os períodos de operação intermediários entre as condições operante e inoperante a temperatura na saída do ciclo de potência encontra-se em um valor intermediário entre a temperatura do tanque de armazenamento térmico e a temperatura que o fluido de transferência de calor possuiria caso o ciclo de potência estivesse produzindo energia elétrica.

É levado em consideração o intervalo de tempo mínimo necessário para aquecer os componentes e colocar em operação o ciclo de potência de uma planta real, admitindo-o como sendo de meia hora.

O resultado da temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do campo solar para o modelo da planta termossolar de geração de energia utilizando a simplificação de três estágios de operação, sendo eles: inoperante, aquecendo/resfriando e operante, estão apresentados nas figuras 4.19 e 4.20. Nas figuras 4.21 e 4.22 são apresentadas as curvas de potência gerada, calculada e medida, para os dois dias considerados.

Figura 4.19 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

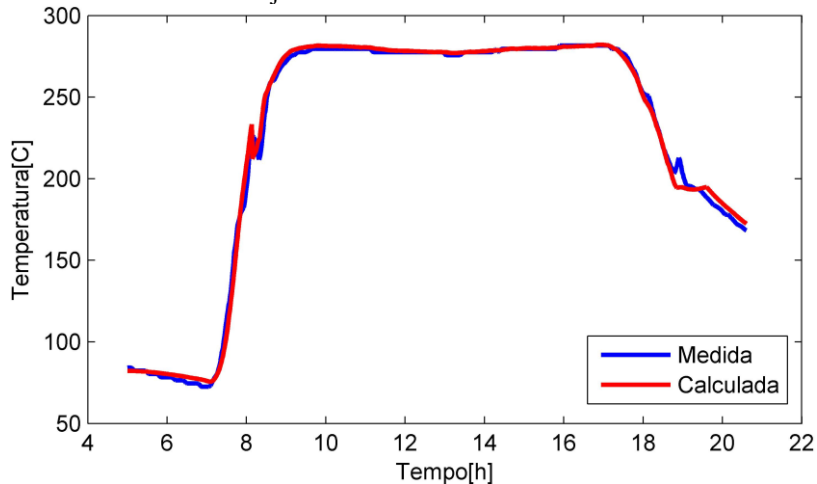


Figura 4.20 - Temperatura do fluido térmico na entrada do campo solar - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

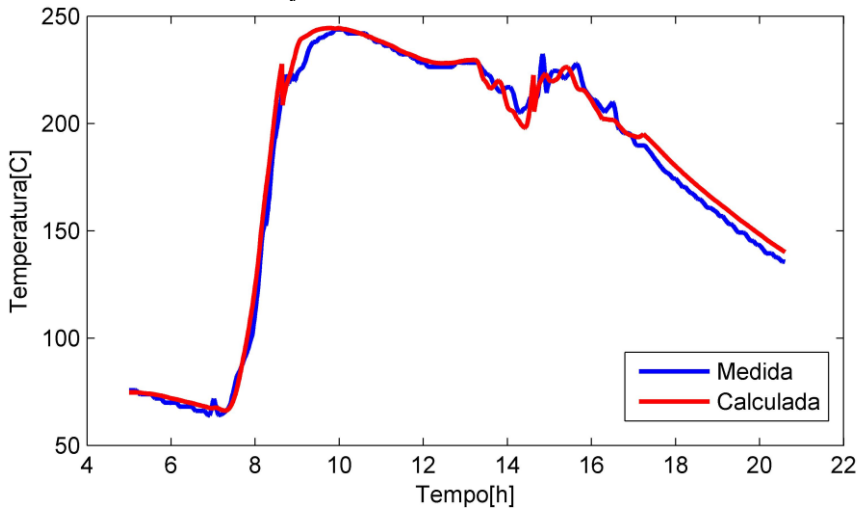


Figura 4.21 - Potência gerada - 16/09/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.

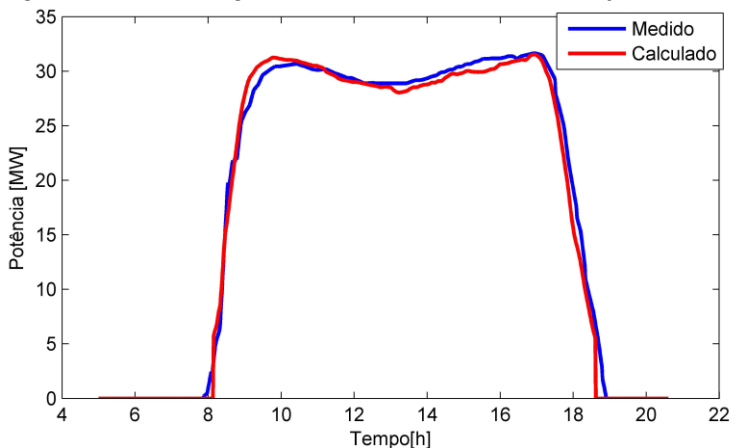
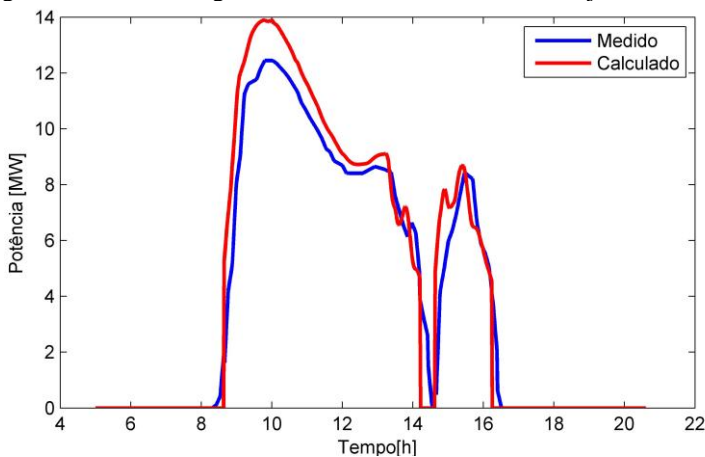


Figura 4.22 - Potência gerada - 14/12/1998 - Deserto de Mojave - SEGS VI.



Pode-se observar que o modelo representa muito bem os resultados medidos para o caso testado em um dia bem claro e apresenta maior dificuldade para acompanhar com precisão a potência gerada, superestimando-a, para o caso de um dia nublado. Apesar disso, o modelo reflete muito bem a tendência dos resultados medidos, mesmo para um dia nublado.

4.5. RESUMO DO CAPÍTULO

Primeiramente, foi apresentada uma descrição do ciclo de potência utilizado pela SEGS VI (LIPPKE, 1995), (PATNODE, 2006) e (STUETZLE, 2002), juntamente com algumas simplificações adotadas para a modelagem e suas justificativas.

Tendo sido definida a maneira de como o ciclo de potência é abordado, efetuou-se um estudo do mesmo para as condições nominais da planta, de forma a se obter as características físicas da planta. Esta etapa é chamada de ciclo de projeto. Durante o ciclo de projeto, cada equipamento da planta é detalhadamente descrito juntamente com todas as considerações de projeto associadas ao mesmo.

A partir das características físicas obtidas do ciclo de projeto, um modelo físico foi desenvolvido para abordar o ciclo de potência em condições operacionais fora da faixa nominal, ou seja, durante as variações do transiente solar.

Finalmente os resultados do modelo realizado foram comparados com os resultados reais medidos da planta SEGS VI, de forma semelhante à realizada anteriormente.

A comparação dos resultados previstos pelo modelo com os medidos na planta SEGS VI mostrou-se muito boa para o caso de um dia claro e seguiu muito bem a tendência para um dia nublado, apesar de superestimar a potência gerada.

5. RESULTADOS E ESTUDOS DE CASO

No presente capítulo, primeiramente, efetua-se uma verificação da influência do ajuste automático de vazão no desempenho da planta, visto que o mesmo reproduz um operador idealizado. Segue-se, então, com um estudo de caso para a região de São João do Piauí, PI, onde o comportamento de uma planta termossolar, semelhante a SEGS VI, é estudado para dois dias distintos. Um estudo qualitativo sobre as condições climatológicas da região também é feito.

A fim de estudar o comportamento do modelo em uma base horária, o mesmo é simulado para os mesmos dois dias típicos de São João do Piauí comentados anteriormente. O comportamento do modelo na base de valores horários e valores de minuto a minuto são comparados.

O modelo na base horária é então utilizado para prever o comportamento de uma planta SEGS VI, durante um ano típico meteorológico, TMY (*Typical Meteorological Year*), na região do deserto de Mojave, aonde a planta SEGS VI real está instalada. O resultado do modelo é comparado com o desempenho, conhecido de relatórios técnicos, da planta real.

Por fim faz-se um estudo de adaptação de uma planta, tal como a SEGS VI estudada até o momento, para uma região distinta da qual ela está instalada. Para tanto, o modelo foi rodado para um TMY da região de Petrolina, PE, e a área de campo de coletores foi variada, verificando assim o desempenho da planta para as distintas configurações.

5.1. INFLUÊNCIA DO AJUSTE AUTOMÁTICO DE VAZÃO

Como visto no capítulo 3, o ajuste automático de vazão é a ferramenta que permite simular o modelo, para regiões e configurações distintas, sem a necessidade de que uma planta em operação exista. Este ajuste, entretanto, como será visto, irá influenciar no desempenho final da planta.

Para tanto, o modelo foi rodado com duas configurações distintas, uma utilizando o ajuste automático e outra utilizando valores de vazão medidos da planta SEGS VI em operação, controlados manualmente por um operador. Isto foi efetuado para dois dias distintos, 16 de setembro de 1998 e 14 de dezembro de 1998.

A Tabela 5.1 apresenta a variação na potência total gerada para as duas configurações distintas, assim como a variação do rendimento global da planta para o dia.

