



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CAMPUS UFRJ-MACAÉ
Professor Aloísio Teixeira



DIMENSIONAMENTO TEÓRICO E ANÁLISE DE DIFERENTES ARRANJOS
BRAYTON-RANKINE APLICADOS A UMA TORRE SOLAR

Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos Pinto da Fonseca

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
submetido ao Corpo Docente da Engenharia
Mecânica do Campus Macaé da Universidade
Federal do Rio de Janeiro, como parte dos
requisitos necessários à obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Macaé – RJ
Dezembro de 2016

DIMENSIONAMENTO TEÓRICO E ANÁLISE DE DIFERENTES ARRANJOS
BRAYTON-RANKINE APLICADOS A UMA TORRE SOLAR

Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos Pinto da Fonseca

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO
AO CORPO DOCENTE DA ENGENHARIA MECÂNICA DO CAMPUS MACAÉ
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinada por:

Prof. Diego Cunha Malagueta, D.Sc.

Prof. Marcelo Silva, M.Sc.

Prof. Bernardo Mattos Tavares, D.Sc.

MACAÉ, RJ – BRASIL
DEZEMBRO DE 2016

Pinto da Fonseca, Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos

Dimensionamento teórico e análise de diferentes arranjos Bryton-Rankine aplicados a uma Torre Solar / Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos Pinto da Fonseca - Macaé: UFRJ, 2016.

XVII, 69 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UFRJ-Macaé/ Engenharia Mecânica, 2016.

Referências Bibliográficas: p. 67-69.

1. Energia Heliotérmica. 2. Torre solar. 3. Ciclo combinado. I. Malagueta, Diego Cunha *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ-Macaé, Engenharia Mecânica. III. Título.

Dedico este trabalho aos meus pais, que
sempre me amaram de maneira incondicional e
me apoiaram em minha escolha de cursar
Engenharia Mecânica.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a Deus pela dádiva da vida, por sempre estar ao meu lado em todos os momentos de minha vida, em especial os mais difíceis e pelas pessoas maravilhosas que pôs no meu caminho durante esses anos.

Agradeço aos meus pais por todo carinho e apoio concedidos a mim nos últimos anos, mesmo com uma separação ainda durante minha infância, sempre me colocaram na frente de qualquer problema.

Aos meus familiares: irmãos, avós e avô, padrinho e madrinha, tios, tias, primos e todos que de alguma forma vem contribuindo com meu crescimento pessoal e profissional, não seria capaz de chegar aqui sem o seu apoio.

Aos amigos que fiz durante esses últimos 6 anos que foram extremamente importantes para me manter alegre e confiante que um dia eu seria capaz de concluir a minha graduação. Em especial gostaria de agradecer a 4 pessoas maravilhosas que foram fundamentais nesses últimos meses: Ingrid Pires, Larissa Barbosa, Nicole Silveira e Thaianne Fernandes, vocês são meninas incríveis, com um enorme coração e, sem dúvida nenhuma, são muito especiais para mim.

Gostaria de agradecer a todos professores que tive durante esses últimos anos, que de maneira direta ou indireta foram essenciais para a minha formação. Em especial aos professores Marcelo Silva e Bernardo Tavares que abdicaram do seu tempo para fazer parte da banca de avaliação do meu trabalho final e fazerem parte da conclusão desta etapa da minha vida.

Finalmente gostaria de agradecer ao professor Diego Malagueta, que mais do que um orientador, tem sido um grande amigo nos últimos anos de faculdade. E me deu a honra de ser meu orientando nessa última etapa de minha graduação.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado a Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

DIMENSIONAMENTO TEÓRICO E ANÁLISE DE DIFERENTES ARRANJOS
BRAYTON-RANKINE APLICADOS A UMA TORRE SOLAR

Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos Pinto da Fonseca

Dezembro / 2016

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Curso: Engenharia Mecânica

O objetivo desse trabalho é modelar uma Torre Solar operando em ciclo combinado Brayton – Rankine, e avaliar qual seria a sua produção de energia, bem como verificar a viabilidade termodinâmica de se operar esse sistema.

Para tal um estudo de 4 modelagens diferentes dessa Torre para comparação de suas capacidades de produção foi produzido, consumo de fontes de energia solar e fóssil, e suas eficiências termodinâmicas.

Um estudo de como essa Torre operaria em um dia de solstício de verão e de inverno na cidade de Bom Jesus da Lapa, BA, é feito. Essa cidade foi escolhida como local de operação desse projeto devido a possuir os melhores índices de irradiação solar direta do país em dados horários de domínio público.

Abstract of the Graduation Project submitted to the UFRJ as part of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

PROPOSAL OF A MODELING SYSTEM OF COMBINED CYCLE BRAYTON-RANKINE APPLIED IN A SOLAR TOWER POWER

Antônio Augusto Lippi de Vasconcellos Pinto da Fonseca

Dezembro / 2016

Advisor: Diego Cunha Malagueta

Course: Mechanical Engineering

The objective of this work is to model a Solar Tower Power operating a combined cycle Brayton-Rankine, and evaluate what your energy production, as well as check the thermodynamics feasibility to operate this system.

For such a study will be made 4 different modelings of this tower for comparison of their production capacities, consumption of solar and fossil energy sources, and it's thermodynamic efficiencies.

It's also made a study of how this Tower would operate in a day of summer and winter solstive in the city of Bom Jesus da Lapa, BAHIA, chosen as the region of operation of this project, due to owning the best direct solar radiation indices of the country in times of public domain data.

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 JUSTIFICATIVA.....	1
1.2 OBJETIVO.....	7
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	8
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
2.1 DNI (DIRECT NORMAL IRRADIANCE)	10
2.2 SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)	10
2.3 DEFINIÇÕES BÁSICAS PARA O DESENVOLVIMENTO DOS CICLOS	11
2.3.1 LEI ZERO DA TERMODINÂMICA	11
2.3.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	11
2.3.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA.....	11
2.3.4 ENTALPIA	12
2.3.5 ENTROPIA	12
2.4 CICLO RANKINE.....	12
2.5 CICLO BRAYTON.....	13
2.6 CICLO COMBINADO	15
2.7 TORRE SOLAR.....	16
2.8 ISCC (INTEGRATED SOLAR COMBINED CYCLE).....	17
3 - PROCEDIMENTO METODOLÓGICO.....	18
3.1 METODOLOGIA GERAL	18
3.2 MODELOS DE CICLO COMBINADO PROPOSTOS	18
3.2.1 MODELO SIMPLES	18
3.2.2 MODELO HIBRIDIZADO.....	20
3.3 INPUTS DA TORRE SOLAR	21
3.4 MODELAGEM DA TORRE SOLAR.....	23
3.4.1 TEMPERATURA NA SAÍDA DO COMPRESSOR	25
3.4.2 TRABALHO DO COMPRESSOR	25
3.4.3 TEMPERATURA NA ENTRADA DA TURBINA	26

3.4.4	TEMPERATURA NA SAÍDA DA TURBINA	26
3.4.5	TRABALHO NA TURBINA.....	27
3.4.6	TRABALHO LÍQUIDO DO CICLO	27
3.4.7	CALOR DE ENTRADA	27
3.4.8	RENDIMENTO DO CICLO	28
3.5	INPUTS DO CICLO COMBINADO	28
3.6	MODELAGEM DO CICLO COMBINADO SIMPLES	29
3.6.1	TRABALHO DA BOMBA.....	30
3.6.2	ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA.....	31
3.6.3	CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA	31
3.6.4	TÍTULO DO SISTEMA.....	32
3.6.5	ENTALPIA NA SAÍDA DA TURBINA	33
3.6.6	TRABALHO DA TURBINA.....	33
3.6.7	TRABALHO LÍQUIDO	33
3.6.8	RENDIMENTO	34
3.7	MODELAGEM DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO	34
3.8	TROCADOR DE CALOR DO ARRANJO COMBINADO	35
3.8.1	OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR	36
3.8.2	OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA.....	38
3.8.3	CALOR TRANSFERIDO ENTRE CICLOS	38
3.9	ANÁLISE DOS DADOS	39
3.10	INCIDÊNCIA SOLAR (DNI)	40
4	– CÁLCULOS E RESULTADOS	42
4.1	INPUTS DA TORRE SOLAR	42
4.2	CÁLCULOS DA TORRE SOLAR	42
4.2.1	TEMPERATURA DE SAÍDA DO COMPRESSOR.....	43
4.2.2	TRABALHO NA TURBINA.....	43
4.2.3	TEMPERATURA NA ENTRADA DA TURBINA	44
4.2.4	TEMPERATURA NA SAÍDA DA TURBINA	44
4.2.5	TRABALHO DA TURBINA.....	44

4.2.6 TRABALHO LÍQUIDO	45
4.2.7 CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA	45
4.2.8 RENDIMENTO	45
4.3 INPUTS DO CICLO COMBINADO	46
4.4 CÁLCULOS DO CICLO COMBINADO SIMPLES	49
4.4.1 TRABALHO DA BOMBA.....	49
4.4.2 ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA.....	50
4.4.3 CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA	50
4.4.4 TÍTULO DO SISTEMA.....	51
4.4.5 ENTALPIA DE SAÍDA DA TURBINA	51
4.4.6 TRABALHO DA TURBINA.....	52
4.4.7 TRABALHO LÍQUIDO	52
4.4.8 RENDIMENTO DO SISTEMA.....	52
4.5 INPUTS DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO	53
4.6 CÁLCULOS DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO	54
4.6.1 TRABALHO DA BOMBA.....	55
4.6.2 ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA.....	55
4.6.3 CALOR DE ENTRADA (EXAUSTOR DA TURBINA A GÁS)	55
4.6.4 CALOR DE ENTRADA (EXTERNO).....	56
4.6.5 CALOR DE ENTRADA TOTAL.....	56
4.6.6 TÍTULO DO SISTEMA.....	56
4.6.7 ENTALPIA NA SAÍDA DA TURBINA	57
4.6.8 TRABALHO NA TURBINA.....	57
4.6.9 TRABALHO LÍQUIDO DO SISTEMA.....	58
4.6.10 RENDIMENTO DO CICLO.....	58
4.7 CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR DO ARRANJO	58
4.7.1 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR	58
4.7.2 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR	60
4.7.3 CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR	60
4.8 RESULTADOS EM VALORES ABSOLUTOS.....	61

4.9 CÁLCULOS DA INCIDÊNCIA SOLAR	63
4.10 RESULTADOS FINAIS	65
5 - CONCLUSÃO	67
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	68

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Modelos de coletores heliotérmicos	2
Figura 2: Projetos Heliotérmicos pelo mundo.....	3
Figura 3: Protótipo da Torre Solar Ashalim.....	4
Figura 4: Radiação direta média no Brasil	5
Figura 5: Interface básica do SAM	10
Figura 6: Modelo de um Ciclo Rankine	13
Figura 7: Modelo de um Ciclo Brayton Aberto e Fechado	15
Figura 8: Esboço simplificado de um ciclo combinado	15
Figura 9: Esboço de uma planta de torre solar	16
Figura 10: Funcionamento de uma ISCC	17
Figura 11: Modelo Básico do Ciclo Combinado.....	19
Figura 12: Modelo Híbrido do Ciclo Combinado.....	20
Figura 13: Torre solar modelada em um Ciclo Brayton da CSIRO	22
Figura 14: Gráfico do rendimento em função relação de pressão no Ciclo Brayton.....	23
Figura 15: Gráficos da Pressão x Volume e Temperatura x Entropia do Ciclo Brayton	24
Figura 16: Cavitação em uma turbina	29
Figura 17: Relação de Temperatura e Entropia do Ciclo Rankine.....	30
Figura 18: Trocador de calor.....	35
Figura 19: Sistema de aquecimento do Ar na Torre Solar	37
Figura 20: Relação entre Incidência Solar e Vazão de Ar aquecida	37
Figura 21: Dados de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de verão)	40
Figura 22: Dados de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de inverno).....	41
Figura 23: Tabelas das propriedades termodinâmicas da água saturada.....	47
Figura 24: Tabela das Propriedades termodinâmicas do vapor d'água superaquecido.....	48
Figura 25: Tabela das Propriedades termodinâmicas do vapor d'água superaquecido.....	54
Figura 26: Gráfico da Relação da Vazão em função da Incidência Solar	59

Figura 27: DNI de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de verão)	63
Figura 28: DNI de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de inverno)	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Relação de Inputs referentes a entrada do Ar na Torre.	42
Tabela 2: Valores da Temperatura de saída do compressor	43
Tabela 3: Valores do Trabalho do compressor.....	43
Tabela 4: Valores Temperaturas de entrada e saída na Turbina.....	44
Tabela 5: Valores do Trabalho da Turbina.....	44
Tabela 6: Trabalho Líquido produzido na Torre	45
Tabela 7: Calor de entrada no sistema	45
Tabela 8: Eficiência do Sistema	45
Tabela 9: Valores do trabalho da bomba.....	49
Tabela 10: Valores da entalpia na saída da bomba	50
Tabela 11: Valores do calor transferido pelo exaustor da Torre	50
Tabela 12: Valores referentes ao título na saída da turbina.....	51
Tabela 13: Valores de entalpia na saída da turbina	51
Tabela 14: Valores do trabalho da turbina	52
Tabela 15: Valores do trabalho líquido do sistema	52
Tabela 16: Valores do rendimento do sistema	53
Tabela 17: Trabalho da Bomba	55
Tabela 18: Valor da Entalpia na saída da bomba	55
Tabela 19: Valor do calor transferido pelo exaustor da Torre	56
Tabela 20: Valor do calor transferido pela câmara de combustão externa.....	56
Tabela 21: Valor do somatório do calor de entrada no sistema	56
Tabela 22: Valor do título na saída da bomba.....	57
Tabela 23: Valor da entalpia na saída da turbina	57
Tabela 24: Valor do trabalho na turbina.....	57
Tabela 25: Valor do trabalho líquido do sistema	58
Tabela 26: Valor da eficiência do sistema.....	58