Tabela 5.1 - Influência do ajuste automático de vazão no desempenho da planta

16/09/1998	Ajuste Manual	Ajuste Automático
$W_{Ac,d}$ [MW h/dia]	292,7	311,9
$G_{Ac,d}$ [MW h/dia]	1913,5	1913,5
η_{Global}	0,153	0,163
14/12/1998	Ajuste Manual	Ajuste Automático
$W_{Ac,d}$ [MW h/dia]	97,2	108,9
$G_{Ac,d}$ [MW h/dia]	1296,3	1296,3
η_{Global}	0,075	0,084

O rendimento global, η_{Global} , pode ser obtido a partir da equação (5.1). A potência acumulada para o dia e a radiação direta normal na abertura dos espelhos, $W_{Ac,d}$ e $G_{Ac,d}$ respectivamente (TRIEB et al., 2009), são calculadas pelas equações (5.2) e (5.3). O rendimento global é calculado de forma análoga para uma base diária ou anual. A_{CS} é a área de espelhos do campo solar, e segundo Patnode (2006), é de 182000 m².

$$\eta_{Global} = W_{Ac}/G_{Ac} \quad (5.1)$$

$$G_{Ac,d} = \sum_{h=1}^{24} \left(\sum_{n=1}^{60} \left(\dot{q}''_{Dir(n,h)} \cos(\theta_{(n,h)}) \right) / 60 \right) A_{CS} / 10^{-6} \quad (5.2)$$

$$W_{Ac,d} = \sum_{h=1}^{24} \left(\sum_{n=1}^{60} \left(W_{Gerada(n,h)} \right) / 60 \right) \quad (5.3)$$

Observou-se uma variação no rendimento global de 6,53% para o dia 16 e de 12% para o dia 14, ambas favorecendo o ajuste automático de vazão. Tal resultado já era esperado, conforme comentou-se anteriormente.

As figuras 5.1 a 5.3, a seguir, apresentam a diferença dos resultados do modelo para a potência gerada, temperatura no vaso de expansão e vazão volumétrica, operando com o ajuste automático de vazão e com o ajuste manual de vazão, para o dia 16/09/1998 no deserto de Mojave, Califórnia.

Figura 5.1 Potência gerada para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.

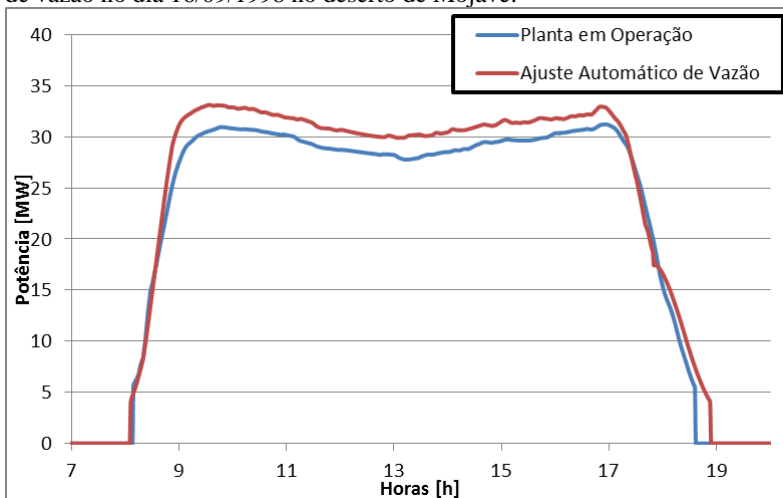


Figura 5.2 - Temperatura no vaso de expansão para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.

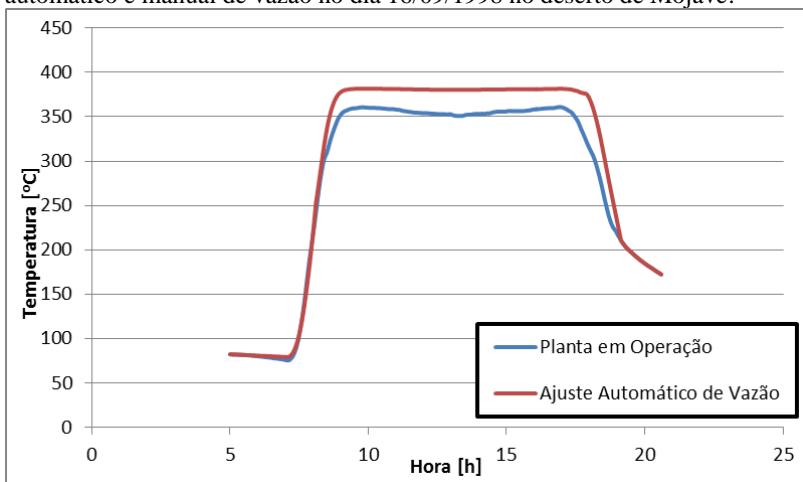
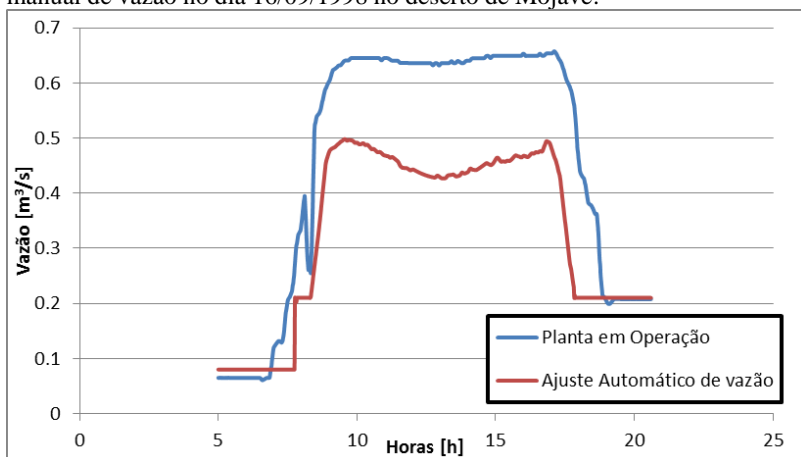


Figura 5.3 - Vazão volumétrica para as configurações de ajuste automático e manual de vazão no dia 16/09/1998 no deserto de Mojave.



Como esperado, o ajuste automático de vazão consegue fazer com que o sistema apresente um melhor desempenho, mantendo a temperatura do fluido de transferência de calor próxima à condição nominal sempre que possível.

5.2. ESTUDO DE CASO PARA SÃO JOÃO DO PIAUÍ

A geração termossolar depende fortemente das condições climatológicas da região e sua variação, ao longo do tempo. Para tanto, optou-se por estudar o comportamento do modelo da planta de geração cilindro parabólica, obtido para a região do deserto de Mojave, na região de São João do Piauí-PI. Primeiramente, na localidade, foi efetuada uma análise preliminar das condições meteorológicas com os dados coletados na estação solarimétrica existente na subestação da TAESA, em São João do Piauí (PASSOS, 2012), compartilhada com o LEPTEN.

O LEPTEN realizou a importação de uma estação solarimétrica, denominada TTE/SJP, concluindo sua instalação em dezembro de 2011, em São João do Piauí – PI (PASSOS, 2012). A estação solarimétrica permite a medição de dados meteorológicos necessários a analisar o desempenho de uma planta de concentração solar para geração de eletricidade, em São João do Piauí-PI. Os equipamentos e acessórios que constituem a estação solarimétrica ATE/SJP são os seguintes:

- um pirheliômetro (radiação direta);
- dois piranômetros (radiação global e difusa);

- um anemômetro (direção e intensidade do vento);
- um transdutor de temperatura;
- um transdutor de precipitação;
- um rastreador solar;
- um data-logger;
- um conjunto de antenas para comunicação.

A aquisição dos dados é efetuada a cada segundo, com armazenamento de médias a cada minuto.

5.2.1. Qualidade da radiação

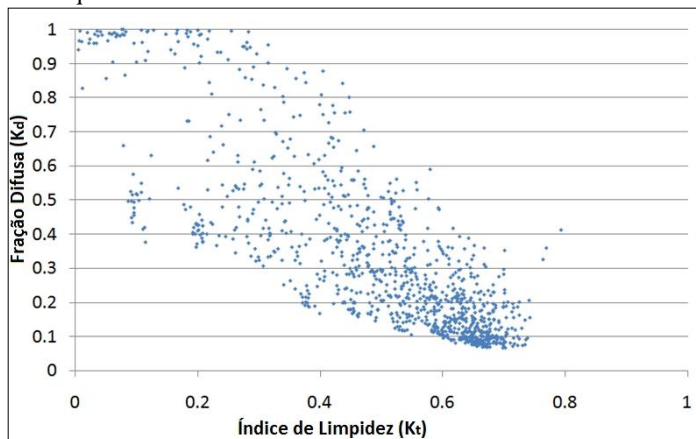
Foram analisados os dados de radiação coletados, passados para uma base horária, até o início do presente estudo.

Um estudo rigoroso da radiação local necessitaria de décadas de dados meteorológicos coletados e validados, o que se torna inviável para a estação recém-instalada. Desta forma foi realizada uma análise qualitativa, caracterizando a tendência da radiação na região através dos parâmetros de limpidez K_t (razão entre a radiação global e a radiação extraterrestre), e de fração difusa, K_d (razão entre a radiação direta e a radiação global) (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

A fim de qualificar os dados, utilizaram-se alguns critérios, propostos pela *European Commission of Daylight I* de 1993, conforme citados em (JARCOVIDES et al., 2006). Foram obtidos 1.118 pontos horários válidos das medições da estação TTE/SJP.

Na Figura 5.4 é possível verificar que a região onde a estação está instalada apresenta uma concentração maior de valores horários para altos índices de limpidez e baixas frações difusas. Isto representa uma predominância de dias claros, com uma grande incidência de radiação direta, essencial para uma planta de concentração solar.

Figura 5.4 - Fração difusa da radiação em função do índice de limpidez para dados qualificados na localidade de São João do Piauí.



5.2.2. Resultados

A planta considerada no modelo foi a SEGS VI, sem alterações, e a resposta do sistema para a nova localidade foi estudada e comparada com a do deserto de Mojave.

Dados meteorológicos obtidos na estação solarimétrica localizada na subestação da TAESA, em São João do Piauí, para dias do mês de Junho foram analisados e implementados no modelo, sendo um dos dias claro e o outro nublado.

Os dados de radiação direta, difusa e global, e os de velocidade do vento e temperatura para os dias 06/06/2012 e 11/06/2012 são apresentados nas figuras 5.5 a 5.8. As radiações difusa e global foram medidas no plano horizontal enquanto a radiação direta foi medida no plano perpendicular a direção da incidência dos raios solares. Nas figuras 5.5 e 5.7, os dados de radiação direta foram ajustados ao plano horizontal a fim de facilitar a comparação com as parcelas difusa e global.