Tabela 27: Valores absolutos da vazão da água.....	60
Tabela 28: Valores da Capacidade Térmica.....	60
Tabela 29: Transferência de calor máxima possível	61
Tabela 30: Trabalhos absolutos da Torre Solar.....	61
Tabela 31: Energia de entrada na Torre em valores absolutos	62
Tabela 32: Trabalhos absolutos no Ciclo Rankine.....	62
Tabela 33: Energia de entrada no Ciclo Rankine em valores absolutos.....	62
Tabela 34: Energia Externa, dia de solstício de verão	64
Tabela 35: Energia Externa, dia de solstício de inverno	65
Tabela 36: Valores finais de energia do sistema (Dia de solstício de verão)	65
Tabela 37: Valores finais de energia do sistema (Dia de solstício de inverno).....	65

LISTAS DE SÍMBOLOS

c_p	Calor Específico
C	Capacidade Térmica
C_{ar}	Capacidade Térmica do ar
$C_{\acute{a}gua}$	Capacidade Térmica da água
C_{min}	Capacidade Térmica Mínima
d_p	Derivada da Pressão
h	Entalpia
h_l	Entalpia do Líquido Saturado
h_{lv}	Entalpia do Líquido-Vapor
K	Constante dos gases perfeitos
P	Pressão
P_e	Pressão de Entrada
Q_H	Calor de Entrada
Q_{HT}	Calor de Entrada da Torre
Q_{HE}	Calor de Entrada Externa
Q_{MAX}	Calor Máximo de Entrada
S	Entropia
S_l	Entropia do Líquido Saturado
S_{lv}	Entropia do Líquido-Vapor
T	Temperatura
T_e	Temperatura de Entrada
T_s	Temperatura de Saída
$T_{q,e}$	Temperatura de entrada do fluido aquecedor
$T_{f,s}$	Temperatura de saída do fluido aquecido
v	Volume Específico do Líquido Saturado
\mathcal{V}_{ar}	Vazão do ar
$\mathcal{V}_{\acute{a}gua}$	Vazão da água
W_B	Trabalho da Bomba
W_C	Trabalho do Compressor
W_L	Trabalho Líquido

W_T	Trabalho da Turbina
x	Título na saída da Turbina
ΔT_{ar}	Diferença de Temperatura do ar
$\Delta T_{\acute{a}gua}$	Diferença de Temperatura da água
η	Rendimento

1 - INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

1.1.1 Energia solar

O mundo evolui cada vez mais rápido a nível tecnológico. Foram introduzidas nos últimos anos uma série de novas tecnologias no aproveitamento de energias renováveis como é o caso da energia solar térmica e fotovoltaica. A utilização de meios sustentáveis e limpos de se obter energia já se tornou uma realidade e uma necessidade no mundo moderno em que vivemos (Portal da Energia, 2016).

A cada dia que passa a busca por novas alternativas de obtenção de energia em detrimento ao uso exacerbado de combustíveis fósseis aumenta. Assim como ocorre com outras fontes de energias renováveis, o estudo de tecnologias de pesquisa e desenvolvimento na área de energia Solar tiveram um avanço bastante considerável (Portal da Energia, 2016).

Energia solar é um termo que se refere à energia proveniente da luz e do calor do Sol. É utilizada por meio de diferentes tecnologias em constante evolução, como o aquecimento solar, a energia solar fotovoltaica, a energia heliotérmica, a arquitetura solar e a fotossíntese artificial (Royal Society of Chemistry, 2012).

1.1.2 Energia Heliotérmica

Define-se energia heliotérmica, ou CSP (concentrated solar power) como processo de uso e acúmulo do calor proveniente dos raios solares (Energia Heliotérmica, 2015)¹. Para que isso ocorra, espelhos são utilizados para refletir a luz solar e concentrá-la num único ponto, onde há um receptor. Dessa forma, grande quantidade de calor é acumulada e utilizada tanto para processos industriais, que demandam altas temperaturas, quanto para gerar eletricidade.

¹A plataforma online de energia heliotérmica, muito utilizada como fonte deste trabalho, funciona sob a gestão do Instituto Brasileiro de Informação em Ciência e Tecnologia. É formada por uma equipe de profissionais que englobam, jornalistas, engenheiros, gestores e que tem por objetivo ampliar o conhecimento sobre energia heliotérmica no Brasil e expor notícias atualizadas sobre essa fonte de energia, principalmente no âmbito nacional.

Existem diferentes tecnologias para se captar energia solar e convertê-la em calor, sendo as principais delas apresentadas na figura 1:



Figura 1: Modelos de coletores heliotérmicos

Fontes: (1NREL, 2010) (2Novatec Solar, 2012) (3PS10 Solar Power Tower, 2007) (4Solar Stirling Engine, 1998)

As tecnologias podem ser classificadas e definidas como:

1. Coletores Cilíndricos parabólicos: O concentrador consiste em uma superfície refletora, com geometria cilíndrico parabólica e um tubo receptor posicionado em seu eixo longitudinal. A radiação que incide nessa superfície é refletida na direção do foco do coletor (LODI, 2001).
2. Fresnel: Os receptores Fresnel são feitos de tiras muito finas de espelho utilizados para captar a luz solar em tubos através dos quais o fluido de trabalho é bombeado. Eles utilizam espelhos lisos, que atingem menores temperaturas que os coletores cilíndricos parabólicos, porém podendo ser mais baratos (Compact Linear Fresnel Reflection, 2002).
3. Torre Solar: A torre solar, ou central de energia solar utiliza vários espelhos planos, chamados heliostatos para rastrear o sol e focalizar os seus raios diretamente no seu receptor. O receptor é posicionado no topo de uma torre na qual percorre um fluido de trabalho que é aquecido pelos

raios solares. O fluido aquecido pode ser utilizado, direta ou indiretamente para gerar energia elétrica (Solar PEIS, 2012).

4. Disco Stirling: O sistema de disco Stirling é composto por um refletor parabólico único, que concentra a luz em um receptor posicionado no ponto focal do receptor. O fluido de trabalho dentro do receptor é aquecido e utilizado para gerar energia elétrica (MARTIN, 2005).

Para mostrar o crescimento do ramo de energia heliotérmica mundial, a figura 2 mostra os valores em MW de produção dessa energia do mundo, em 2013, e também mostra as projeções futuras.

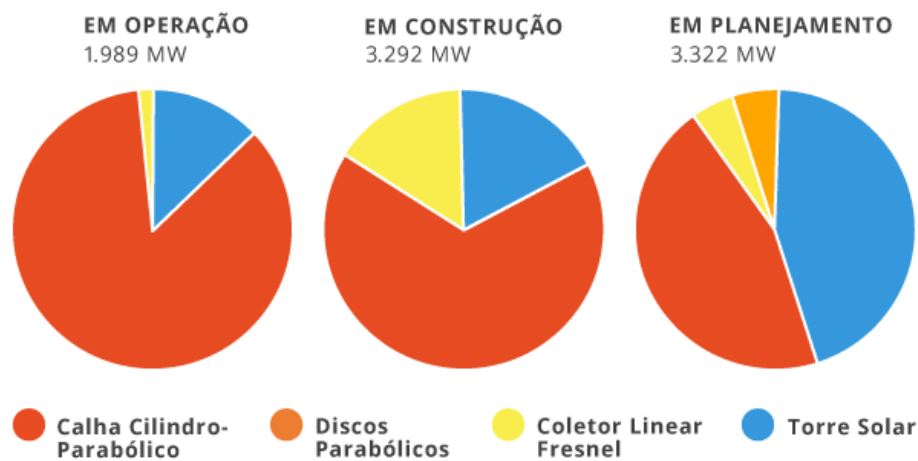


Figura 2: Projetos Heliotérmicos pelo mundo
Fonte: (CSP World Map, 2013)

Em se tratando de projeções futuras, em especial da tecnologia de torre solar, é possível citar o exemplo da Ashalim, figura 3, torre que está sendo produzida no deserto de Israel. Quando o projeto estiver concluído, essa torre possuirá mais de 240 metros de altura e captará energia suficiente para abastecer 120 mil famílias. A usina fornecerá eletricidade através de um contrato com a *Israel Electric Corporation* (Cooperação Elétrica de Israel) por 25 anos (Bright Source Energy, Ashalim Project, 2016).

A expectativa é que o projeto seja concluído no final de 2017 para começar a operar em 2018, além da torre serão feitos mais dois projetos de menor porte na mesma localidade, totalizando aproximadamente 300MW de potência produzidos pelo projeto (Ge Renewable Energy, 2016).

Além de abastecer milhares de famílias, a central solar Ashalim evitará emissões de 110.000 toneladas de gás carbônico (CO²) por ano, ao longo de sua operação (Bright Source Energy, Ashalim Project, 2016).

Em um pequeno comparativo, o maior projeto de energia heliotérmica, via torres solares, atualmente no mundo é o Ivanpah no deserto da Califórnia. Esse projeto constitui de três grandes torres solares que geram 377MW de potência. (Bright Source Energy, Ivanpah Project, 2014).



Figura 3:Protótipo da Torre Solar Ashalim
Fonte: GE Renewable Energy, 2016

1.1.3 Energia Heliotérmica no Brasil

Para uma usina heliotérmica chegar a seu maior grau de eficiência, é necessário que a mesma seja instalada em regiões de baixa presença de nuvens e altos níveis de irradiação solar (regiões áridas e secas). O Brasil é um país com um grande potencial nessa área, visto que em algumas regiões, em especial no interior de Nordeste, tais características são presentes, ver figura 4 (Energia Heliotérmica, 2015).

Além disso, essas áreas em geral são desocupadas e pouco produtivas, pois

não possuem características necessárias para manter produções pecuárias e agrícolas durante o ano (Energia Heliotérmica, 2015).

Assim, com seu potencial de geração de energia heliotérmica, somado ao fato de serem áreas improdutivas, esses locais tornam-se atrativos para o investimento de usinas heliotérmicas.

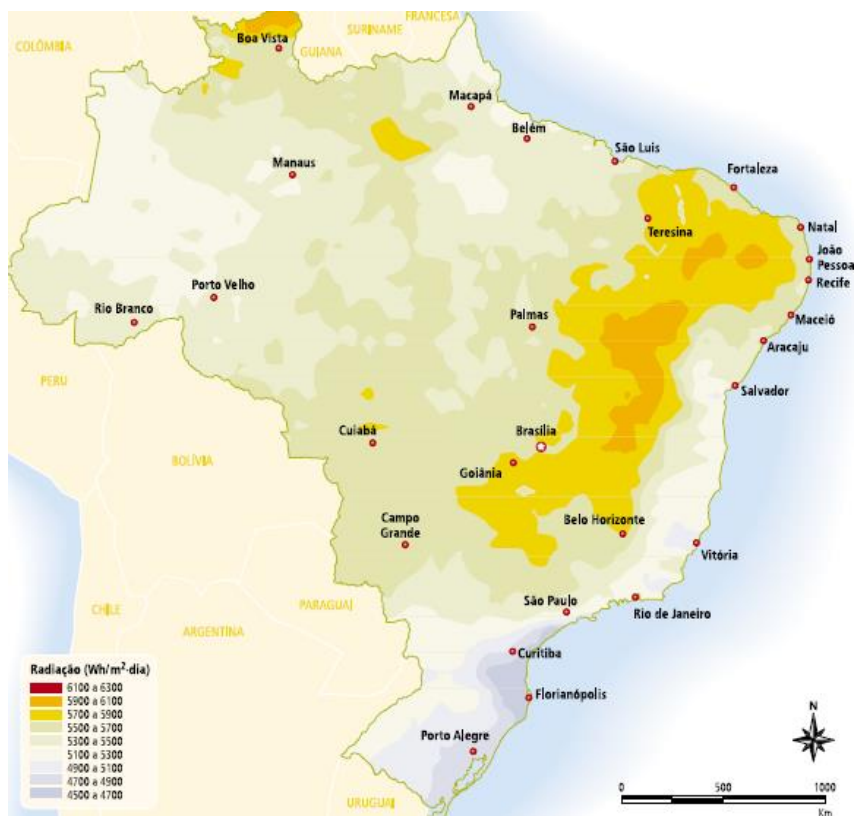


Figura 4: Radiação direta média no Brasil
Fonte: ANEEL, 2014

Porém, para que seja implantada uma rede de energia heliotérmica no Brasil, ainda existem alguns entraves a serem superados:

O grau de investimento inicial para plantas desse porte é muito elevado, principalmente de plantas grandes, que em longo prazo são mais produtivas, e considerado de alto risco pelos bancos. Em comparação a outras matrizes energéticas como a Hidroelétrica a produção de energia heliotérmica ainda é custosa. (Energia Heliotérmica, 2015).

Falta de regulamentação em relação a integração ao quadro energético nacional e taxaço de equipamentos importados necessários para a construção do mesmo (Energia Heliotérmica, 2015).

Mesmo mediante a alguns desafios o Brasil possui dois projetos heliotérmicos em fase de implantação.

- A fim de explorar o potencial heliotérmico do país, em 2010, o Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação (MCTI) e o Ministério de Minas e Energia (MME) assinaram um acordo para a construção de uma plataforma de pesquisa no semiárido brasileiro. A princípio, será viabilizado um projeto com tecnologia de calhas parabólicas de capacidade instalada de $1MW$ na cidade de Petrolina em Pernambuco. Executado pelo Centro de Pesquisas de Energia Elétrica (CEPEL) e pela Companhia Hidroelétrica do São Francisco (CHESF), o projeto tem como objetivo inserir a tecnologia solar no mercado brasileiro e avaliar o potencial da região Nordeste (GIZ, 2013) ².
- O projeto SMILE (Sistema Solar Híbrido com Microturbina para Geração de Eletricidade e Cogeração de Calor na Agroindústria) prevê a construção de duas usinas solares com torre central para geração de eletricidade e cogeração de calor integrado a duas atividades agroindustriais (Laticínio e Matadouro). As usinas heliotérmicas serão construídas em Pirassununga, São Paulo, e em Caiçara do Rio do Vento, Rio Grande do Norte. As torres terão $100KW$ de potência instalada cada e serão utilizadas para suprir as necessidades elétricas e de calor de processo (Ambiente e Energia, 2015).

Mediante a esse cenário nacional favorável em relação aos aspectos climáticos nacionais e buscando um maior aproveitamento da energia proveniente do sol, esse trabalho propõe a modelagem de uma Torre Solar que possa operar através de um sistema de ciclo combinado Brayton – Rankine no Brasil.