Figura 5.5 - Radiações global, difusa e direta em São João do Piauí no dia 06/06/2012.

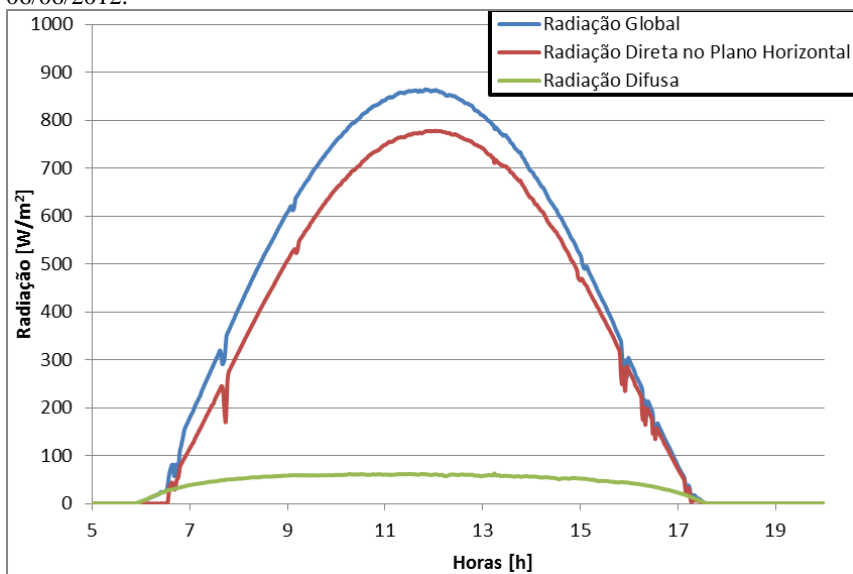


Figura 5.6 - Velocidade do vento e temperatura em São João do Piauí no dia 06/06/2012.

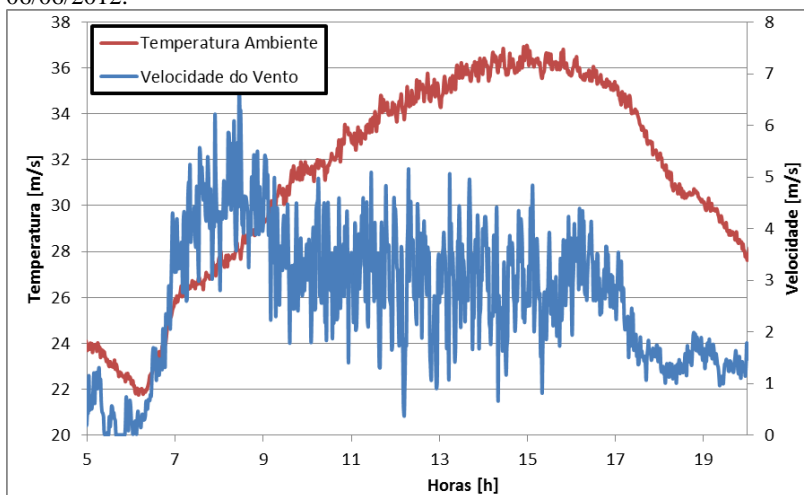


Figura 5.7 - Radiações global, difusa e direta em São João do Piauí no dia 11/06/2012.

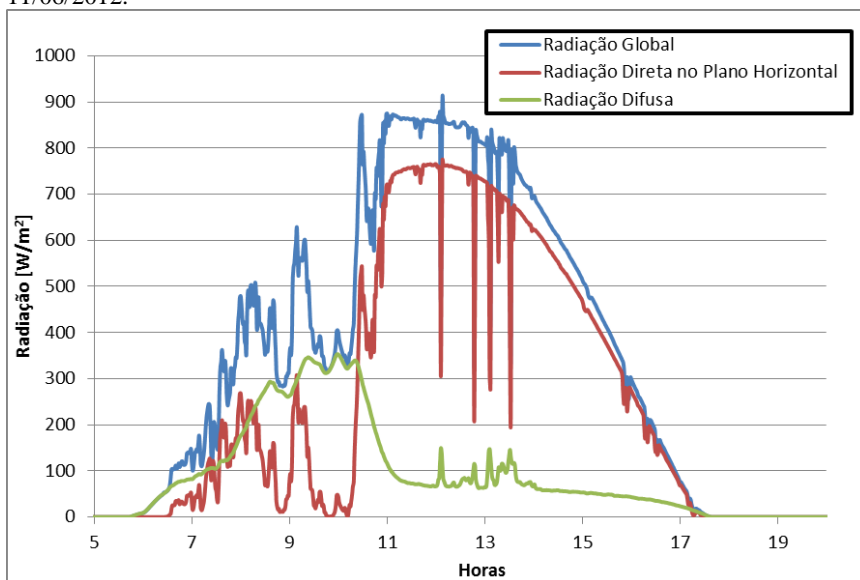
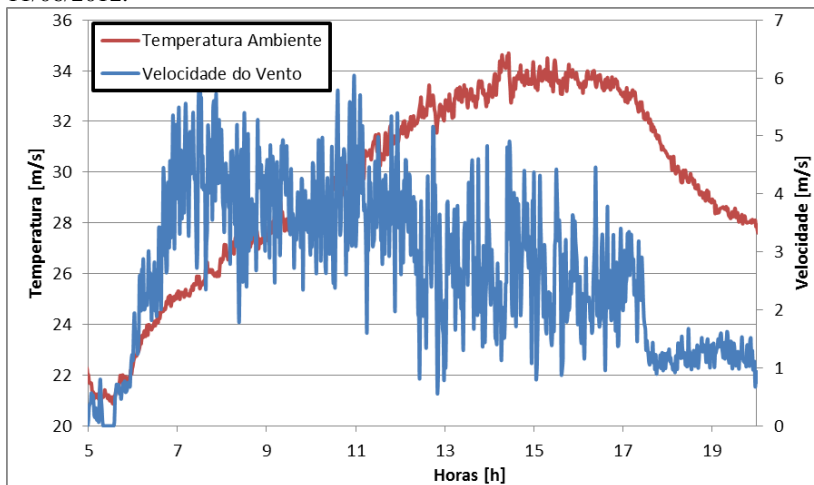


Figura 5.8 - Velocidade do vento e temperatura em São João do Piauí no dia 11/06/2012.



Conforme indicado acima, o dia 06/06/2012 apresenta-se como claro e com uma boa incidência de radiação direta, enquanto o dia

11/06/2012 é um dia que amanheceu nublado e melhorou no período da tarde.

Os resultados da parcela da radiação direta normal absorvida e das perdas ópticas para o campo de coletores podem ser observados na Figura 5.9 e na Figura 5.12. As temperaturas do fluido de transferência de calor em pontos importantes da planta de geração, assim como a potência gerada também podem ser observadas nas figuras 5.10 e 5.11, para o dia 06/06/2012 e nas figuras 5.13 e 5.14, para o dia 11/06/2012.

Figura 5.9 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.

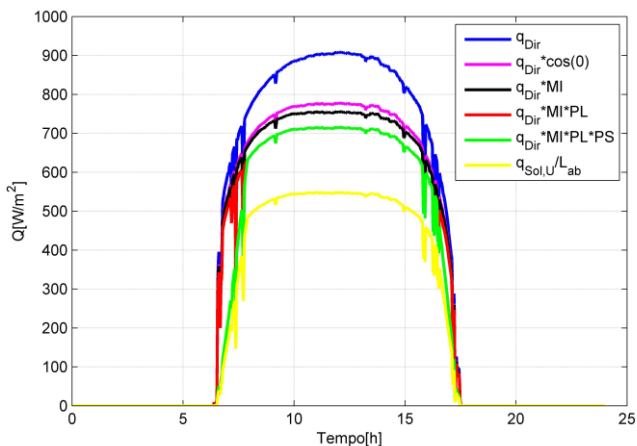


Figura 5.10 - Temperaturas da saída do campo solar, do vaso de expansão e da saída do ciclo de potência para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.

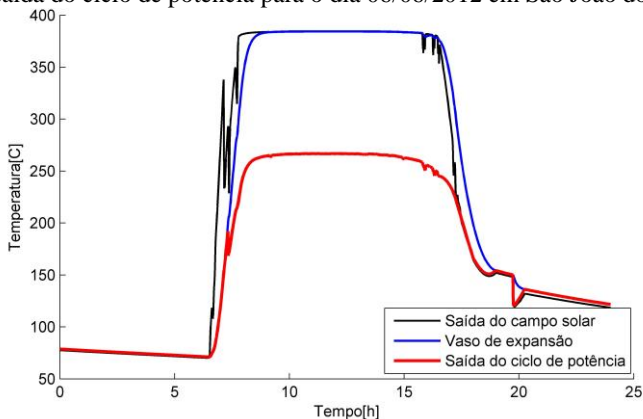


Figura 5.11 - Potência gerada para o dia 06/06/2012 em São João do Piauí.

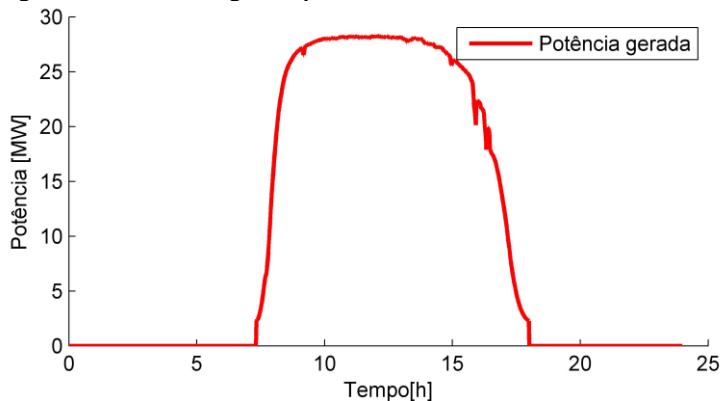


Figura 5.12 - Radiação direta normal e perdas ópticas para o dia 11/06/2012 em São João do Piauí.