No qual a Torre é modelada como um ciclo Brayton, podendo gerar energia utilizando o ar como fluido de operação, e conseqüentemente, podendo atingir altas temperaturas, e, além da energia gerada pelo primeiro ciclo, combinar o calor

²Deutsche Gessellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ), (Empresa de cooperação internacional alemã). É uma empresa prestadora de serviços experientes e auxiliar ao governo alemão na concretização dos seus objetivos de cooperação internacional. Oferecem serviços eficazes para o desenvolvimento sustentável.

proveniente do exaustor da torre para aquecer um segundo ciclo, Rankine, que atualmente é o ciclo operado em torres desse tipo.

Se for feita uma comparação entre os fluidos de operação utilizados nas torres solares atualmente em atividade no mundo, e o proposto por esse trabalho, conseguimos averiguar uma diferença de mais de 300°. O que corresponde a um grande potencial de energia que não é aproveitado.

Com a utilização do calor do exaustor da torre como fonte de energia do ciclo Rankine, reduz-se o desperdício de energia e conseqüentemente aumenta o potencial energético do projeto.

1.2 OBJETIVO

Assim, o objetivo desse trabalho é modelar uma torre solar operando um ciclo combinado Brayton – Rankine, e avaliar qual seria a sua produção de energia, bem como verificar a viabilidade termodinâmica de se operar esse sistema.

O motivo da escolha da Torre Solar se deve a dois fatores principais: Entre as tecnologias utilizadas para produção de energia heliotérmica, a torres solar é a que tem maior potencial de produção de energia bruta, em relação as demais. Além desse fato essa tecnologia também é a que possui o maior número de projetos em desenvolvimento, e pode se tornar a maior fonte de produção de energia heliotérmica no futuro.

Para tal será feito um estudo de quatro modelagens diferentes dessa torre para posterior comparação.

Será feito também um estudo, com o auxílio de um software de monitoramento de irradiação solar, de como é a irradiação solar na cidade de Bom Jesus da Lapa, BA, escolhida como local de operação desse projeto por possuir os melhores índices de radiação do Brasil, e como essa torre operaria em um dia de solstício de verão e inverno.

Devido ao fato de poucas torres estarem operando atualmente, e muitas ainda estarem em Pesquisa e desenvolvimento, torna-se incoerente calcular as possíveis ineficiências geradas pela mesma. Assim a modelagem proposta não avaliará tais dados para evitar imprecisões.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho é dividido em cinco partes principais

- Modelagem, em condições de projeto, da torre solar operando como um Ciclo Brayton.
- Modelagem, em condições de projeto, do Ciclo Rankine Combinado Simples.
- Modelagem, em condições de projeto, do Ciclo Rankine Combinado Híbridizado.
- Cálculos da energia externa, em condições de operação, do Ciclo Brayton.
- Comparação dos Ciclos, em condições de projeto e em exemplos de condições de operação e conclusão.

Primeiramente a torre solar é modelada operando um Ciclo Brayton, nesse estágio são efetuados três estudos de caso diferentes, cada um diferenciando entre si apenas a relação de compressão do ar.

Utilizando os dados de saída do exaustor da torre são analisados três sistemas de Ciclo Combinado Rankine puro, utilizando somente a energia proveniente do exaustor da Torre Solar, referentes a cada um dos casos anteriores.

Também foi feito mais um modelo de um Ciclo Combinado, dessa vez híbrido, que utiliza o calor proveniente da torre solar apenas como um pré-aquecimento do seu fluido de trabalho, e é superaquecido utilizando gás natural.

Mediante a um gráfico de um software (SAM) que modela a incidência solar durante um dia de solstício de inverno e outro de verão, verifica-se a quantidade de calor proveniente de uma fonte externa a torre, necessário para que o sistema permaneça constante durante toda a sua operação.

Este penúltimo passo se faz necessário pois todos os cálculos são feitos baseados em uma incidência solar média constante durante a operação da torre. Porém, durante o decorrer dos dias e horas de operação, existem momentos em que a torre opera com uma incidência solar maior ou menor do que a necessária para esquentar o ar durante seu ciclo.

Assim nos momentos onde a incidência solar for menor do que a necessária para operação, será utilizada uma fonte externa para aquecer o ar até a temperatura estipulada, garantindo que o mesmo entre na turbina sempre com uma temperatura constante, durante toda a sua operação. Essa fonte de calor externo utilizada será de gás natural.

Para concluir são calculados todos os valores de energia, e os Ciclos são comparados verificando suas vantagens e desvantagens.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica dos principais conceitos necessários para a realização do estudo proposto. Descrevendo brevemente as principais tecnologias CSP, em especial a torre solar. Também são revisados os princípios de ciclos ideias como Ciclo Rankine, Brayton e Combinado.

2.1 DNI (DIRECT NORMAL IRRADIANCE)

A irradiância direta recebida em um plano normal ao sol é chamada de radiação normal direta (DNI), essa radiação é de particular relevância para tecnologias solares concentradas (CSP). Ela é definida como a parte da radiação solar total que não sofre nenhum desvio causado pela atmosfera, vindo diretamente do sol (NREL, 2013).

2.2 SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

O SAM é um software computacional de sistema de performance financeira, que é utilizado para facilitar a tomada de decisões para as pessoas envolvidas na indústria de energias renováveis. A figura 5 mostra a interface do programa.

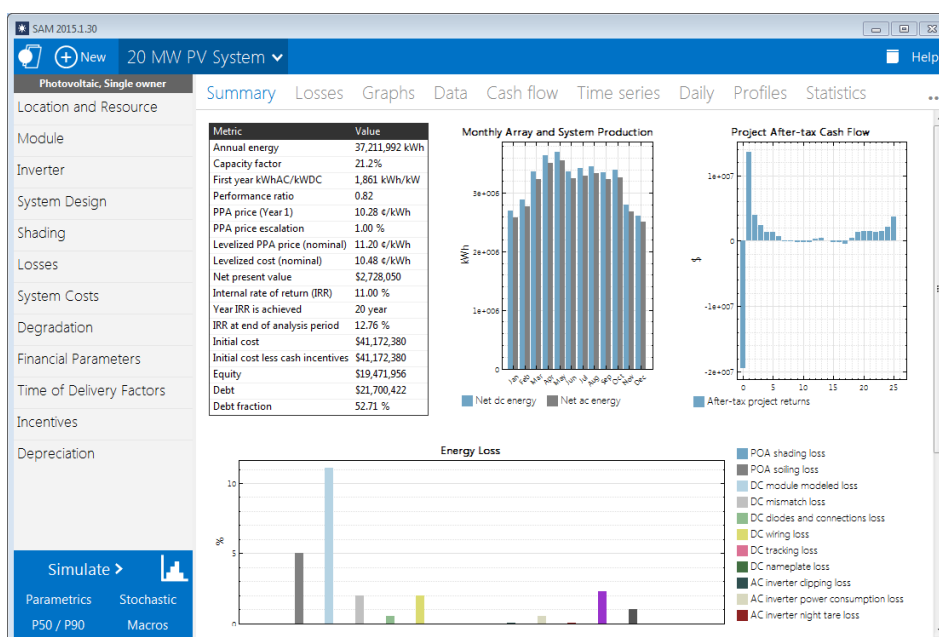


Figura 5: Interface básica do SAM
Fonte: NREL, 2010

SAM apresenta o custo e o desempenho de projetos de energia renovável, utilizando modelos de computador, desenvolvidos no NREL (*National Renewable Energy Laboratory*) (Laboratório Nacional de Energias Renováveis), da Universidade de Wisconsin.

Os modelos requerem entrada de dados para descrever as características de desempenho de equipamentos físicos nos custos de sistema e projeto (NREL, 2010).

Ao utilizar os dados do SAM torna-se possível modelar as características médias de um dia de verão ou em inverno, em uma determinada região, utilizando seu histórico de dados.

No caso do projeto apresentado checka-se a disponibilidade de incidência solar na região de Bom Jesus da Lapa, no Nordeste brasileiro, para servir de modelo para os cálculos finais, verificando as alternâncias entre os picos de incidência solar, e a necessidade de um queimador externo a fonte de calor solar, para que o ciclo térmico seja constante durante seu tempo de operação.

2.3 DEFINIÇÕES BÁSICAS PARA O DESENVOLVIMENTO DOS CICLOS

2.3.1 LEI ZERO DA TERMODINÂMICA

Define-se que se dois corpos estiverem em equilíbrio térmico com um terceiro, eles estão em equilíbrio térmico entre si.

2.3.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Define-se que o calor recebido por um sistema é igual a soma entre a variação da energia interna do sistema e o trabalho efetuado pelo sistema.

2.3.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Define-se que é impossível que uma máquina térmica, operando em ciclos, tenha como único efeito a extração de calor de um reservatório e a execução de trabalho integral dessa quantidade de energia.

2.3.4 ENTALPIA

Define-se como a quantidade de energia de um sistema termodinâmico. A diferença de entalpia entre dois pontos de um sistema é referente ao trabalho realizado entre eles. (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

2.3.5 ENTROPIA

Define-se como a grandeza termodinâmica que mensura o grau de desordem de um sistema, ou a parcela de energia de um sistema em equilíbrio térmico que não pode mais ser convertida em trabalho (CALLEN, 1985).

2.4 CICLO RANKINE

O Ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico tradicional, utilizado para geração de energia, que ocorre em regime permanente. O sistema possui basicamente 4 componentes principais: bomba, caldeira, turbina e condensador. E possui 4 estágios, listados a seguir. Um esboço do ciclo é mostrado na figura 6. (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

- O fluido que opera o sistema passa primeiramente por um processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba.
- Após a bomba ele passa pela caldeira onde é aquecido a pressão constante.
- O fluido então expande em uma turbina e gerando trabalho num processo adiabático que reduz sua temperatura e pressão.
- Depois passa por um condensador para ser resfriado preferencialmente a pressão constante até o estado de líquido saturado. O líquido após passar pelo condensador volta para a bomba, completando assim o seu ciclo.

Assim, o trabalho líquido produzido pelo ciclo Rankine é a diferença entre o trabalho gerado pela turbina e o trabalho gasto na bomba. E para se encontrar

efetivamente o rendimento do mesmo, divide-se o total do trabalho líquido gerado pelo calor utilizado nesse sistema (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

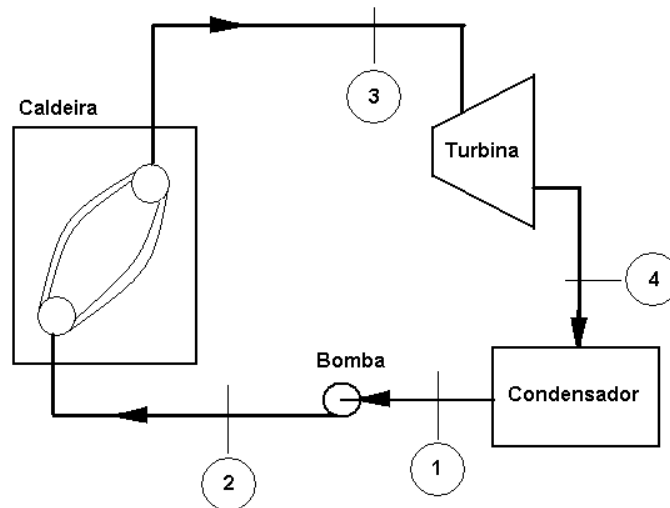


Figura 6: Modelo de um Ciclo Rankine
Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

2.5 CICLO BRAYTON

Esse ciclo, tal qual o ciclo Rankine, tem por objetivo gerar energia através da movimentação das pás de uma turbina, veja figura 7. No caso específico dos ciclos a ar a turbina em questão é uma TAG (turbina a gás), diferentemente do ciclo Rankine que opera uma TAV (turbina a vapor).

O ciclo Brayton pode ser operado tanto em regime fechado, quanto em regime aberto, no caso específico deste trabalho o modelo proposto operará em regime aberto, e os gases do exausto em vez de lançados diretamente na atmosfera servem para aquecer nosso ciclo Rankine, antes de ser descartado na atmosfera (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

Algumas características provenientes desse ciclo são:

- O fluido de trabalho é uma massa de ar fixa e este pode ser modelado como um gás perfeito.

- O processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa (no caso específico desse modelo, a fonte externa será o calor será provido pela placa solar).
- Todos os processos são reversíveis.
- O ar é modelado de tal modo que possua um calor específico constante

A seguir estão listados também os estágios do ciclo Brayton:

- O ar é comprimido isoentropicamente no compressor, gerando assim um aumento na sua temperatura e pressão, proporcionais a sua relação de compressão.
- Ao passar pela câmara de combustão, ocorre uma transferência de calor a pressão constante (isobárica), aumentando agora de maneira mais sensível a sua temperatura e também expandindo um pouco o seu volume de controle.
- Ocorre a expansão isentrópica do ar, movimentando as pás da turbina e gerando energia, e por consequência reduzindo sua temperatura.
- O ar transfere o resto de seu calor em trocador de calor de forma isobárica, antes de voltar novamente para o ciclo (ciclo fechado). Ou o calor é rejeitado no ambiente diretamente (ciclo aberto).

Os ciclos utilizados nessa modelagem são similares, diferindo apenas por possuírem processos adiabáticos no caso do Ciclo Rankine e isentrópicos no caso do Ciclo Brayton, existindo uma pequena diferença entre eles.

Um processo adiabático é um sistema isolado de quaisquer trocas térmicas com o meio externo podendo ser um processo reversível ou irreversível.

Para um processo adiabático reversível, o mesmo também se torna um processo isentrópico, já no caso de um processo adiabático reversível o mesmo não é um processo isentrópico.

A reversibilidade de um sistema refere-se a propriedade de um sistema físico retornar ao seu estado inicial.