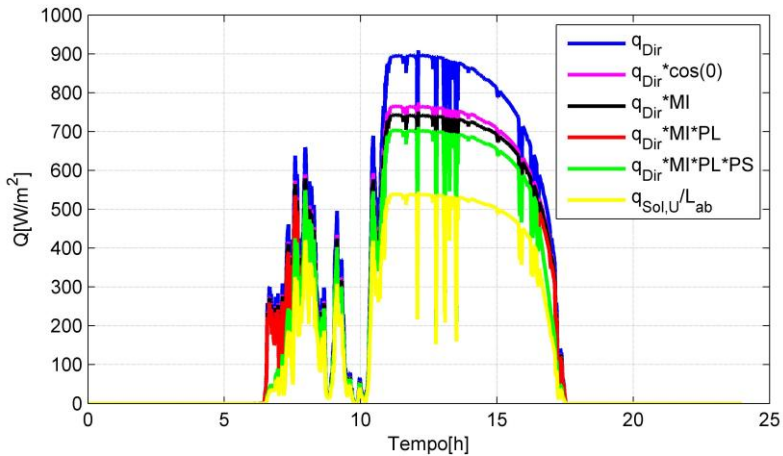


Figura 5.13 - Temperaturas da saída do campo solar, do vaso de expansão e da saída do ciclo de potência para o dia 11/06/2012 em São João do Piauí.

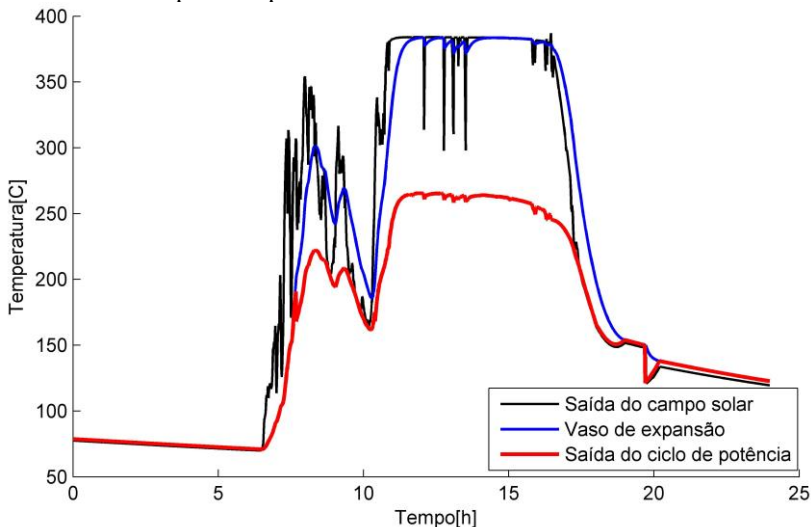
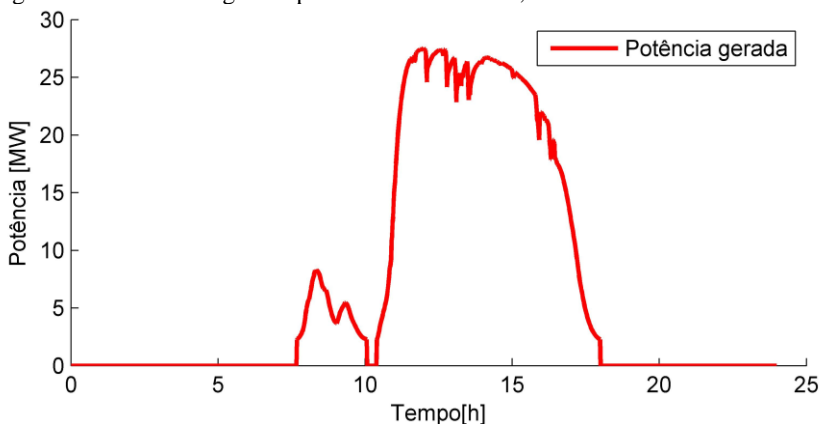


Figura 5.14 - Potência gerada para o dia 11/06/2012, em São João do Piauí.



O comportamento da planta apresentou-se dentro do esperado, semelhante ao comportamento da mesma nas condições do deserto de Mojave. É possível observar a importância da inércia térmica do vaso de expansão na Figura 5.13, onde as oscilações de temperatura no mesmo se mantiveram suaves, mesmo com as bruscas variações da temperatura do fluido de transferência de calor na entrada deste equipamento.

A planta operou um pouco abaixo de sua capacidade nominal de 30 MWe, em horário de pico no dia claro, o que sugere que um redimensionamento do campo solar pode se tornar necessário. Para efetuar um estudo de dimensionamento de campo solar, entretanto, seria necessário conhecer os valores meteorológicos de um TMY para a região de estudo. Tais valores não são conhecidos para a região de São João do Piauí, mas este estudo de dimensionamento de campo solar é realizado para a região de Petrolina na seção 5.5.

5.3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

O modelo, até então, foi estudado em uma base de minutos, de forma a poder validar o comportamento de seus diversos componentes durante todo o transiente diário com maior precisão. Para se estudar o comportamento da planta como um todo e seu potencial de geração anual em uma determinada localidade, uma análise de minutos pode se tornar computacionalmente pesada e desnecessária, além do fato de que os valores de TMY disponíveis para estudos possuem uma base horária.

Para se analisar a sensibilidade da planta, verificou-se a influência do intervalo de tempo utilizado na simulação, sobre o resultado de geração final, utilizando os dois dias previamente modelados de São João do Piauí. Na Tabela 5.2 são apresentados os resultados desta comparação.

Tabela 5.2 - Estudo de sensibilidade do intervalo de tempo utilizado no modelo para dois dias da região de São João do Piauí.

16/09/1998	Base de minutos	Base horária
$W_{Ac,d} / W_{Ac,d_h}$ [MW h/dia]	243,7	236,4
$G_{Ac,d} / G_{Ac,d_h}$ [MW h/dia]	1459	1459
$\eta_{Global,d}$ [-]	0,167	0,162
14/12/1998	Base de minutos	Base horária
$W_{Ac,d} / W_{Ac,d_h}$ [MW h/dia]	166,4	171,6
$G_{Ac,d} / G_{Ac,d_h}$ [MW h/dia]	1053	1053
$\eta_{Global,d}$ [-]	0,158	0,163

Os cálculos para se obter a potência e radiação direta normal ao plano de abertura acumulados no dia em uma base horária, W_{Ac,d_h} e G_{Ac,d_h} são realizados utilizando as equações 5.4 e 5,5 respectivamente.

$$G_{Ac,d_h} = \left(\sum_{n=1}^{24} \left(\dot{q}''_{Dir(n)} \cos(\theta_{(n)}) \right) \right) A_{CS}/10^{-6} \quad (5.4)$$

$$W_{Ac,d_h} = \left(\sum_{n=1}^{24} \left(W_{Gerada(n)} \right) \right) \quad (5.5)$$

Percebe-se que a influência do intervalo de tempo no modelo é pequena em uma análise diária, favorecendo a base de minutos em um dia claro em 3,08%. Já no dia nublado, a base horária foi favorecida em 3,16%. As variações são pequenas, e espera-se que elas se anulem em parte, não justificando a necessidade de se utilizar uma análise de minutos em um estudo anual.

5.4. VERIFICAÇÃO DO DESEMPENHO ANUAL DO MODELO

Segundo relatório da empresa Kramer Junction Company (2001), sobre as usinas SEGS, o rendimento global anual da SEGS VI, entre os anos de 1995 a 2000 variou entre 12,3% e 13,3%, sendo este último para o ano de 2000. Na Tabela 5.3, são apresentados os valores da potência acumulada e da radiação direta normal na abertura dos espelhos acumulada, $W_{Ac,A}$ e $G_{Ac,A}$ respectivamente, e o rendimento global para um TMY para o deserto de Mojave, na Califórnia. Os cálculos foram efetuados utilizando as equações 5.1, 5.6 e 5.7.

Tabela 5.3 - Análise de um TMY para o modelo da SEGS VI na região do deserto de Mojave, Califórnia.

TMY - Deserto de Mojave – Califórnia	
$W_{Ac,A}$ [MW h/ano]	66111
$G_{Ac,A}$ [MW h/ano]	500843
η_{Global}	0,132

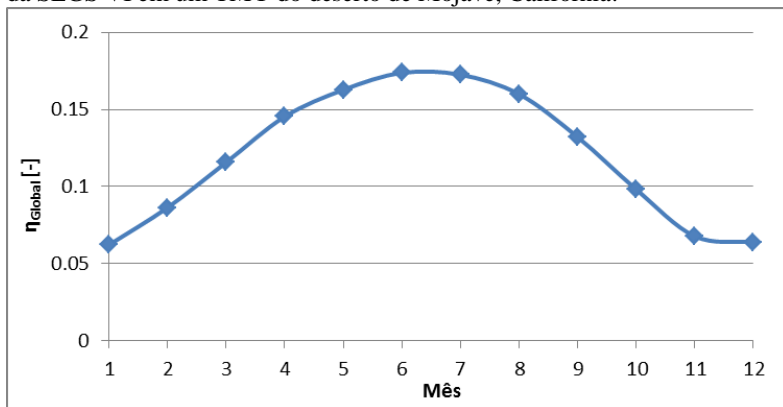
$$G_{Ac,A} = \left(\sum_{n=1}^{8760} \left(\dot{q}''_{Dir(n)} \cos(\theta_{(n,h)}) \right) \right) A_{CS}/10^{-6} \quad (5.6)$$

$$W_{Ac,d} = \left(\sum_{n=1}^{8760} \left(W_{Gerada(n)} \right) \right) \quad (5.7)$$

O resultado de rendimento global anual para um ano típico meteorológico foi obtido dentro da faixa de rendimentos encontrados para a SEGS VI em operação. Como esperado, devido ao ajuste automático de vazão, o mesmo está mais próximo do limite superior de rendimentos encontrados, visto que, conforme comentado na seção 5.1, o ajuste influência positivamente no rendimento.

O rendimento médio mensal ao longo do ano é apresentado na Figura 5.15. A curva está condizente com o esperado das condições climatológicas da região, apresentando um maior rendimento no verão e menor no inverno. Seus valores, quando comparados com os da mesma curva apresentada em Kramer Junction Company (2001), mostraram que o presente modelo representa bem os resultados da planta SEGS VI em operação real.