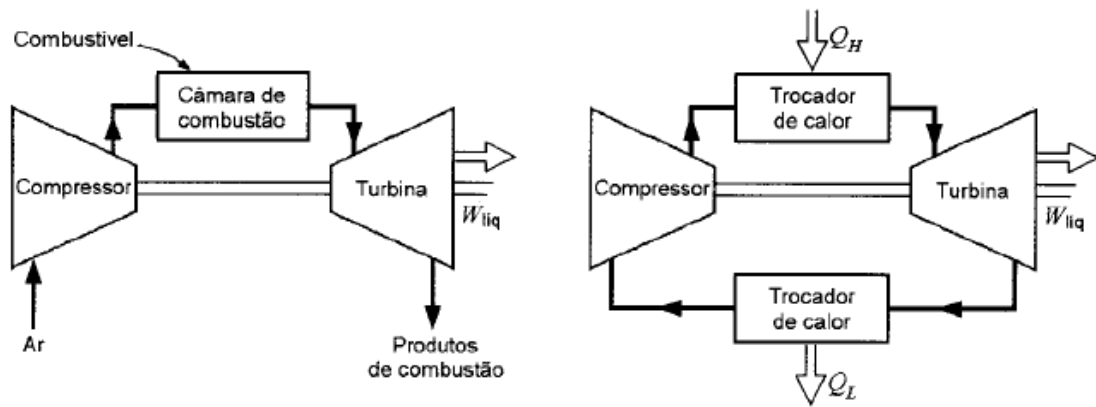


Figura 7: Modelo de um Ciclo Brayton Aberto e Fechado
 Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

2.6 CICLO COMBINADO

Uma planta de ciclo combinado utiliza turbinas, tanto de gás quanto de vapor, juntas para gerar até 50% mais de energia elétrica do que uma planta simples, a partir de uma mesma fonte de calor. O calor que seria desperdiçado da turbina a gás é direcionado para uma turbina a vapor que gera mais energia (Power Generation GE, 2016). Conforme mostra a figura 8.

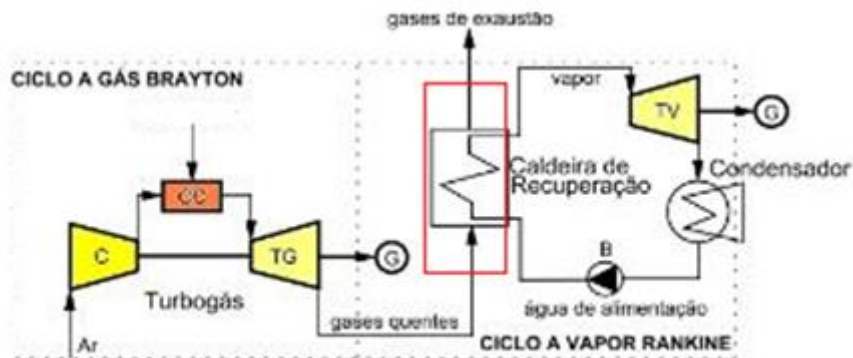


Figura 8: Esboço simplificado de um ciclo combinado
 Fonte: UNIFEV, 2014

Os Ciclos Brayton e Rankine que compõem um ciclo combinado operam conforme suas descrições nas seções 2.4 e 2.5.

2.7 TORRE SOLAR

O sistema de uma torre solar é composto por um campo de espelhos planos (ou levemente curvados) capazes de rastrear o sol em dois eixos, e que refletem os raios solares em direção a um receptor central, instalado no alto de uma torre. (Malagueta, 2013; DSG, 2010). A figura 9 mostra o esboço de uma planta de torre solar.

O calor absorvido no receptor é transferido para um fluido de trabalho utilizado para produzir energia (Malagueta, 2013; WYLEN, 2000; INCROPERA, 2011)

A torre solar possui uma grande vantagem em relação a outros sistemas heliotérmicos, pois os espelhos que coletam e a luz solar e a concentram em um único ponto (receptor), minimizando o transporte de energia térmica (Kalogirou, 2009).

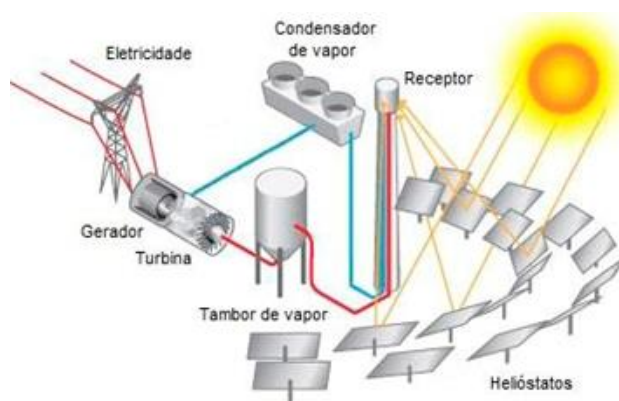


Figura 9: Esboço de uma planta de torre solar
Fonte: Focusolar, 2013

Os primeiros projetos de torre solar utilizavam apenas a água com fluido do sistema para rodar a turbina e gerar trabalho. Projetos mais recentes utilizam o sódio líquido, ou sais fundidos como fluido (*Pakistan Renewable Energy Society, 2016*) (Sociedade de energias renováveis do Paquistão).

Esses sais têm alta capacidade de reter calor, e podem armazenar a energia antes de serem utilizados para ferver água e operar a turbina. Estes projetos permitem também que ocorra produção de energia em horários de baixa incidência solar e durante a noite, utilizando a energia armazenada durante os horários de pico (*Pakistan Renewable Energy Society, 2016*).

Neste trabalho, é proposto primeiramente o aquecimento de uma massa de ar, pela torre coletora, que gera energia rodando uma turbina a Gás.

Como a incidência solar não é constante durante todas as horas de operação da torre, foi proposto a utilização de uma câmara de combustão externa auxiliar que permite que o ar seja aquecido mesmo em períodos de baixa ou nula incidência solar, mantendo assim uma temperatura e vazão constante do ar na entrada da turbina a gás.

2.8 ISCC (INTEGRATED SOLAR COMBINED CYCLE)

O ISCC (Ciclo Combinado Integrado Solar) foi proposto como um arranjo com potencial para ajudar a reduzir os custos da energia heliotérmica para geração de eletricidade. Uma usina ISCC combina uma planta de CSP e uma usina de gás Natural, a figura 10 ilustra o esboço de uma ISCC.

Plantas ISCC fornecem reduções de custos operacionais e de capital, possibilitando assim uma maior flexibilidade operacional de uma usina a gás natural combinada, quando comparado com uma usina GNV simples (ALQAHTANI, 2015).

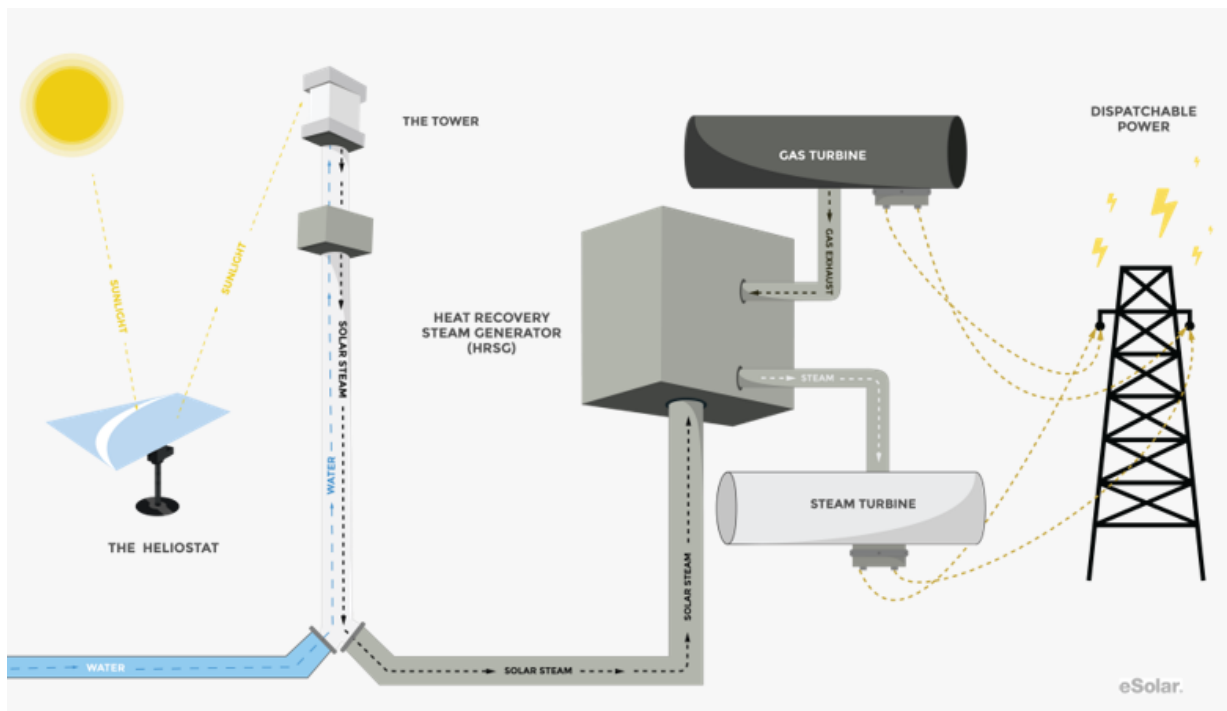


Figura 10: Funcionamento de uma ISCC
Fonte: (eSolar, 2007)

Pela figura 7 é possível ver que nos arranjos ISCC ocorre a geração de energia tanto de uma turbina a gás, quanto de uma turbina a vapor. Este modelo representa apenas uma modelagem possível para o ISCC.

3 - PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

3.1 METODOLOGIA GERAL

A metodologia deste trabalho consiste primeiro no estudo teórico de como funcionam os dois ciclos térmicos propostos, e como relacionar os mesmos em um ciclo combinado, reduzindo assim o desperdício de energia. Em seguida são apresentados os principais equacionamentos referentes ao arranjo proposto.

3.2 MODELOS DE CICLO COMBINADO PROPOSTOS

3.2.1 MODELO SIMPLES

Como a fonte de calor da torre depende da incidência solar, os cálculos foram baseados na incidência solar média da região de Bom Jesus da Lapa.

Mas mesmo utilizando esse valor, a incidência não permanecerá sempre constante durante toda a operação do modelo.

Para isso foi modelado um fornecimento de calor externo a torre, para que, quando a incidência solar for baixa, possa-se garantir constante a temperatura e a vazão do fluido (nesse caso o ar) na entrada da turbina, durante toda a operação.

A figura 11 demonstra como funciona esse ciclo combinado. As numerações feitas no modelo servem para ilustrar os estágios do ciclo.

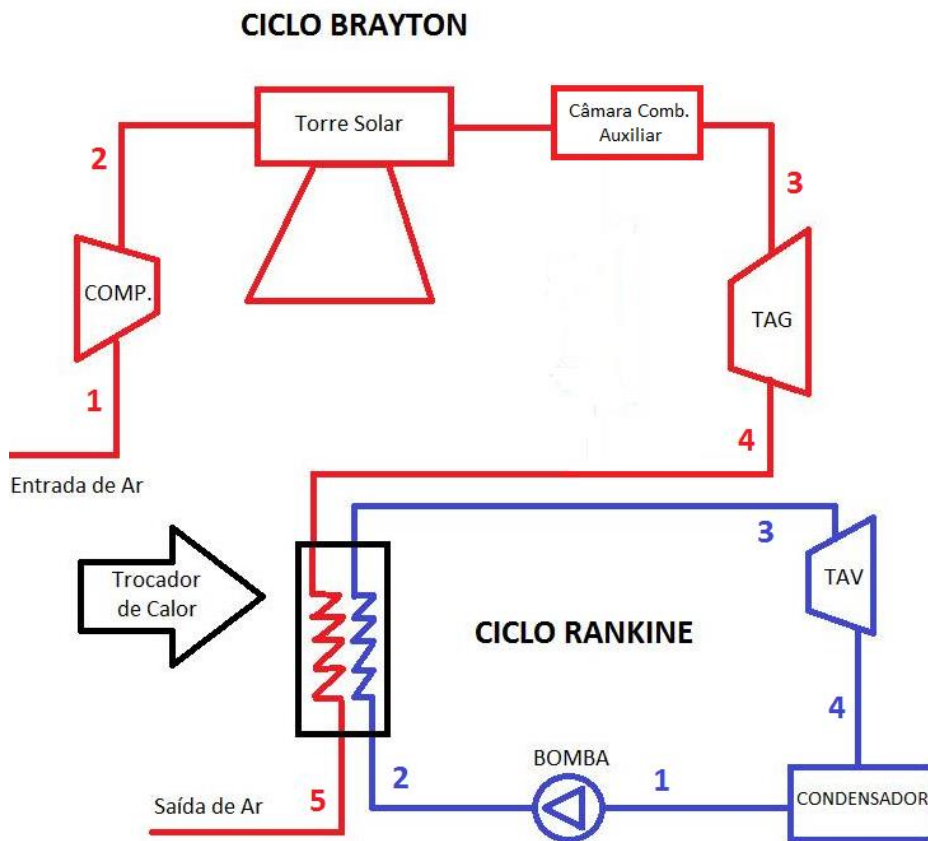


Figura 11: Modelo Básico do Ciclo Combinado
Fonte: Própria

O dimensionamento do projeto é feito baseado no fornecimento de calor total através da torre solar, a partir desses dados foram feitos os cálculos apresentados nas seções 3.4, 3.6 e 3.7. Mas como a incidência de calor não permanece constante e suficientemente alta para fornecer calor ao ciclo durante toda a sua operação, dois casos fora da condição de projeto são apresentados na seção 3.10

Nesse primeiro modelo de ciclo combinado foram realizados os estudos e cálculos para três casos diferentes, cada caso possuindo uma relação de pressão na entrada do compressor diferente.

- Caso 1: Relação de compressão = 6
- Caso 2: Relação de compressão = 8
- Caso 3: Relação de compressão = 10

3.2.2 MODELO HIBRIDIZADO

Além dos três casos citados na seção passada, mais um estudo de caso é feito, no qual o modelo de ciclo combinado é hibridizado, ver figura 12.

Assim o exaustor da torre serve apenas como um pré-aquecimento do ciclo Rankine, que utilizará de uma fonte de calor externa para fazer o seu superaquecimento antes de gerar trabalho na turbina.

- Caso 4: Relação de compressão = 10, e superaquecimento através de uma fonte externa.

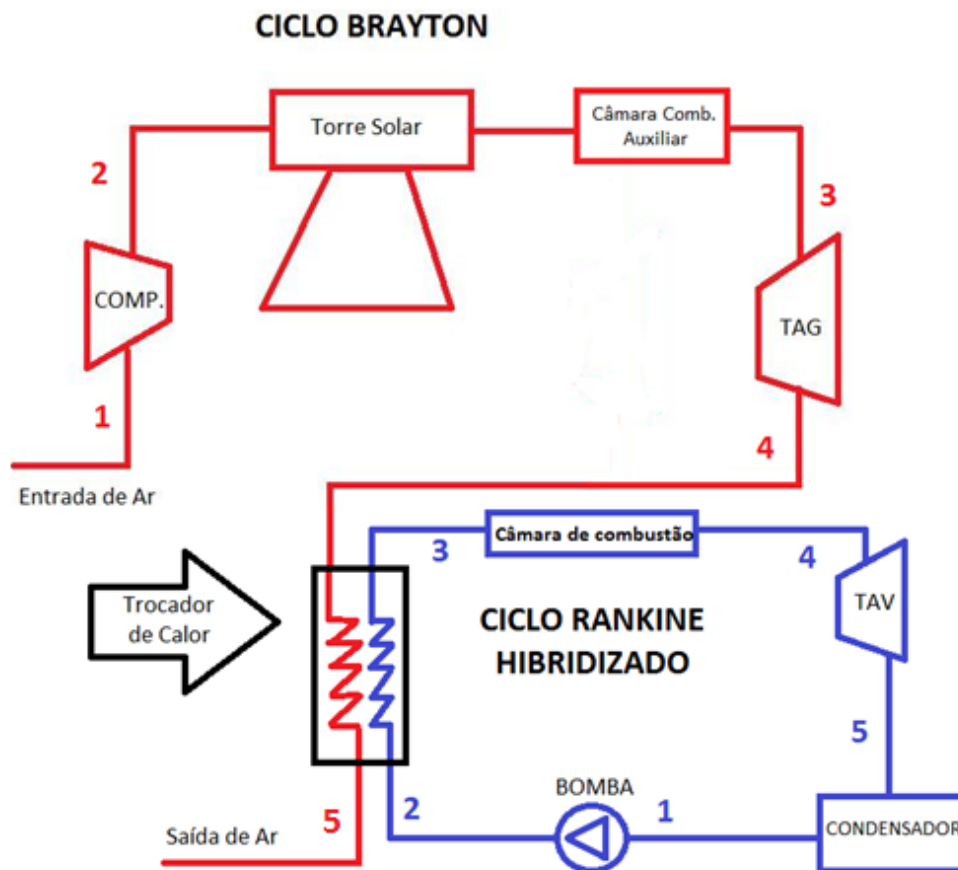


Figura 12: Modelo Híbrido do Ciclo Combinado
Fonte: Própria

Da mesma maneira que foi feito com os casos anteriores, os cálculos para o sistema híbrido foram feitos baseando-se em uma incidência solar suficiente para

rodar o Ciclo Brayton. Os cálculos são baseados nesses 4 casos e as comparações de geração de energia e gasto de energia para operar os mesmos também.

3.3 INPUTS DA TORRE SOLAR

Após estudo do funcionamento do ciclo Brayton foi visto que existem alguns valores (inputs) de entrada necessários de se obter antes de começar os cálculos do mesmo.

Esses fatores são:

- Temperatura máxima atingida
- Pressão de entrada
- Relação de Pressão

Com essas informações citadas é possível começar o dimensionamento do ciclo Brayton aquecido por uma torre solar.

A maior parte das torres solares comerciais operam em Ciclo Rankine, então não operam com o ar como fluido de trabalho. Porém existe um projeto da *Mitsubishi Heavy Industries* (Indústrias de grande porte da Mitsubishi) em parceria com a CSIRO (*Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation*) (Organização de pesquisa industrial da comunidade científica Australiana), que serve de base para a modelagem proposta neste estudo intitulado: *Development of a Concentrated Solar Power Generation System with a Hot-Air Turbine* (Desenvolvimento de um sistema de geração de energia solar concentra com uma turbina de ar quente).

O projeto foi publicado em 2012 e sua construção foi concluída em 2014, hoje a turbina encontra-se em utilização na cidade de Newcastle na Austrália, como é ilustrado na figura 13 (*Australia Renewable Energy Agency, 2012*).

De acordo com diversas fontes da literatura internacional (*Wilson Solar Power, Mitsubishi Heavy Industries, US Department of Energy*) foi visto que é possível construir um concentrador solar que alcance temperaturas próximas de $1273K$, e que seja capaz de aquecer o ar que atravessa esse concentrador a temperaturas próximas de $1173K$.

Assim, nas condições de projeto dimensionadas neste trabalho, o calor coletado pela torre solar é utilizado como fonte de energia fornecida a um ciclo Brayton para aquece-lo.



Figura 13: Torre solar modelada em um Ciclo Brayton da CSIRO
Fonte: CSIRO solar air turbine Project final report, 2014

Determinada a temperatura máxima de entrada é necessário definir a pressão de entrada do ar no sistema.

Nota-se que usualmente é utilizado a pressão atmosférica como a pressão de entrada, e em vista que o ar será o fluido utilizado para rodar esse sistema torna-se um valor coerente (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009), a pressão de entrada foi definida então como:

$$P_e = 100KPa$$

Da mesma forma, a temperatura de entrada de ar também foi definida como a encontrada no ambiente, determinada como:

$$T_e = 298K$$

Para começar os cálculos precisa-se definir uma boa relação de pressão, a figura 14 mostra que a eficiência de um ciclo Brayton está diretamente ligada à sua relação de pressão (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

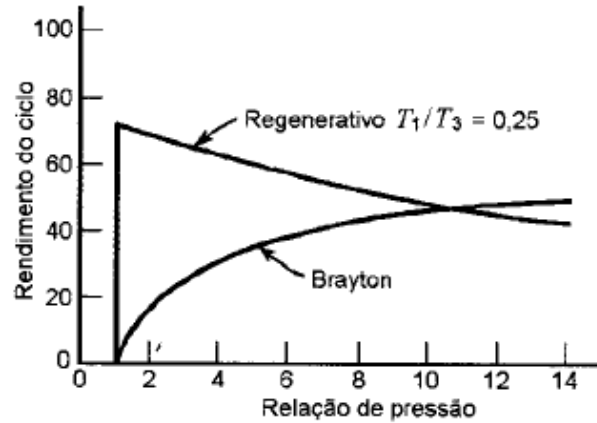


Figura 14: Gráfico do rendimento em função da relação de pressão no Ciclo Brayton
Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

Pela figura 14 observa-se que o rendimento do ciclo aumenta exponencialmente até aproximadamente uma relação de pressão de 10, a partir do qual ele se torna quase constante.

Mas, quanto maior for a relação de pressão utilizada, menor será a temperatura de saída do seu exaustor deste ciclo, e por consequência menor a eficiência do ciclo combinado (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

Assim para otimizar o ciclo combinado os cálculos são feitos em função de três diferentes valores de relação de pressão (6, 8, 10), para verificar qual dos casos resulta em um melhor ciclo combinado, dentro dos moldes propostos pelo trabalho.

3.4 MODELAGEM DA TORRE SOLAR

Conforme citado o ciclo Brayton é um ciclo padrão a ar, que apresenta escoamentos que ocorrem a regime permanente. (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009). Assim seus gráficos de: Pressão x Volume e Temperatura x Entropia, são expressos conforme a figura 15.

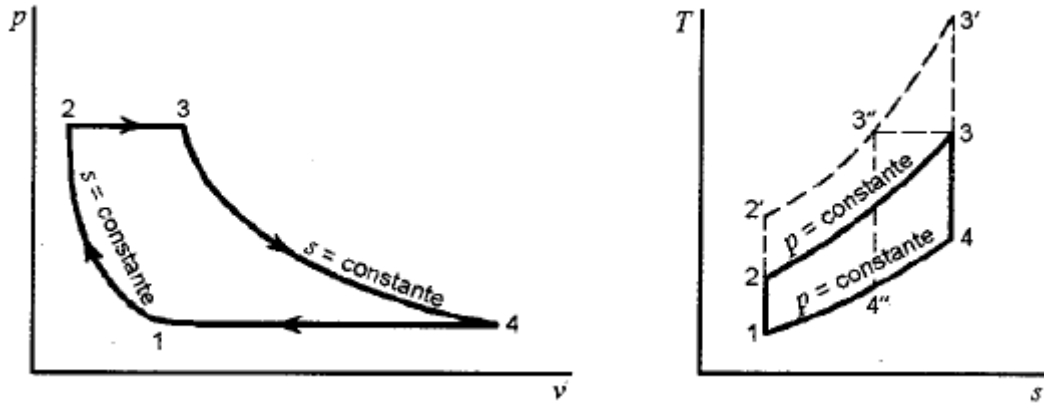


Figura 15: Gráficos da Pressão x Volume e Temperatura x Entropia do Ciclo Brayton
 Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

A partir desses dados é possível relacionar e quantificar os valores das pressões e temperaturas conforme a equação 1.

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{K}{K-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{K}{K-1}} \quad \text{Eq. 1}$$

Onde:

- P_1 e T_1 são respectivamente, a pressão e a temperatura do ar na entrada do ciclo.
- P_2 e T_2 são respectivamente, a pressão e a temperatura do ar após a compressão isentrópica.
- P_3 e T_3 são respectivamente, a pressão e a temperatura após a transferência de calor isobárica.
- P_4 e T_4 são respectivamente, a pressão e a temperatura após a expansão com realização de trabalho na turbina.
- K é a razão entre os calores específicos.

Assim a metodologia dos cálculos pode ser iniciada.

3.4.1 TEMPERATURA NA SAÍDA DO COMPRESSOR

Inicia-se pela entrada do ar no sistema, os inputs são: sua temperatura inicial e pressão inicial (T_1 e P_1), a relação de compressão utilizada e a constante dos gases perfeitos.

Para obter a temperatura na saída do compressor (T_2), utiliza-se a equação 2, em conjunto com os inputs fornecidos.

O valor da temperatura de saída do compressor será diretamente influenciado pela relação de compressão utilizada, assim na seção de resultados tabelas são feitas para distinguir cada caso conforme sua relação de compressão. Para cada relação de compressão utilizada, um valor diferente de temperatura na saída do compressor é encontrado.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \quad \text{Eq. 2}$$

3.4.2 TRABALHO DO COMPRESSOR

Obtido o valor da temperatura de saída do compressor, é possível calcular o valor do trabalho realizado pelo mesmo.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, ou lei da conservação de energia, assumindo o ar como um gás perfeito, a energia total do sistema se mantém constante durante o processo.

Logo a diferença entre a entalpia do ponto 1 e a entalpia do ponto 2 será totalmente composta pelo trabalho do compressor, conforme equação 3.

$$|W_C| = h_2 - h_1 \quad \text{Eq. 3}$$

E por consequência, calcula-se assim o valor total do trabalho do compressor conforme equação 4.

$$|W_c| = cp (T_2 - T_1) \quad \text{Eq. 4}$$

Onde:

- cp é a constante do calor específico
- W_c é o trabalho do compressor
- h_1 e h_2 são respectivamente, as energias internas do ponto 1 e do ponto 2
- T_1 e T_2 são respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do compressor

3.4.3 TEMPERATURA NA ENTRADA DA TURBINA

Após ser comprimido o ar passa por um trocador de calor, onde é aquecido pelo painel solar, conforme os valores informados anteriormente, antes de entrar na turbina. Esse processo ocorre a pressão constante a entalpia gasta para realização do mesmo é igual a diferença das energias internas do fluido de trabalho, antes e depois de ser aquecido.

3.4.4 TEMPERATURA NA SAÍDA DA TURBINA

Com o ar aquecido e pressurizado, o mesmo passa por uma turbina gerando trabalho. Para calcular a temperatura de saída do gás da turbina, utiliza-se os inputs: temperatura máxima do sistema (T_3), obtida a partir do calor transferido pela placa solar, e a mesma relação de compressão utilizada no compressor. O gás sai do sistema com a mesma pressão que ele entrou.

Assim utilizando a expressão 5 calcula-se o T_4 , temperatura de saída da turbina:

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad \text{Eq. 5}$$

3.4.5 TRABALHO NA TURBINA

Obtido o valor da temperatura de saída do sistema, utilizando-se novamente dos conceitos da primeira lei da termodinâmica, é possível calcular o trabalho da turbina, conforme equação 6:

$$W_T = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) \quad \text{Eq. 6}$$

3.4.6 TRABALHO LÍQUIDO DO CICLO

Com os valores do trabalho do compressor e do trabalho da turbina (equação 4 e equação 6), é possível calcular o trabalho líquido do sistema, conforme equação 7:

$$W_L = W_T - |W_C| \quad \text{Eq. 7}$$

Esse trabalho líquido representa a diferença entre o trabalho gerado pelo sistema (trabalho da turbina) e o trabalho gasto pelo sistema (trabalho do compressor).

3.4.7 CALOR DE ENTRADA

De posse de todos os valores de pressão e temperatura em cada ponto do sistema, e de acordo novamente com a primeira lei da termodinâmica, calcula-se o Q_H , que representa a quantidade de calor transferida ao sistema pelo receptor solar, conforme a equação 8.

$$Q_H = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad \text{Eq. 8}$$

3.4.8 RENDIMENTO DO CICLO

Finalmente é calculado o rendimento total desse ciclo, que representa o valor total do trabalho líquido que o sistema é capaz de realizar, em função da quantidade de calor fornecida pelo receptor ao mesmo. Conforme equação 9.

$$\eta = \frac{W_L}{Q_H} \quad \text{Eq. 9}$$

3.5 INPUTS DO CICLO COMBINADO

Após concluir a metodologia da Torre Solar modelada como Ciclo Brayton, inicia-se a metodologia do Ciclo Rankine Combinado. Para tal alguns valores de entrada também são necessários.

Esses fatores são:

- Temperatura Máxima Atingida
- Pressão de entrada
- Título do Sistema

A temperatura máxima atingida pelo ciclo Rankine ocorre após o fluido ser aquecido na caldeira, e o calor proveniente dessa caldeira, conforme o tema proposto de um ciclo combinado, é provido pelo calor restante na saída do exaustor do ciclo Brayton (Torre Solar).

Assim, para cada relação de compressão utilizada no ciclo Brayton, será obtido um valor diferente da temperatura de saída no exaustor, e assim, por trocas térmicas, os valores máximos de temperatura do Ciclo Rankine combinado são estipulados.

A temperatura de saída do gás de exaustão, após as trocas térmicas, deve ser maior que a temperatura de entrada da água no trocador de calor, para que não seja violada a Lei Zero da termodinâmica.