Figura 5.15 - Rendimento global médio mensal ao longo do ano para o modelo da SEGS VI em um TMY do deserto de Mojave, Califórnia.



5.5. ESTUDO DE CASO PARA PETROLINA

A mesma análise de rendimento anual do modelo, para uma planta semelhante à SEGS VI, feita na seção anterior para um TMY do deserto de Mojave foi realizada para um TMY da cidade de Petrolina, PE. A tabela abaixo apresenta os resultados da análise.

De forma comparativa, Fernández-García et al. (2010) apresentam o rendimento global anual para outras plantas de geração termo solar de coletores cilindro parabólicos, tais como as Andasol-I e Andasol-II, com um rendimento de 16%, e as plantas Solnova-I, Solnova-III e Solnova-IV

que apresentam um rendimento de 19%. O rendimento global da planta varia muito com a região onde a mesma está instalada.

Tabela 5.4 - Análise de um TMY de Petrolina para um modelo semelhante à SEGS VI.

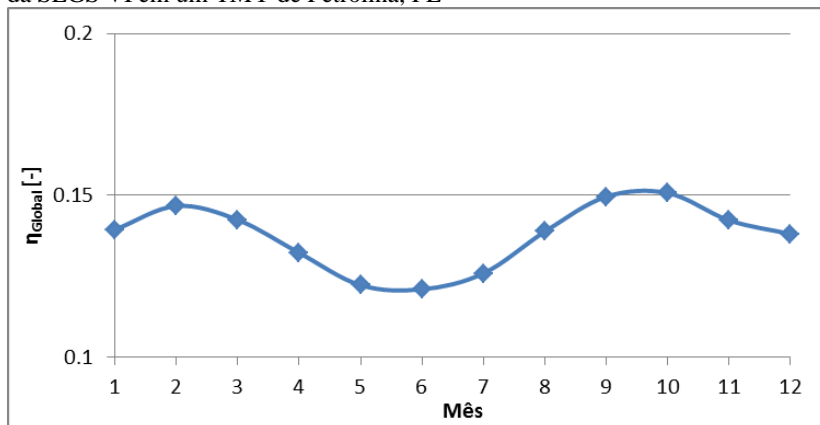
TMY - Petrolina – Pernambuco – SEGS VI	
$W_{Ac,A}$ [MW h/ano]	48181
$G_{Ac,A}$ [MW h/ano]	346625
η_{Global}	0.139

Pode-se observar que apesar de a radiação direta normal acumulada ao longo do ano na região do deserto de Mojave ter sido consideravelmente maior, 30,8%, o rendimento global para Petrolina ao longo do ano apresentou-se mais constante. Destaca-se também que a planta utilizada na região de Petrolina é a mesma SEGS VI utilizada no deserto de Mojave, que, devido à diferença de radiação direta anual acumulada, o campo solar da mesma está subdimensionado para a região.

A Figura 5.16 apresenta a variação do rendimento médio mensal ao longo do ano para a análise efetuada. Como esperado, o rendimento cai durante o inverno.

Uma diferença desta curva com a do deserto de Mojave está na queda de rendimento que ela apresenta durante o verão. Este ocorre devido ao verão em Petrolina ser caracterizado por ser um período chuvoso, enquanto que a região desértica de Mojave apresenta baixíssimos níveis pluviométricos.

Figura 5.16 - Rendimento global médio mensal ao longo do ano para o modelo da SEGS VI em um TMY de Petrolina, PE



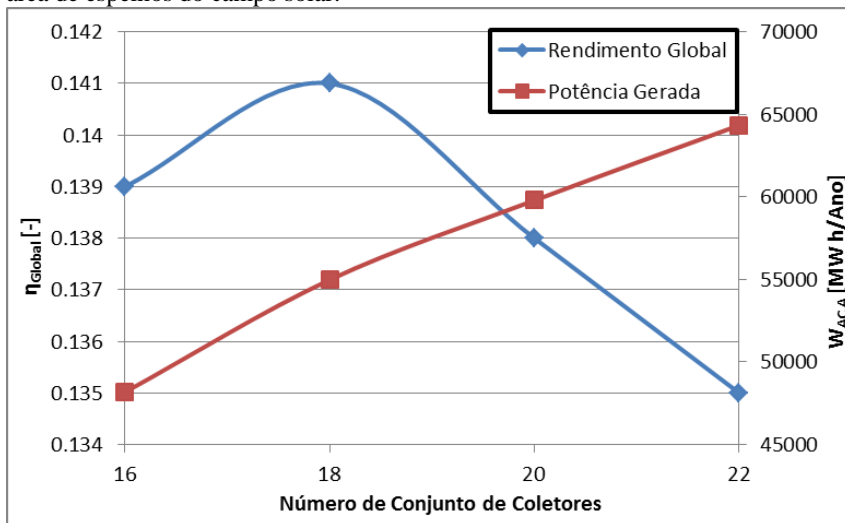
O campo solar da SEGS VI foi projetado para o potencial solar da região do deserto de Mojave, que é superior ao da região de São João do Piauí, não sendo assim, o mais adequado para a presente análise.

Conforme visto neste estudo, o campo solar da SEGS VI apresenta 50 laços compostas por 16 conjuntos de coletores cada. Espera-se que, para o potencial solar de Petrolina, o campo solar da planta termossolar fique maior que o da SEGS VI, desta forma, variou-se o número de conjuntos de coletores por laço do campo solar, e verificou-se a variação do rendimento global anual, Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Comparativo da variação do rendimento global anual da planta com o número de conjunto de coletores.

Número de conjunto de coletores	16	18	20	22
$W_{Ac,A}$ [MW h/ano]	346626	389954	433282	476610
$G_{Ac,A}$ [MW h/ano]	48181	54984	59793	64342
η_{Global}	0,139	0,141	0,138	0,135

Figura 5.17 - Rendimento global anual da planta como função do incremento da área de espelhos do campo solar.



A Figura 5.17 representa os valores obtidos da análise. Como esperado, a planta apresenta um rendimento maior com o aumento do campo de coletores. Apesar de o rendimento decair com um aumento excessivo da área do campo solar, a potência gerada é maior.

6. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi apresentada uma sequência lógica juntamente com o equacionamento necessário para modelar uma planta termossolar que utiliza a tecnologia de cilindros parabólicos. O modelo da termelétrica foi separado em campo solar, que inclui o sistema de armazenamento e o ajuste automático de vazão, e ciclo de potência. Os equipamentos foram modelados semelhantes à usina já existente SEGS VI, e seus resultados comparados e validados utilizando valores medidos da mesma para dois dias distintos, um claro e outro com intermitência de nuvens.

A influência do ajuste automático de vazão no resultado final do sistema foi estudada utilizando valores de medição de vazão da planta SEGS VI em operação. Verificou-se que o modelo utilizando o ajuste automático de vazão, por representar um operador ótimo, apresentou rendimentos superiores ao modelo utilizando os valores medidos de um operador real. Os resultados obtidos dos modelos dos equipamentos apresentaram-se muito próximos aos obtidos de medições da planta em operação. O mesmo pode ser observado para o modelo da planta como um todo, quando se compara com os valores medidos da SEGS VI. As maiores discrepâncias de dados ocorreram no dia nublado, e estas podem estar associadas a variações na estratégia de controle da planta por parte do operador.

O modelo foi então estudado para dois dias distintos da região de São João do Piauí – PI, utilizando dados meteorológicos e solarimétricos medidos pela estação solarimétrica localizada na subestação da TAESA, em São João do Piauí, e qualificados. Tal estudo foi efetuado com duas bases de intervalos de tempo distintas, uma base com valores a cada minuto e outra com base horária. A diferença de rendimentos entre a base de minutos e horária foi pequena.

O comportamento do desempenho do modelo foi verificado através de uma comparação do rendimento global anual do mesmo para a região do deserto de Mojave com rendimentos globais anuais da SEGSV em operação. O rendimento do modelo encontra-se dentro da faixa de rendimentos medidos.

Uma análise do comportamento do modelo em um ano típico meteorológico para a região de Petrolina foi efetuada. A área do campo solar foi variada, observando a influência que a mesma tem sobre o rendimento global. Observou-se que a SEGS VI não seria a planta mais adequada para Petrolina, pois seu campo solar estaria subdimensionado.

O modelo aqui desenvolvido apresentou-se abrangente e versátil, de fácil manipulação e entendimento, podendo se adequar a diversos tipos de estudos.

6.1. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

É possível estudar o comportamento do modelo em regiões distintas, caso os dados meteorológicos de TMY estejam disponíveis, a fim de verificar aquela região que apresentada um maior potencial energético. Pode-se juntamente efetuar uma análise econômica de viabilidade de instalação da planta para cada região.

A SEGS VI não apresenta um sistema de armazenamento térmico propriamente dito, e um modelo mais sofisticado do mesmo pode ser efetuado para se estudar melhor o comportamento de uma planta termossolar com um sistema de armazenamento maior. Diferentes tecnologias de sistemas de armazenamento térmico, sua influência na geração final e rendimento global podem ser estudadas e comparadas entre si. Também é possível fazer uma análise de diferentes configurações para uma mesma tecnologia de armazenamento térmico. Para tanto seria fatalmente necessário aumentar a área do campo de coletores tanto para a região de São João do Piauí quanto para a região do deserto de Mojave. Um sistema de armazenamento maior necessitaria de um segundo ajuste automático de vazão de fluido de transferência de calor, para controlar o circuito sistema de armazenamento – ciclo de potência. Tal sistema de ajuste pode adotar diversas estratégias distintas, e seu comportamento irá influenciar no rendimento da planta.

Diferentes configurações de campo de coletores podem ser estudadas, alterando até mesmo o tipo de tecnologia de concentração solar. O modelo permite uma fácil alteração nas configurações do ciclo de potência para estudo do comportamento do mesmo no rendimento da termelétrica.

Na seção 5.5 verificou-se a influencia que a variação da área de coletores tem sobre o rendimento final da planta, entretanto, um aumento da área também acarreta num aumento do custo de instalação da planta, que não estava no escopo deste trabalho. Tal estudo de custo e rendimento por aumento de área de campo solar pode ser efetuado.

REFERÊNCIAS

BARLEV, D., VIDU, R., STROEVE, P. **Innovation in concentrated solar power**. Sol. Energy Mater. Sol. Cells, 2011.