O segundo parâmetro importante de entrada é a pressão inicial do sistema, nesse caso específico na entrada da bomba. Utilizando como parâmetros as máquinas térmicas, operando a ciclo Rankine, com uma faixa de temperatura de operação entre

573K e 673K (valor transferido pelo exausto da turbina a gás) um valor adequado para a pressão de entrada do líquido é de $10KPa$, que é o utilizado neste trabalho.

O último parâmetro de entrada é o título na turbina. Após o fluido passar pela turbina e gerar energia, o mesmo sofre uma grande redução de pressão e temperatura, e devido a essa brusca redução, parte do fluido condensa e forma pequenas bolhas de vapor, que corroem as paletas das turbinas, como pode ser visto na figura 16, esse fenômeno é chamado Cavitação (O fenômeno da cavitação, 2009).



Figura 16: Cavitação em uma turbina
Fonte: Wikimedia Commons, 2006

Logicamente esse efeito é amplificado pela presença de partículas suspensas no sistema, e a probabilidade de sua ocorrência em um sistema fechado e regularmente inspecionado e limpo é menor. Entretanto para evitar esse problema será utilizado um título alto na saída da turbina, evitando assim uma grande quantidade de água que pode provocar tal efeito (Metals Handbook Vol. 5, 1994).

Uma faixa percentual considerável para o título de uma turbina é entre 85% a 90% (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009; Parsons, 1942). Para que os cálculos sejam feitos de maneira mais conservadora, é considerado o título de aproximadamente 90% de vapor como limitante.

3.6 MODELAGEM DO CICLO COMBINADO SIMPLES

Conforme citado o Ciclo Rankine é um ciclo térmico que possui quatro processos em regime permanente e é utilizado para obtenção de trabalho. (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009)

A seguir é mostrada a metodologia de cálculos desse ciclo aplicada nos parâmetros definidos por esse trabalho.

Na figura 17, é mostrado o gráfico de Temperatura x Entropia desse ciclo, para melhor visualização do mesmo.

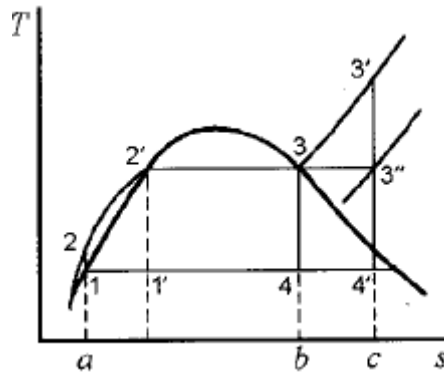


Figura 17: Relação de Temperatura e Entropia do Ciclo Rankine
 Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

3.6.1 TRABALHO DA BOMBA

O primeiro processo é o bombeamento do fluido de trabalho de uma pressão baixa para uma pressão alta. Para calcular o trabalho gasto por essa bomba, deve-se novamente se basear na primeira lei da termodinâmica, na qual o trabalho realizado por um sistema é igual a diferença entre os pontos de entrada e saída do mesmo.

Assim calcula-se a diferença dessas energias internas, e conseqüentemente o trabalho da bomba, conforme a equação 10.

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dp \quad \text{Eq. 10}$$

Para o ponto de entrada da bomba os dados necessários para os cálculos já foram definidos como inputs, mas os dados da saída ainda não foram obtidos.

Para selecionar o valor limitante da expansão de pressão na bomba, utilizaremos como base o valor mínimo do título na saída da turbina e a temperatura máxima atingida pelo ciclo.

A pressão de saída da bomba, que será igual à da entrada da turbina, deve ser tal que, na temperatura máxima atingida pelo ciclo, sua entropia deve ser maior ou igual a

limitante de saída da turbina. Isso se deve ao fato do processo de geração de energia na turbina ocorrer isoentropicamente.

Sabendo a entropia limitante na entrada da turbina, e a temperatura máxima que o ciclo atinge é possível encontrar o valor máximo da pressão de entrada da turbina. Valor esse que será o mesmo da pressão de saída da bomba, dado que a troca de calor dentro desse sistema ocorre de maneira isobárica.

Encontrada a pressão de saída da bomba, calcula-se o valor do trabalho da mesma, conforme equação 11.

$$|W_B| = v(P_2 - P_1) \quad \text{Eq. 11}$$

Onde:

- W_B é o trabalho da bomba.
- v é o volume específico do líquido saturado (condição de entrada da bomba).
- P_1 e P_2 são respectivamente os valores de pressão da entrada e saída da bomba.

3.6.2 ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA

Agora com o valor do trabalho da bomba calculado, utiliza-se a equação simplificada originária da primeira Lei da Termodinâmica, equação 12, para obter o valor da energia interna na saída da bomba. Como o estado da entrada da bomba (ponto 1) é bem definido, o valor de sua energia interna é tabelado (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

$$h_2 = h_1 - |W_B| \quad \text{Eq. 12}$$

3.6.3 CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA

Após passar pela bomba, o fluido é aquecido na caldeira, até atingir sua temperatura máxima. Nesse ponto a pressão do mesmo bem com sua temperatura são

conhecidos, assim, analisando a mesma tabela (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009), é possível obter a energia interna na entrada da turbina.

Assim, com os dados de entalpia do ponto 2 e do ponto 3, é possível calcular o calor fornecido ao sistema pelo trocador de calor, equação 13, calor esse proveniente do exaustor da torre solar.

$$Q_H = h_3 - h_2 \quad \text{Eq. 13}$$

3.6.4 TÍTULO DO SISTEMA

De acordo com a segunda Lei da Termodinâmica a entropia da entrada da turbina é a mesma da saída da turbina, conforme equação 14.

$$S_3 = S_4 \quad \text{Eq. 14}$$

Assim, sabendo que na saída da turbina a pressão será a mesma da entrada na bomba, é possível calcular o título do sistema. Esse valor representa a proporção entre líquido e vapor, do fluido de operação, presentes na saída da turbina. Assim para um valor de 90%, conforme mencionado na seção 3.5, apenas 10% do total do fluido de operação estará em sua forma líquida, enquanto os 90% restante estarão em forma de vapor.

Como este já foi previamente utilizado para determinar a pressão máxima atingida pelo sistema, o valor encontrado deverá estar de acordo com as especificações previamente definidas do projeto, com valores iguais ou acima de 90%. O mesmo é checado utilizando a equação 15.

$$S = S_l + xS_{lv} \quad \text{Eq. 15}$$

Utilizando assim os dados da tabela (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009) para a saída da turbina, é possível identificar o valor do título do sistema.

3.6.5 ENTALPIA NA SAÍDA DA TURBINA

Com os valores do título do sistema, e sabendo as propriedades da água na saída da turbina, pode-se obter o valor de entalpia do mesmo, conforme equação 16.

$$h = h_l + xh_{lv}$$

Eq. 16

3.6.6 TRABALHO DA TURBINA

Com os valores de entalpia tanto na entrada, quanto na saída da turbina, é possível calcular o trabalho realizado pela mesma, conforme equação 17.

$$W_T = h_3 - h_4$$

Eq. 17

3.6.7 TRABALHO LÍQUIDO

Com os trabalhos da turbina e da bomba é possível obter o trabalho líquido do sistema, equação 18, esse trabalho líquido representa a diferença entre o trabalho gerado pelo sistema (turbina) do trabalho gasto pelo sistema (bomba).

$$W_L = W_T - W_B$$

Eq. 18

3.6.8 RENDIMENTO

E concluindo os cálculos do ciclo Rankine é possível obter o rendimento do sistema, calculando a relação entre o trabalho líquido produzido pelo sistema, em função do calor fornecido pelo exaustor do Brayton, conforme equação 19.

$$\eta = \frac{W_L}{Q_H} \quad \text{Eq. 19}$$

3.7 MODELAGEM DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO

Na seção 3.6 foi exposta a metodologia dos cálculos do ciclo Rankine utilizando o exaustor do Brayton como sua única fonte de calor. A transferência de calor recebida pelo Ciclo Combinado é fornecida inteiramente pelo exaustor do Brayton.

Mas devido à baixa temperatura de saída da turbina da Torre, aliado ao título mínimo necessário para evitar a cavitação, a expansão do fluido no Ciclo Rankine proposto foi consideravelmente baixa, mesmo que sendo inteiramente oriunda de uma energia limpa.

Assim é proposto também uma opção alternativa, em que o exaustor da Torre Solar promove apenas um pré-aquecimento do fluido, até sua temperatura de saturação, e ocorre um superaquecimento proveniente de uma fonte de gás externa, aumentando a energia gerada pelo sistema e por consequência a eficiência do mesmo.

O equacionamento do sistema é basicamente o mesmo dos casos em que toda energia do Ciclo Combinado vem do exaustor do Brayton, excetuando o fato de que, como o fornecimento de calor é provido por duas fontes diferentes (Primeiramente o exausto da Torre e posteriormente por uma fonte de GNV externa) o Q_H do sistema é composto pelo somatório dessas duas fontes de calor, conforme equação 20.

$$Q_H = (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3) \quad \text{Eq. 20}$$

Essa equação representaria a seção 3.6.3 dos casos anteriores, diferindo apenas na adição de uma nova fonte de calor de entrada.

Assim o rendimento do sistema também leva em conta todo o calor fornecido pelo sistema (exaustor + fonte externa) mas em consequência gera uma quantidade de energia bem superior aos 3 primeiros casos.

3.8 TROCADOR DE CALOR DO ARRANJO COMBINADO

Para que ocorra a troca térmica entre ciclo, se faz necessário a utilização de um trocador de calor. E dependendo do modelo utilizado existem limitações do aparelho inerentes a essas trocas.

Não foi proposto no escopo desse trabalho modelar um trocador de calor para esse sistema, porém se faz necessário provar que o valor calculado nessa modelagem não ultrapasse a taxa máxima de transferência de calor para o trocador, valor obtido em um sistema de correntes contrárias e comprimento infinito (Incropera, 2014). É necessário se certificar também que durante essa troca de calor não há a violação da Lei Zero da termodinâmica, conforme figura 18.

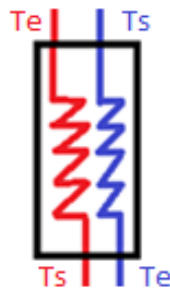


Figura 18: Trocador de calor
Fonte: Própria

Onde a temperatura de saída do ar é de $373K$ e a temperatura de entrada da água na bomba é de $323K$.

Os valores da temperatura de entrada do ar e de saída da bomba são específicos para cada caso, e são citados na seção 4.

3.8.1 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR

A metodologia feita para todos os cálculos até agora, sejam referentes ao Torre Solar ou ao Ciclo Combinado a mesma, estão expressos em valores relativos, isso se dá ao fato das vazões mássicas não terem sido contempladas nas seções prévias desse trabalho.

Para estipular um valor admissível de vazão para o sistema da Torre Solar, baseado nos dados do projeto da *Mitsubishi Heavy Industries* em parceria com a CSIRO (*Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation*), se mostrou necessário buscar protótipos de ciclos Brayton aquecidos por um receptor de uma Torre Solar, que atingem valores de temperatura do ar aquecido similares aos propostos na modelagem deste trabalho.

Os valores de vazão foram estipulados usando como parâmetro o projeto realizado pela empresa *Wilson Solar Power Corporation*, que propunha um sistema de ciclo Brayton aquecido por uma torre solar.

A Wilson Solarpower Corporation foi fundada em 2001 como Wilson TurboPower, Inc. para desenvolver e comercializar duas tecnologias produzidas no MIT (Massachusetts Institute of Technology): o *Wilson Heat Exchanger*TM e o *Wilson Microturbine*TM (Wilson Solarpower Corporation, 2013).

Dentre os inúmeros projetos e turbinas produzidos pela *Wilson Solar Power Corporation*, o: *Brayton Cycle Baseload Power Tower CSP System* foi utilizado como fonte de pesquisa e de dados para a especificação do valor de vazão de ar de entrada no sistema.

O sistema proposto pela empresa atinge uma temperatura aproximada de 1223K e armazena esse calor em um absorvedor térmico, o ar passa por esse absorvedor e é aquecido, conforme ilustrado na figura 19.

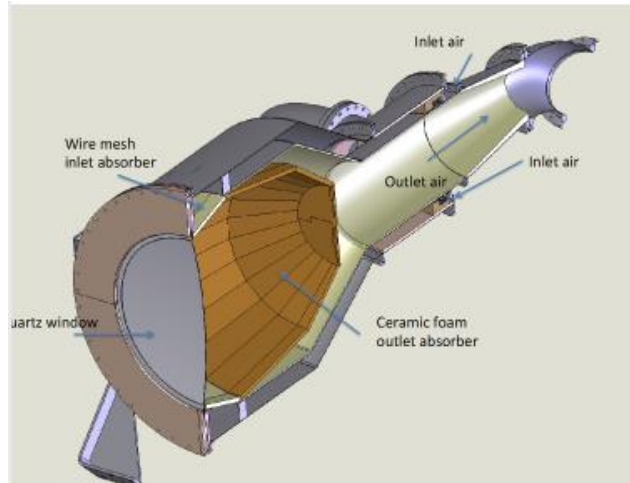


Figura 19: Sistema de aquecimento do Ar na Torre Solar
 Fonte: Wilson Solarpower Corporation, 2013

A vazão com que o ar pode ser aquecido depende da intensidade solar média do dia. Conforme figura 20.

21.03. 7:00	21.03. 10:00	21.03. 12:00 (DP)
1.43 kg/s	5.20 kg/s	5.85 kg/s
384 kW	1913 kW	2151 kW
87.9%	87.2%	87.9%
DNI	DNI	DNI
450 W/m ²	860 W/m ²	900 W/m ²

Figura 20: Relação entre Incidência Solar e Vazão de Ar aquecida
 Fonte: Wilson Solarpower Corporation, 2013

Assim quanto maior a incidência solar, maior a vazão de ar capaz de ser esquentada.

Para descobrir a razão entre o valor da incidência solar e a vazão de ar aquecida a temperatura desejada, foi feito um gráfico com a relação de incidência x vazão, utilizando os dados fornecidos pelo sistema da *Wilson Solar Power*.

Plotados os pontos foi observado que os mesmos poderiam ser aproximados a uma reta, e utilizando um método simples de interpolação de dados, era possível obter a vazão de ar aquecida pelo sistema correspondente a incidência solar média desejada. Utilizando como base dados de Bom Jesus da Lapa, buscou-se um valor de vazão inteiro próximo dos $750 \frac{W}{m^2}$. Esse valor de incidência corresponde a um valor médio apresentado atingido na região (Malagueta, 2013).

Assim obtida a vazão de entrada de ar no sistema, e por consequência todos os valores calculados de maneira relativa, puderam ser alterados para dados absolutos.

3.8.2 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA

Após calculada a vazão mássica do ar, torna-se possível calcular a vazão mássica do fluido.

Como a transferência de calor para aquecer o sistema Rankine será feita exclusivamente (casos 1 a 3) ou parcialmente (no caso da hibridização, caso 4) através do exaustor do Ciclo Brayton, o valor do calor fornecido pelo exaustor da Torre deve ser igual ao valor do calor recebido pela água no Ciclo Combinado.

Assim a primeira análise a ser feita é o valor total de calor fornecido ao sistema Rankine pelo Ciclo Brayton, conforme fórmula 21.

$$Q_H = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2)$$

Eq. 21

Como o valor da vazão mássica de ar determinada, o resultado do cálculo do calor fornecido pela Torre Solar ao Ciclo Combinado, calor ainda presente no seu exaustor após a primeira queima na Torre, não estará mais calculado forma relativa, ou em $\left(\frac{K_j}{K_g}\right)$, e sim em forma absoluta $\left(\frac{K_j}{s}\right)$

Igualando o calor fornecido pelo ar, já com seus valores absolutos, ao calor recebido pelo ciclo combinado, valor esse que ainda está representado de forma relativa, é possível obter o valor da vazão mássica do fluido, valor esse que representa a mudança da leitura de forma relativa, para absoluta.

3.8.3 CALOR TRANSFERIDO ENTRE CICLOS

Determina-se que a taxa máxima de transferência de calor (Q_{MAX}) possível para um trocador de calor pode ser obtida a princípio em um trocador de calor de correntes contrárias e de comprimento infinito. Nesse trocador, um dos fluidos iria sofrer a maior diferença de temperatura possível (Incropera 2014).

Com o valor máximo encontrado para o trocador, se torna possível definir a efetividade do trocador de calor utilizando algum método de efetividade, dentre os mais

utilizados estão os de NUT e o MLDT (média logarítmica de diferença de temperatura) (Incropera, 2014).

Como não é escopo do projeto dimensionar o trocador de calor, tão pouco testar a sua efetividade, essa seção propõe a certificação de que o calor trocado por esse sistema não ultrapasse a taxa máxima de transferência de calor, provando assim que os valores obtidos nesse trabalho poderiam ser encontrados caso esse experimento fosse feito com um trocador de calor, do tipo contra-corrente, pré-determinado.

A obtenção da taxa de transferência máxima obtida em um trocador é definida conforme a equação 22 (Incropera, 2014).

$$Q_{MAX} = C_{min}(T_{q,e} - T_{f,s}) \quad \text{Eq. 22}$$

Onde:

- C_{min} equivale a menor capacidade térmica dentre os dois fluidos de trabalho.
- $T_{q,e}$ equivale a temperatura de entrada do fluido aquecedor no trocador (no caso desse trabalho, o ar).
- $T_{f,s}$ equivale a temperatura de saída do fluido a ser aquecido no trocador (no caso desse trabalho, a água).

3.9 ANÁLISE DOS DADOS

Agora que os valores calculados estão expressos nas suas ordens de grandeza absoluta, podemos verificar o total de energia produzida pelo sistema e assim fazer um comparativo entre a planta puramente solar e a hibridizada.

Além disso torna-se possível checar a viabilidade termodinâmica da construção de uma planta solar desse porte, podendo servir de esboço para futuros projetos de implementação desta tecnologia.

3.10 INCIDÊNCIA SOLAR (DNI)

Conforme informada na seção 3.8, é necessária uma quantidade específica de incidência solar para que a torre consiga esquentar a vazão de ar que passa pela mesma, e assim concluir o ciclo proposto, passando pela turbina e gerando energia.

Para garantir que a temperatura do ar seja constante, foi proposto uma câmara de combustão auxiliar, na saída da torre, para que quando necessário, ela esquite o ar até a temperatura previamente estipulada na entrada da turbina.

Os cálculos da vazão de ar a ser esquentado pela torre, foram feitos utilizando um valor médio atingido pela região em que o sistema está planejado. Para calcular o valor necessário de energia externa utilizado pelo sistema, são utilizados gráficos que mostram os valores de radiação solar direta recebida nessa cidade em dias de solstício de verão e inverno.

Esse valor de incidência solar é atingido em parte do seu horário de operação (estipulado das 06:00 as 18:00) mas não completamente conforme mostrado nas figuras 21 e 22 (Malagueta, 2013).

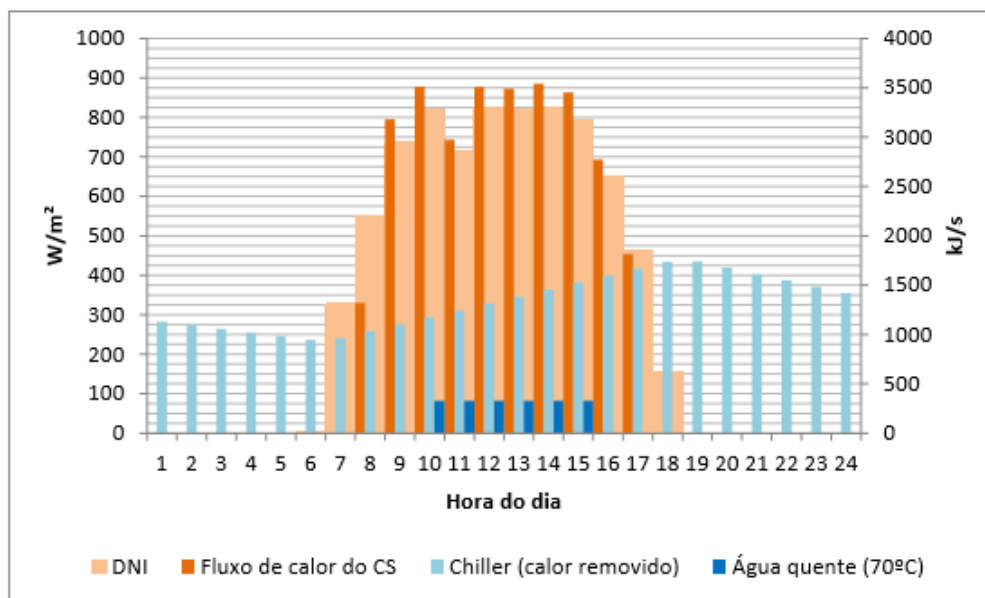


Figura 21: Dados de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de verão)
Fonte: (Malagueta, 2013)

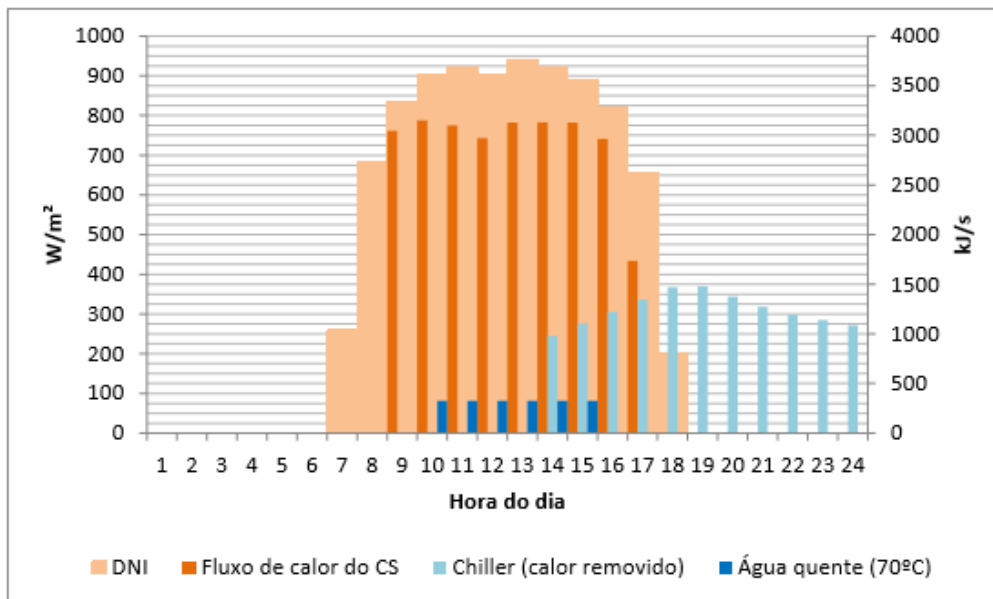


Figura 22: Dados de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de inverno)
 Fonte: (Malagueta, 2013)

Com os dados das figuras 21 e 22 é possível determinar de maneira estimada o percentual de energia externa necessária para manter a temperatura do ar na entrada da turbina constante, conforme valores utilizados nos cálculos.

4 – CÁLCULOS E RESULTADOS

Apresentada a metodologia do trabalho, o capítulo 4 descreve os principais dados de entrada dos casos propostos, e discute os resultados obtidos.

Neste capítulo são utilizadas as expressões mencionadas no capítulo anterior para que os cálculos numéricos sejam feitos.

4.1 INPUTS DA TORRE SOLAR

O primeiro sistema a ser calculado é o Brayton. Aqui novamente são explicitados os inputs necessários para que fosse possível modelá-lo.

- Pressão de entrada do ar no ciclo de $100\text{K}P_a$
- Temperatura do ar na entrada do ciclo de 298K
- Temperatura máxima atingida pelo ciclo de 1173K
- Relações de compressão utilizadas: 6, 8, 10

Abaixo a tabela 1 com os dados de entrada.

Tabela 1: Relação de Inputs referentes a entrada do Ar na Torre.

T_1 (K)	P_1 (MP_a)	P_2 (MP_a)
298	0,1	0,6
		0,8
		1

4.2 CÁLCULOS DA TORRE SOLAR

Possuindo os inputs de entrada do sistema, se torna possível começar os cálculos deste ciclo, iniciando assim pela entrada do ar.

4.2.1 TEMPERATURA DE SAÍDA DO COMPRESSOR

Conforme tabela acima o ar entra no sistema a uma temperatura de $298K$ e uma pressão de $100kPa$, em seu primeiro estágio ele é comprimido, aumentando assim sua pressão interna e sua temperatura.

Utilizando a formula que relaciona as pressões e temperatura (equação 1), pode-se obter a temperatura de saída do compressor, conforme tabela 2.

Tabela 2: Valores da Temperatura de saída do compressor

Casos	T_1 (K)	P_1 (MP _a)	P_2 (MP _a)	T_2 (K)
Caso 1	298	0,1	0,6	497,47
Caso 2			0,8	540,13
Caso 3			1	575,73

Onde:

- T_1 e T_2 são respectivamente as temperaturas de entrada e saída do compressor.
- P_1 e P_2 são respectivamente as pressões de entrada e saída do compressor.

4.2.2 TRABALHO NA TURBINA

Obtida a temperatura de saída no compressor, calcula-se agora o trabalho teórico produzido pelo mesmo. Apresentados na tabela 3.

Tabela 3: Valores do Trabalho do compressor

Casos	T_1 (K)	T_2 (K)	$W_C \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	298	497,47	200,07
Caso 2		540,13	242,86
Caso 3		575,73	278,56

O trabalho expresso ainda está em valores relativos. Após o cálculo da vazão de entrada, será possível alterar o mesmo para valores absolutos.

4.2.3 TEMPERATURA NA ENTRADA DA TURBINA

Depois de passar pelo compressor o ar é aquecido pelo receptor solar, onde atinge sua temperatura máxima, conforme definido nos inputs de entrada. E assim o mesmo entra na turbina.

4.2.4 TEMPERATURA NA SAÍDA DA TURBINA

O ar ao chegar na turbina pressurizado e aquecido gera trabalho ao se expandir. A pressão de saída da turbina do ar é a mesma da de entrada no sistema. Com esses dados são calculadas as temperaturas de saída do ar na turbina, fornecidos na tabela 4.

Tabela 4: Valores Temperaturas de entrada e saída na Turbina

Casos	P_4 (MP _a)	P_3 (MP _a)	T_3 (K)	T_4 (K)
Caso 1	0,1	0,6	1123	672,71
Caso 2		0,8	1123	619,58
Caso 3		1	1123	581,27

4.2.5 TRABALHO DA TURBINA

A partir dos dados da temperatura de saída na turbina, é possível calcular todo o trabalho gerado na turbina pelo Ciclo Brayton (tabela 5).

Tabela 5: Valores do Trabalho da Turbina

Casos	T_3 (K)	T_4 (K)	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	1123	672,71	451,64
Caso 2	1123	619,58	504,93
Caso 3	1123	581,27	543,35

4.2.6 TRABALHO LÍQUIDO

O próximo passo é calcular o trabalho líquido realizado pelo sistema (tabela 6), a diferença entre a energia gasta pela compressão do ar, e para isso necessita-se do trabalho gerado na turbina.

Tabela 6: Trabalho Líquido produzido na Torre

Casos	$W_C \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_L \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	200,07	451,64	251,57
Caso 2	242,86	504,93	262,07
Caso 3	278,56	543,35	264,79

4.2.7 CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA

Com os dados dos pontos 2 e 3, que representam a transferência de calor da Torre solar para o sistema, podemos calcular o total de energia (Q_H) recebido pelo sistema, vistos na tabela 7.

Tabela 7: Calor de entrada no sistema

Casos	T_2 (K)	T_3 (K)	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	497,47	1123	627,41
Caso 2	540,13	1123	584,62
Caso 3	575,73	1123	548,92

4.2.8 RENDIMENTO

E, finalmente, calcula-se o rendimento do ciclo, tabela 8, baseado no trabalho total produzido pelo mesmo, e em função do total de calor transferido pelo Ciclo Brayton.

Tabela 8: Eficiência do Sistema

Casos	η
Caso 1	0,401
Caso 2	0,448

4.3 INPUTS DO CICLO COMBINADO

Como no ciclo Brayton, para começar a realizar os cálculos do Ciclo Rankine são necessários estipular alguns inputs já citados.