BAYÓN, R., ROJAS, E., VALENZUELA, L. ZARZA, E., LEÓN, J. **Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants**. Applied Thermal Engineering 30, 2010. p. 2643-265.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. New York, NY, John Wiley & Sons, 1995.

CHAIBAKHSH, A., GHAFARI, A. **Steam turbine model**. Simulation Modelling Practice and Theory 16, 2008. p. 1145–1162.

CHEN, J. C. **Physics of Solar Energy**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2011.

DESIDERI, U., ZEPPARELLI, F., MORETTINI, V., GARRONI, E. **Comparative analysis of concentrating solar power and photovoltaic technologies: Technical and environmental evaluations**. Applied Energy, 2012.

DSC. **Climate of the Mojave Desert**. Detalhes sobre as condições climatológicas do deserto de Mojave fornecidas pelo Desert Studies Center. Disponível em: < <http://biology.fullerton.edu/dsc/index.html>>. Acesso em: 10 jan. 2013.

DUDLEY, V. E. **Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector**. Sandia National Laboratories, SAND94-1884, 1994.

DUFFIE, J. A., BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. John Wiley & Sons, Inc. 3rd ed. 2006.

FERNANDES, F. P., SAUTHIER, L. C., PASSOS, J. C., COLLE, S. **Sistemas fotovoltaicos de alta concentração: um salto tecnológico na conversão da energia solar**. Revista ABCM Engenharia, vol. 16 (5), 2011. P. 4-9.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A., ZARZA, E., VALENZUELA, L., PÉREZ, M. **Parabolic-trough solar collectors and their applications.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, 2010. P. 1695–1721.

FILHO, V. C. P. **Análise Experimental de um Sistema Solar com Concentrador Cilindro Parabólico.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

FONTALVO, A., GARCIA, J., SANJUAN, M., PADILLA, V. **Automatic control strategies for hybrid solar-fossil fuel power plants.** Renewable Energy 62 (2014), 2013. p. 424–431.

FORRISTAL, R. **Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver.** Golden: National Renewable Energy Laboratory Technical Report, 2003.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 5ª ed. 2003.

IQBAL, M. **An Introduction to Solar Radiation.** Academy Press Canada, Ontario, 1991.

JARCOVIDES, C.P. TYMVIOS, F. S., ASSIMAKOPOULOS, V. D., KALTSOUNIDES, N. A. **Comparative study of various correlations in estimating hourly diffuse fraction of global solar radiation.** Renewable Energy 31, 2006. p. 2492–2504.

JONES, S. A., PITZ-PAAL, R., SCHWARZBOEZL, P., BLAIR, N., CABLE, R. **TRNSYS modeling of the SEGS VI parabolic trough solar electric generating system.** Washington, DC: Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose, 2001.

KLEIN, S. A. **EES: engineering equation solver - version 9.400.**

Disponível em:

<http://www.fchart.com/assets/downloads/ees_manual.pdf>. Acesso em: 05 jan. 2013.

KRAMER JUNCTION COMPANY. **Solar trough generation – The California Experience**: Relatório técnico sobre as usinas SEGS. Washington DC: ASES FORUM, 2001.

LIPPKE, F. **Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant**. Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, 1995.

LUQUE, A., HEGEDUS, S. **Handbook of Photovoltaic Science and Engineering**. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2003.

MARTÍ, A. "**Fundamentos de la conversión fotovoltaica: la célula solar**". In: Fundamentos, Dimensionado y aplicaciones de la energía solar fotovoltaica. Madrid: Ciemat, 2008. p. 5-30.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. **Breakthroughs and challenges in solar thermal power plant technology**. 4th European thermal science conference, 2004.

NISHIOKA, K. TAKAMOTO, T., AGUI, T., KANEIWA, M., URAOKA, Y., FUYUKI, T. **Annual output estimation of concentrator photovoltaic systems using high-efficiency InGaP/InGaAs/Ge triple-junction solar cells based on experimental solar cell's characteristics and field-test meteorological data**. Solar Energy Materials & Solar Cells 90, 2006. p. 57–67.

NREL. **National Renewable Energy Laboratory**. Informações sobre o órgão governamental dos Estados Unidos da América NREL. Disponível em: < <http://www.nrel.gov>>. Acesso em: 01 jun. 2013.

ORÓ, E., GIL, A., GRACIA, A., BOER, D., CABEZA, L. F. **Comparative life cycle assessment of thermal energy storage systems for solar power plants**. Renewable Energy 44, 2012. p. 166-173.

PASSOS, J. C. **Planta termo-solar de co-geração de Ribeiro Gonçalves**. Relatório final de P&D, ANEEL, TAESA-Transmissora Aliança de Energia Elétrica S.A., APLPED4906_RELATORIOFINALPED 0001_S03, 2013. p. 95.

PATNODE, A. M. **Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants.** University of Wisconsin-Madison, 2006.

PAVLOVIĆ, T. M., RADONJIĆ, I. S., MILOSAVLJEVIĆ, D. D., PANTIĆ, L. S. **A review of concentrating solar power plants in the world and their potential use in Serbia.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012. P.3891-3902.

PNUD. **Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento.** Informações sobre o índice de desenvolvimento humano. Disponível em: <<http://www.pnud.org.br/>>. Acesso em: 05 ago. 2013.

SAM. **System Advisor Model.** Modelo financeiro e de desempenho, projetado para facilitar a tomada de decisões para as pessoas envolvidas na indústria de energias renováveis. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/>> Acessado em: 20 dez. 2012.

SOLANGI, K.H., ISLAM, M. R., SAIDUR, R., RAHIM, N. A., FAYAZ, H. **A review on global solar energy policy.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 15, 2011. p. 2149–2163.

STODOLA, A., LOEWENSTEIN, L. C. **Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime movers.** New York: Peter Smith, 1945.

STUETZLE, T. A. **Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant.** University of Wisconsin-Madison, 2002.

THERMINOL. **Therminol VP-1 Vapor Phase/Liquid Phase Heat Transfer Fluid Product Description.** Apresenta uma ficha de propriedades do fluido de transferência térmica Therminol VP-1 da Empresa Eastman Chemical Company. Disponível em: <<http://www.therminol.com/pages/products/vp-1.asp>>. Acesso em: 20 maio 2013.

THOMAS, A., GUVEN, H. M. **Parabolic Trough Concentrators - Design, Construction and Evaluation.** Energy Conversion Management 34:5, 1993. p. 401-416.

TRIEB, F., SCHILLINGS, C., O'SULLIVAN, M., PREGGER, T., HOYER-KLICK, C. **Global Potential of Concentrating Solar Power.** Solar Paces Conference, Berlin, set. 2009.

TRNSYS. **A Transient System Simulation Program; Volume 5 - Mathematical Reference.** Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2006.

WAGNER M. J. **Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants.** University of Wisconsin-Madison, 2008.

WAGNER, M. J., GILMAN, P. **Technical Manual for the SAM Physical Trough Model.** Golden: National Renewable Energy Laboratory Technical Report, 2011.

WAGNER, M. J., ZHU, G.A **Generic CSP Performance Model for NREL's System Advisor Model.** Granada: Solar PACES, 2011.

WENDEL, M. **Metodologia para Simulação Transiente de uma Pequena Central Heliotérmica.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

APÊNDICE A – Cálculo de UA dos trocadores de calor

Segue o cálculo dos UAs para os diversos trocadores de calor no ciclo de potência de projeto, seção 7.2.

- Reaquecedor:

O procedimento de cálculo de UA do reaquecedor segue:

$$C_{RAq} = \dot{m}_{FTC_{RA}} c_{p,RAq}$$

$$C_{RAf} = \dot{m}_{Turb_{BP,1}} c_{p,RAf}$$

$$c_{p,RAq} = \frac{h_{FTC,e} - h_{FTC_{RA,S}}}{T_{FTC,e} - T_{FTC_{RA,S}}}$$

$$c_{p,RAf} = \frac{h_{Turb_{BP,e}} - h_{Turb_{AP,S}}}{T_{Turb_{BP,e}} - T_{Turb_{AP,S}}}$$

$$Q_{RAMax} = C_{RAMin} (T_{FTC,e} - T_{Turb_{AP,S}})$$

$$C_{RAMin} = MIN (C_{RAq}, C_{RAf})$$

$$C_{RAMax} = MAX (C_{RAq}, C_{RAf})$$

$$\varepsilon_{RA} = \frac{Q_{RA}}{Q_{RAMax}}$$

$$NUT_{RA} = \frac{1}{C_{rRA} - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon_{RA} - 1}{\varepsilon_{RA} C_{rRA} - 1} \right)$$

$$C_{rRA} = \frac{C_{RAMin}}{C_{RAMax}}$$

$$NUT_{RA} = \frac{UA_{RA}}{C_{RAMin}}$$

- Condensador:

$$C_{CDMin} = C_{CDf} = \dot{m}_{AR} c_{p,CDf}$$

$$c_{p,CDf} = c_{p,AR}$$

$$Q_{CondMax} = C_{CDMin} (T_{Cond,e} - T_{AR,e})$$

$$\varepsilon_{CD} = \frac{Q_{Cond}}{Q_{CondMax}}$$

$$NUT_{CD} = -\ln(1 - \varepsilon_{CD})$$

$$NUT_{CD} = \frac{UA_{CD}}{C_{CDMin}}$$

- Pre-Aquecedor

O procedimento de cálculo de UA do pre-aquecedor segue:

$$C_{PAq} = \dot{m}_{FTCSA} c_{p,PAq}$$

$$C_{PAf} = \dot{m}_{Tubr_{AP,1}} c_{p,PAf}$$

$$c_{p,PAq} = \frac{h_{FTCPA,e} - h_{FTCPA,s}}{T_{FTCPA,e} - T_{FTCPA,s}}$$

$$c_{p,PAf} = \frac{h_{PAAL,s} - h_{AQAP-C,s}}{T_{PAAL,s} - T_{AQAP-C,s}}$$

$$Q_{PAMax} = C_{PAMin} (T_{FTCPA,e} - T_{AQAP-C,s})$$

$$C_{PAMin} = \text{MIN} (C_{PAq}, C_{PAf})$$

$$C_{PAMax} = \text{MAX} (C_{PAq}, C_{PAf})$$

$$\varepsilon_{PA} = \frac{Q_{PA}}{Q_{PAMax}}$$

$$NTU_{PA} = \frac{1}{C_{rPA} - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon_{PA} - 1}{\varepsilon_{PA} C_{rPA} - 1} \right)$$

$$C_{rPA} = \frac{C_{PA_{Min}}}{C_{PA_{Max}}}$$

$$NUT_{PA} = \frac{UA_{PA}}{C_{PA_{Min}}}$$

- Caldeira

$$C_{CA_{Min}} = C_{CAq} = \dot{m}_{FTCSA} c_{p,CAq}$$

$$c_{p,CAq} = \frac{h_{FTCCA,e} - h_{FTCPA,e}}{T_{FTCCA,e} - T_{FTCPA,e}}$$

$$Q_{CA_{Max}} = C_{CA_{Min}} (T_{FTCCA,e} - T_{PAAL,s})$$

$$\varepsilon_{CA} = \frac{Q_{CA}}{Q_{CA_{Max}}}$$

$$NUT_{CA} = -\ln(1 - \varepsilon_{CA})$$

$$NUT_{CA} = \frac{UA_{CA}}{C_{CA_{Min}}}$$

- Superaquecedor

$$C_{SAq} = \dot{m}_{FTCSA} c_{p,SAq}$$

$$C_{SAf} = \dot{m}_{TurbAP,1} c_{p,SAf}$$

$$c_{p,SAq} = \frac{h_{FTC,e} - h_{FTCCA,e}}{T_{FTC,e} - T_{FTCCA,e}}$$

$$c_{p,SAf} = \frac{h_{TurbAP,e} - h_{CAAL,s}}{T_{TurbAP,e} - T_{CAAL,s}}$$

$$Q_{SA_{Max}} = C_{SA_{Min}} (T_{FTC,e} - T_{CAAL,s})$$

$$C_{SA_{Min}} = \text{MIN} (C_{SAq}, C_{SAf})$$

$$C_{SA_{Max}} = \text{MAX} (C_{SAq}, C_{SAf})$$

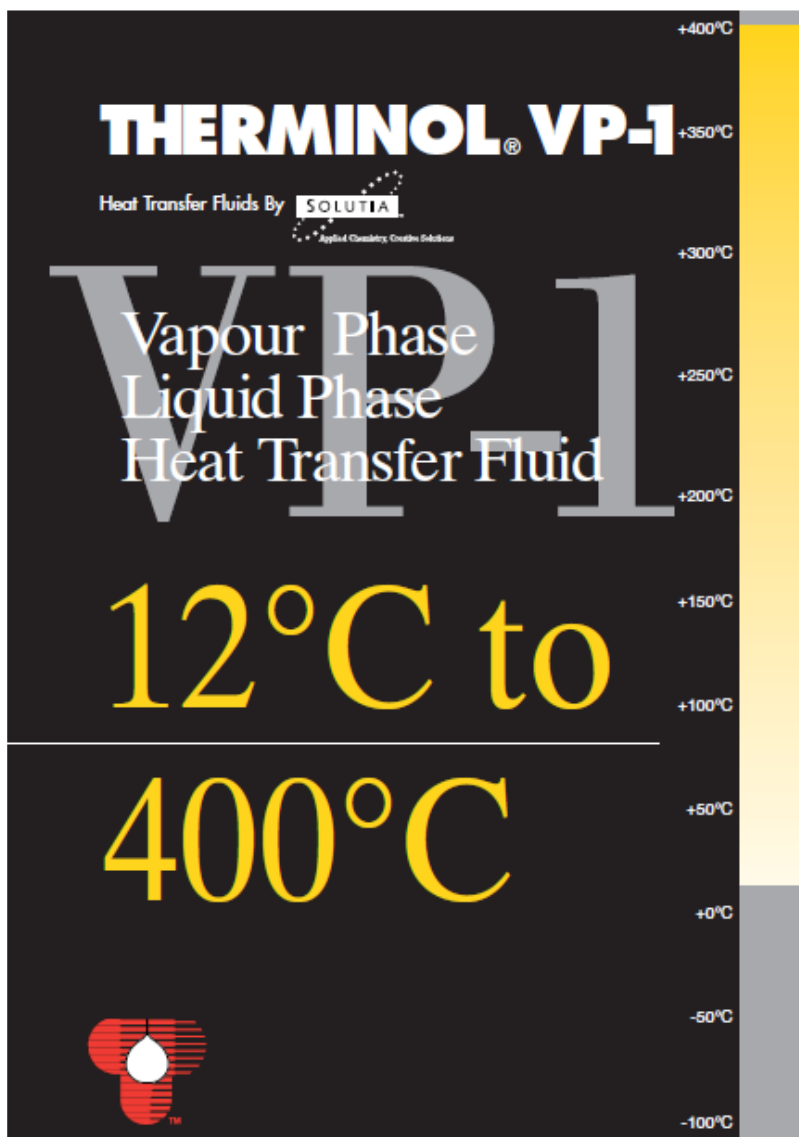
$$\varepsilon_{SA} = \frac{Q_{SA}}{Q_{SA_{Max}}}$$

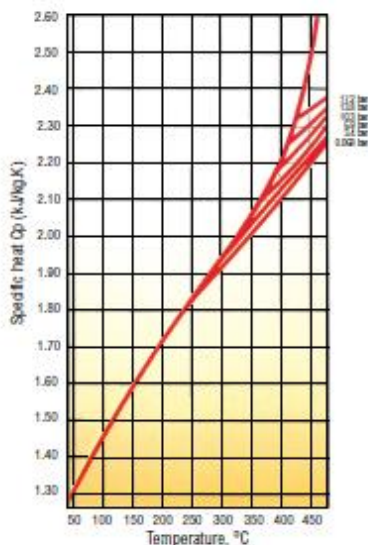
$$NTU_{SA} = \frac{1}{C_{r_{SA}} - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon_{SA} - 1}{\varepsilon_{SA} C_{r_{SA}} - 1} \right)$$

$$C_{r_{SA}} = \frac{C_{SA_{Min}}}{C_{SA_{Max}}}$$

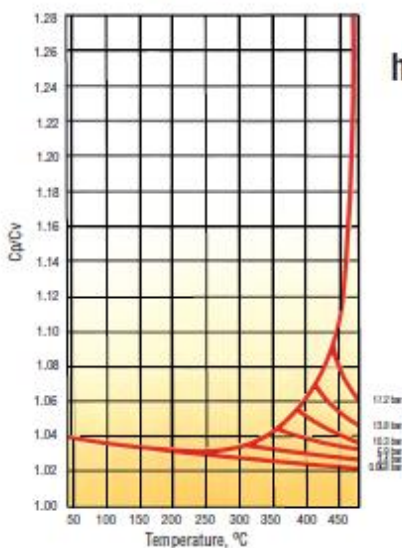
$$NUT_{SA} = \frac{UA_{SA}}{C_{SA_{Min}}}$$

ANEXO A – Propriedades do Therminol VP-1



THERMINOL VP-1

Calculated specific
heat⁽¹⁾ for vaporized
Therminol VP-1



Calculated specific
heat ratio⁽¹⁾ for vaporized
Therminol VP-1

(1) These data are based upon calculations. They are representative and typical of the fluid but are not guaranteed for all periods. Write to Guide to data specifications for Therminol VP-1.

THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	627°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal expansion		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight		166

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solvite for current sales specifications.

THERMINOL-VP-1

Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0.137	1.523	5.48	5.12	-	18.1	419.0
20	1064	0.136	1.546	4.29	4.03	-	30.4	414.7
30	1056	0.135	1.575	3.28	3.10	-	46.0	409.3
40	1048	0.134	1.604	2.60	2.48	-	61.9	403.9
50	1040	0.133	1.633	2.12	2.03	-	78.1	398.6
60	1032	0.132	1.662	1.761	1.707	-	94.5	393.3
70	1024	0.131	1.690	1.492	1.458	-	111.3	388.1
80	1015	0.130	1.719	1.284	1.265	-	128.4	382.9
90	1007	0.129	1.747	1.119	1.111	-	145.7	377.8
100	999	0.128	1.775	0.985	0.986	0.5	163.3	372.7
110	991	0.126	1.803	0.876	0.884	0.8	181.2	367.6
120	982	0.125	1.831	0.784	0.798	1	199.4	362.6
130	974	0.124	1.858	0.707	0.726	2	217.8	357.5
140	965	0.123	1.886	0.642	0.665	3	236.5	352.6
150	957	0.121	1.913	0.585	0.612	5	255.5	347.6
160	948	0.120	1.940	0.537	0.566	7	274.8	342.7
170	940	0.118	1.968	0.494	0.526	9	294.3	337.7
180	931	0.117	1.995	0.457	0.491	13	314.1	332.8
190	922	0.115	2.021	0.424	0.460	18	334.2	327.9
200	913	0.114	2.048	0.395	0.432	24	354.6	323.0
210	904	0.112	2.075	0.368	0.407	32	375.2	318.0
220	895	0.111	2.101	0.345	0.385	42	396.1	313.0
230	886	0.109	2.128	0.324	0.366	54	417.2	308.0
240	877	0.107	2.154	0.305	0.348	68	438.6	303.0
250	867	0.106	2.181	0.288	0.332	86	460.3	297.9
260	857	0.104	2.207	0.272	0.317	108	482.2	292.7
270	848	0.102	2.234	0.258	0.304	133	504.4	287.5
280	838	0.100	2.260	0.244	0.292	163	526.9	282.2
290	828	0.098	2.287	0.232	0.281	198	549.7	276.8
300	817	0.096	2.314	0.221	0.271	239	572.7	271.2
310	806	0.095	2.341	0.211	0.262	286	595.9	265.6
320	796	0.093	2.369	0.202	0.254	340	619.5	259.7
330	784	0.091	2.397	0.193	0.246	401	643.3	253.8
340	773	0.089	2.425	0.185	0.239	470	667.4	247.6
350	761	0.086	2.454	0.177	0.233	548	691.8	241.3
360	749	0.084	2.485	0.170	0.227	635	716.5	234.7
370	736	0.082	2.517	0.164	0.222	732	741.5	227.8
380	723	0.080	2.551	0.158	0.218	840	766.9	220.7
390	709	0.078	2.588	0.152	0.214	969	792.5	213.2
400	694	0.076	2.628	0.146	0.211	1090	818.6	205.3
410	679	0.073	2.674	0.141	0.208	1230	845.1	197.0
420	662	0.071	2.729	0.137	0.206	1390	872.1	188.0
425	654	0.070	2.760	0.134	0.205	1470	885.8	183.3

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solulis for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0.00707 * T(^{\circ}\text{C}) + 0.00078116 * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.367 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1083.25$$

$$\text{Heat capacity (kJ/kg.K)} = +0.002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5.9591 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.9879 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 4.4172 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 1.498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = -8.19477 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C}) - 1.92257 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 2.5034 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 7.2974 * 10^{-14} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 0.137743$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = \frac{544.188}{T(^{\circ}\text{C}) + 114.6} - 2.3820 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C})$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = -0.190859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4.35824 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 3.6106 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1.08408 * 10^{-9} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 2.12329$$

$$\text{Enthalpy (kJ/kg)} = 1.51129 * T(^{\circ}\text{C}) + 1.2941 * 10^{-4} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 1.23897 * 10^{-7} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 0.62677$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = -0.528983 * T(^{\circ}\text{C}) - 7.50103 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 1.5622 * 10^{-8} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 3.771 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 425.18$$

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature	Density	Thermal Conductivity	Heat Capacity	Enthalpy*	Viscosity Dynamic
°C	kg/m ³	W/m.K	kJ/kg.k	kJ/kg	mPa.s
12	-	0.0081	0.975	43.6	0.0057
20	-	0.0085	1.003	51.6	0.0059
30	-	0.0090	1.037	61.8	0.0061
40	-	0.0095	1.070	72.3	0.0063
50	-	0.0100	1.104	83.2	0.0065
60	-	0.0105	1.137	94.4	0.0067
70	-	0.0110	1.170	105.9	0.0069
80	-	0.0116	1.203	117.8	0.0071
90	-	0.0121	1.235	129.9	0.0073
100	-	0.0126	1.267	142.5	0.0075
110	0.042	0.0132	1.299	155.3	0.0077
120	0.065	0.0137	1.331	168.4	0.0079
130	0.090	0.0143	1.362	181.8	0.0081
140	0.148	0.0149	1.393	195.6	0.0083
150	0.214	0.0154	1.424	209.6	0.0085
160	0.303	0.0160	1.454	224.0	0.0087
170	0.422	0.0166	1.484	238.6	0.0089
180	0.575	0.0171	1.514	253.5	0.0091
190	0.772	0.0177	1.543	268.6	0.0094
200	1.02	0.0183	1.572	284.0	0.0096
210	1.33	0.0189	1.601	299.7	0.0098
220	1.71	0.0195	1.629	315.6	0.0100
230	2.17	0.0201	1.657	331.8	0.0102
240	2.72	0.0207	1.685	348.1	0.0104
250	3.38	0.0213	1.712	364.7	0.0106
260	4.17	0.0220	1.739	381.5	0.0108
270	5.09	0.0226	1.766	398.4	0.0110
280	6.17	0.0232	1.792	415.6	0.0112
290	7.42	0.0238	1.819	432.9	0.0114
300	8.86	0.0245	1.845	450.4	0.0116
310	10.5	0.0251	1.871	468.0	0.0118
320	12.4	0.0258	1.897	485.7	0.0120
330	14.6	0.0264	1.923	503.6	0.0122
340	17.0	0.0271	1.948	521.6	0.0124
350	19.8	0.0277	1.974	539.6	0.0126
360	22.9	0.0284	2.001	557.7	0.0128
370	26.5	0.0291	2.027	575.9	0.0130
380	30.5	0.0298	2.054	594.1	0.0132
390	35.0	0.0304	2.082	612.3	0.0134
400	40.1	0.0311	2.111	630.4	0.0136
410	45.8	0.0318	2.142	648.5	0.0138
420	52.4	0.0325	2.175	666.5	0.0140

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solida for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

Density (kg/m³) = - 0.0303917 * T(°C) + 4.34615 * 10⁻⁴ * T(°C) - 2.41006 * 10⁻⁶ * T(°C) + 5.33458 * 10⁻⁸ * T(°C) + 0.553905

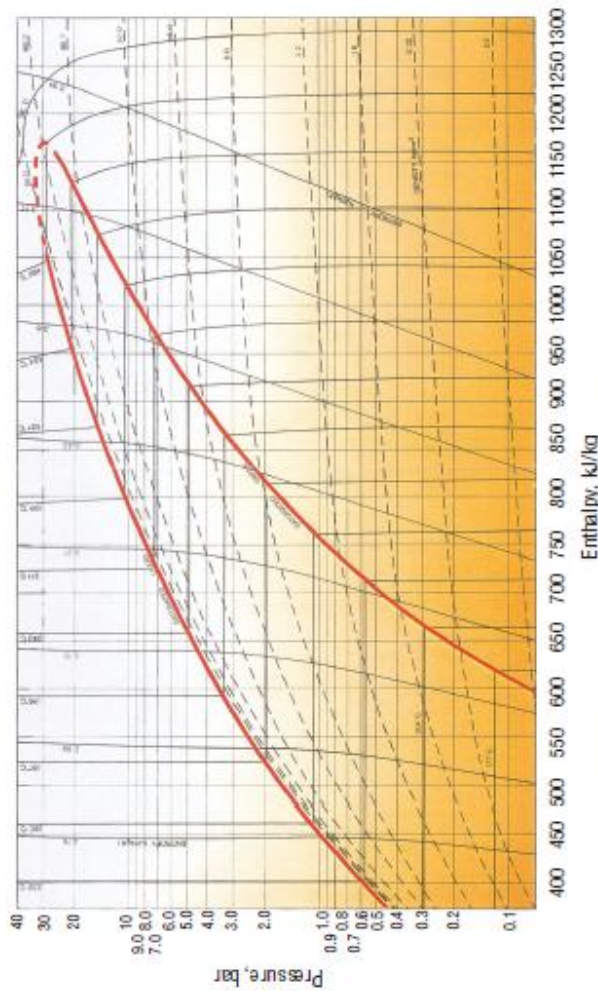
Heat Capacity (kJ/kg.K) = + 0.003703 * T(°C) - 3.0274 * 10⁻⁶ * T(°C) + 2.9324 * 10⁻⁸ * T(°C) + 0.92709

Enthalpy (kJ/kg) = + 0.88905 * T(°C) + 2.14973 * 10⁻⁴ * T(°C) - 1.5999 * 10⁻⁶ * T(°C) + 33.321

Dynamic Viscosity (mPa.s) = + 2.0124 * 10⁻⁴ * T(°C) + 3.4557 * 10⁻⁶ * T(°C) - 7.1288 * 10⁻⁸ * T(°C) + 0.006449

Thermal Conductivity (W/m.K) = + 4.84257 * 10⁻⁴ * T(°C) + 2.9067 * 10⁻⁶ * T(°C) - 6.5306 * 10⁻⁸ * T(°C) + 0.0075110

Therminol VP-1 mollier chart : pressure vapour enthalpy⁽¹⁾



(1) Therminol VP-1 is a registered trademark of the Dow Chemical Company. All rights reserved. © 2008 Dow Chemical Company. All other trademarks are the property of their respective owners.

THERMINOL® VP-1**The Theminol® Range**

Therminol VP-1 is one of the Solutia synthetic heat transfer fluids covering an operating range from -80°C to +400°C, suitable for most process heating or waste heat recovery applications, and capable of operation at or near atmospheric pressure within their recommended operating temperature range.

As a user's process temperature demands change there is always a Theminol fluid capable of meeting the new requirements. In addition, Theminol fluids are often interchangeable allowing conversion by a simple top-up procedure where this is preferred.

Asia

Solutia Singapore Pte. Ltd.
101 Thomson Road - #19-00 United Square Singapore
307501
Tel: (+65) 355 7231 - Fax: (+65) 254 3138

Latin America

Solutia Brasil Ltda.
Rua Gomes de Carvalho 1306 - 6º andar - conj. 61 e 62
CEP : 04547-005 • Vila Olimpia - Sao Paulo, SP, Brazil
Phone: (+55) 11-5087 3000 - Fax: (+55) 11-5087 3630

North America

Solutia Inc.
10300 Olive Boulevard - PO Box 66750
St Louis, MO 63166-6750 - USA
Tel: (+1) 314 674 10 00

People's Republic of China

Solutia Chemical Co. Ltd., Suzhou
9th floor, Kings Tower
16 Shi Shan Road - Suzhou New District - Suzhou, PRC 215011
Phone: (+86) 512 8258167 - Fax: (+86) 512 8250417

Quality Management

All our manufacturing units have obtained ISO 9002 quality control certification. This registration means that plant procedures, quality control systems, material sampling, product storage, handling, packaging, shipping, product literature and characteristic data, record keeping and other company procedures are in line with the quality requirements of the ISO 9002 standards and its other national equivalents.

This is your quality assurance.

Health, Safety and Environmental Information

Please contact the Solutia Europe/Africa HQ for the Material Safety Data Sheet, or if any other information concerning health, safety and environmental issues is required during filling or operation of your heat transfer system with this product.

**Europe**

Solutia Europe S.A./N.V.
Rue Lald Burnlat 3 - Parc Scientifique - Fleming
B-1348 Louvain-la-Neuve (Sud) - Belgium
Tel: (+32) 10 48 15 47 - Fax: (+32) 10 48 14 86
<http://www.solutia.com>

Please contact us for more information :



Therminol is a trademark of Solutia. **Therminol** has now been adopted as a world-wide brand for the Solutia Heat Transfer Fluid range. Fluids known previously under the Santotherm and Gilotherm brands are identical in composition and performance to the corresponding **Therminol** brand fluids.

The information in this bulletin is to the best of our knowledge true and accurate but all instructions, recommendations or suggestions are made without guarantee. Since the conditions of use are beyond their control, Solutia Inc. and its subsidiaries disclaim any liability for loss or damage suffered from use of these data or suggestions. Furthermore no liability is accepted if use of any product in accordance with these data or suggestions infringes any patent.

GROUP PRONOC T.B.S 10-84 (12/98) E