- A pressão de entrada no ciclo será de $10kP_a$
- As temperaturas máximas atingidas dependem exclusivamente das temperaturas de saída da Torre solar, pois como o exaustor da mesma será o responsável pelo aquecimento do Ciclo Combinado, a temperatura máxima desse segundo ciclo não poderá ser maior que a saída do primeiro. Abaixo estão listadas as temperaturas máximas atingidas pelo Ciclo Combinado, em cada caso, conforme sua relação de compressão.
 - Para a relação de 6 a temperatura máxima do Ciclo Rankine é: $350^{\circ}C$
 - Para a relação de 8 a temperatura máxima do Ciclo Rankine é: $300^{\circ}C$
 - Para a relação de 10 a temperatura máxima do Ciclo Rankine é: $250^{\circ}C$
- O título do sistema deverá ser sempre próximo ou maior do que 90%, para evitar o problema de cavitação. Por consequência disso, a entropia no sistema, tanto na entrada quanto na saída da turbina, deverá corresponder a um valor entre: 7,400 e 8,1501. Conforme imagem 23.

Temp. °C T	Pressão kPa p	Líquido sat. v_l	Vapor sat. v_v	Líquido sat. u_l	Evap. u_b	Vapor sat. u_v	Líquido sat. h_l	Evap. h_b	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_b	Vapor sat. s_v
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,3	2375,3	0,00	2501,3	2501,3	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,3	2382,2	20,98	2489,6	2510,5	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,2	2389,2	41,99	2477,7	2519,7	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,7051	0,001001	77,925	62,98	2333,1	2396,0	62,98	2465,9	2528,9	0,2245	9,5569	8,7813
20	2,3385	0,001002	57,790	83,94	2319,0	2402,9	83,94	2454,1	2538,1	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,1691	0,001003	43,359	104,86	2304,9	2409,8	104,87	2442,3	2547,2	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,2461	0,001004	32,893	125,77	2290,8	2416,6	125,77	2430,5	2556,2	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,6280	0,001006	25,216	146,65	2276,7	2423,4	146,66	2418,6	2565,3	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,3837	0,001008	19,523	167,53	2262,6	2430,1	167,54	2406,7	2574,3	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,5934	0,001010	15,258	188,41	2248,4	2436,8	188,42	2394,8	2583,2	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,032	209,30	2234,2	2443,5	209,31	2382,7	2592,1	0,7037	7,3725	8,0762

Figura 23: Tabelas das propriedades termodinâmicas da água saturada
Fonte: BORGNACKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

A figura 23 representa as propriedades da água saturada em função de sua temperatura. Condição essa que representa o fluido na saída da turbina.

A pressão de saída da turbina é de $10KPa$, porém os dados para esse valor de pressão não estão aparentes na tabela, para tal é feito uma interpolação dos dados mostrados pelo quadro vermelho. A interpolação é feita assumindo que os valores aumentam linearmente conforme uma reta. (BORGNACKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

Após a interpolação de dados, todas as propriedades são calculadas, dentre elas o Vapor Saturado igual a 8,1501.

Esse valor corresponde a saída do fluido da turbina totalmente na forma de vapor, mas como foi estipulado um título mínimo de 90%, parte desse vapor pode se encontrar na forma líquida, desde que seja em baixas quantidades.

Assim chegaremos ao intervalo de entropia de 7,400 e 8,1501 que será o ideal para o ciclo.

Sabendo os valores mínimos e máximos do título do nosso ciclo, auxiliado da figura 24, será possível saber o valor máximo de pressão a se expandir o fluido, para cada caso, sem que ele desrespeite os inputs iniciais determinados.

	$p = 200 \text{ kPa (120,23)}$				$p = 300 \text{ kPa (133,55)}$				$p = 400 \text{ kPa (143,63)}$			
Sat.	0,88573	2529,5	2706,6	7,1271	0,60582	2543,6	2725,3	6,9918	0,46246	2553,6	2738,5	6,8958
150	0,95964	2576,9	2768,8	7,2795	0,63388	2570,8	2761,0	7,0778	0,47084	2564,5	2752,8	6,9299
200	1,08034	2654,4	2870,5	7,5066	0,71629	2650,7	2865,5	7,3115	0,53422	2646,8	2860,5	7,1706
250	1,19880	2731,2	2971,0	7,7085	0,79636	2728,7	2967,6	7,5165	0,59512	2726,1	2964,2	7,3788
300	1,31616	2808,6	3071,8	7,8926	0,87529	2806,7	3069,3	7,7022	0,65484	2804,8	3066,7	7,5661
400	1,54930	2966,7	3276,5	8,2217	1,03151	2965,5	3275,0	8,0329	0,77262	2964,4	3273,4	7,8984
500	1,78139	3130,7	3487,0	8,5132	1,18669	3130,0	3486,0	8,3250	0,88934	3129,2	3484,9	8,1912
600	2,01297	3301,4	3704,0	8,7769	1,34136	3300,8	3703,2	8,5892	1,00555	3300,2	3702,4	8,4557
700	2,24426	3478,8	3927,7	9,0194	1,49573	3478,4	3927,1	8,8319	1,12147	3477,9	3926,5	8,6987
800	2,47539	3663,2	4158,3	9,2450	1,64994	3662,9	4157,8	9,0575	1,23722	3662,5	4157,4	8,9244
900	2,70643	3854,5	4395,8	9,4565	1,80406	3854,2	4395,4	9,2691	1,35288	3853,9	4395,1	9,1361
1000	2,93740	4052,5	4640,0	9,6563	1,95812	4052,3	4639,7	9,4689	1,46847	4052,0	4639,4	9,3360
1100	3,16834	4257,0	4890,7	9,8458	2,11214	4256,8	4890,4	9,6585	1,58404	4256,5	4890,1	9,5255
1200	3,39927	4467,5	5147,3	10,0262	2,26614	4467,2	5147,1	9,8389	1,69958	4467,0	5146,8	9,7059
1300	3,63018	4683,2	5409,3	10,1982	2,42013	4683,0	5409,0	10,0109	1,81511	4682,8	5408,8	9,8780
	$p = 500 \text{ kPa (151,86)}$				$p = 600 \text{ kPa (158,85)}$				$p = 800 \text{ kPa (170,43)}$			
Sat.	0,37489	2561,2	2748,7	6,8212	0,31567	2567,4	2756,8	6,7600	0,24043	2576,8	2769,1	6,6627
200	0,42492	2642,9	2855,4	7,0592	0,35202	2638,9	2850,1	6,9665	0,26080	2630,6	2839,2	6,8158
250	0,47436	2723,5	2960,7	7,2708	0,39383	2720,9	2957,2	7,1816	0,29314	2715,5	2950,0	7,0384
300	0,52256	2802,9	3064,2	7,4598	0,43437	2801,0	3061,6	7,3723	0,32411	2797,1	3056,4	7,2327
350	0,57012	2882,6	3167,6	7,6328	0,47424	2881,1	3165,7	7,5463	0,35439	2878,2	3161,7	7,4088
400	0,61728	2963,2	3271,8	7,7937	0,51372	2962,0	3270,2	7,7078	0,38426	2959,7	3267,1	7,5715
500	0,71093	3128,4	3483,8	8,0872	0,59199	3127,6	3482,7	8,0020	0,44331	3125,9	3480,6	7,8672
600	0,80406	3299,6	3701,7	8,3521	0,66974	3299,1	3700,9	8,2673	0,50184	3297,9	3699,4	8,1332
700	0,89691	3477,5	3926,0	8,5952	0,74720	3477,1	3925,4	8,5107	0,56007	3476,2	3924,3	8,3770
800	0,98959	3662,2	4157,0	8,8211	0,82450	3661,8	4156,5	8,7367	0,61813	3661,1	4155,7	8,6033
900	1,08217	3853,6	4394,7	9,0329	0,90169	3853,3	4394,4	8,9485	0,67610	3852,8	4393,6	8,8153
1000	1,17469	4051,8	4639,1	9,2328	0,97883	4051,5	4638,8	9,1484	0,73401	4051,0	4638,2	9,0153

Figura 24: Tabela das Propriedades termodinâmicas do vapor d'água superaquecido
Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

A figura 24 representa os dados para o vapor d'água superaquecido (condição de entrada na turbina). Os dados mais relevantes dessa tabela para o cálculo do nosso ciclo são respectivamente as colunas de temperatura (primeira) a de entalpia (quarta) e a de entropia (quinta) para cada pressão estipulada.

Foi definido anteriormente as temperaturas máximas e entropias mínimas e máximas para o cálculo do Ciclo Combinado. Assim sendo, com o auxílio da tabela pode-se calcular a que pressão o fluido é comprimido.

- Em vermelho verifica-se os dados referente à temperatura de 250°C , que representa a temperatura máxima para uma relação de compressão do Ciclo Brayton de 10. Pela tabela, se um fluido for comprimido a 400KPa , nessa temperatura, ele atingirá uma entropia de 7,3788 (valor aproximadamente igual ao nosso limitante de 7,400). Assim para o nosso terceiro caso a compressão será de 400KPa .
- Em verde verifica-se os dados referente à temperatura de 300°C , que representa a temperatura máxima para uma relação de compressão do

Ciclo Brayton de 8. Pela tabela, se um fluido for comprimido a 600KPa , nessa temperatura, ele atingirá uma entropia de 7,3723 (valor aproximadamente igual ao nosso limitante de 7,400). Assim para o nosso segundo caso a compressão será de 600KPa .

- Em azul verifica-se os dados referente à temperatura de 350°C , que representa a temperatura máxima para uma relação de compressão do Ciclo Brayton de 6. Pela tabela, se um fluido for comprimido a 800KPa , nessa temperatura, ele atingirá uma entropia de 7,4088 (valor aproximadamente igual ao nosso limitante de 7,400). Assim para o nosso primeiro caso a compressão será de 800KPa .

Concluindo assim todos os inputs necessários para os cálculos finais dos modelos do Ciclo Rankine.

4.4 CÁLCULOS DO CICLO COMBINADO SIMPLES

Após a determinação dos inputs necessários para o Ciclo Rankine, os cálculos do mesmo podem ser feitos.

Conforme dito anteriormente, os cálculos numéricos desse capítulo são feitos mediante ao uso das expressões e equações apresentadas no capítulo anterior.

4.4.1 TRABALHO DA BOMBA

O primeiro ponto a ser calculado é o trabalho da bomba, para esse cálculo é necessário a que pressão a água seria comprimida, em cada um dos diferentes casos expostos.

Utilizando os valores de P_1 e P_2 foi possível a criação da tabela 9, com os valores dos trabalhos da bomba, para cada caso.

Tabela 9: Valores do trabalho da bomba

	Relação de compressão	P_1 (KPa)	P_2 (KPa)	$W_B \left(\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right)$
Caso 1	6	10	800	0,80
Caso 2	8	10	600	0,60
Caso 3	10	10	400	0,39

4.4.2 ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA

O segundo fator necessário a se descobrir é a entalpia na saída da bomba, para o cálculo da mesma utilizaremos a equação 10.

Além do trabalho da bomba já encontrado, também se faz necessário descobrir o valor da entalpia no ponto de entrada da bomba. Mas como as propriedades desse ponto são conhecidas (pressão e saturação) se torna fácil encontrar esse valor (BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009).

Da mesma forma que ocorreu na determinação dos valores de entropia, a tabela do livro não possui um valor exato para a pressão de $10kP_a$, então novamente será feita uma interpolação dos dados. Na tabela 10, encontram-se os valores para cada caso.

Tabela 10: Valores da entalpia na saída da bomba

	Relação de compressão	$h_1 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_B \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_2 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	6	191,8	0,80	192,60
Caso 2	8	191,8	0,60	192,40
Caso 3	10	191,8	0,39	192,19

4.4.3 CALOR DE ENTRADA NO SISTEMA

Determinado o valor de entalpia do ponto 2, é possível encontrar o calor que foi transferido do Ciclo Brayton para o Ciclo Rankine (Q_H) utilizando a equação 11.

Como as pressões na entrada da turbina já foram determinadas, tal qual as temperaturas máximas de entrada (em função do calor trocado entre ciclos) na tabela 2 pode-se encontrar os valores de entalpia do ponto 3. E por consequência o Q_H do ciclo, determinados na tabela 11.

Tabela 11: Valores do calor transferido pelo exaustor da Torre

	Relação de compressão	$h_2 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_3 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	6	192,60	3161,7	2969,1
Caso 2	8	192,40	3061,6	2869,2
Caso 3	10	192,19	2964,2	2772,01

4.4.4 TÍTULO DO SISTEMA

Como citado, a geração de trabalho na turbina, que ocorre entre os pontos 3 e 4 do nosso ciclo, é um processo isentrópico. Assim os valores de entropia que foram encontrados nos inputs do sistema, referentes ao ponto 3, serão os mesmos do ponto 4, na saída da turbina.

Com esses dados e sabendo as propriedades do fluido na saída da turbina, pode-se calcular o título, apenas para garantir que, conforme calculado nos inputs, esse valor seja de ao menos 90%. Resultados apresentados na tabela 12.

Tabela 12: Valores referentes ao título na saída da turbina

	Relação de compressão	$S_3 = S_4$	S_l	S_{lv}	x
Caso 1	6	7,4088	0,6493	7,5009	90%
Caso 2	8	7,3723	0,6493	7,5009	90%
Caso 3	10	7,3788	0,6493	7,5009	90%

4.4.5 ENTALPIA DE SAÍDA DA TURBINA

E, agora possuindo o título, e sabendo que ele é o mesmo tanto para a entropia quanto para a entalpia do sistema, será calculado a entalpia na saída da turbina, ou do ponto 4, mostrados na tabela 13.

Tabela 13: Valores de entalpia na saída da turbina

	Relação de compressão	$h_l \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_{lv} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	x	$h_4 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	6	191,8	2392,8	90%	2345,32
Caso 2	8	191,8	2392,8	90%	2345,32
Caso 3	10	191,8	2392,8	90%	2345,3

Os valores da entalpia de evaporação para cada caso também foram calculados por interpolação. Devido à falta de dados referentes a água saturada a $10kP_a$.

4.4.6 TRABALHO DA TURBINA

Com os valores de entalpia tanto na entrada quanto na saída da turbina, se torna possível o cálculo do trabalho gerado pela mesma, expressos na tabela 14.

Tabela 14: Valores do trabalho da turbina

	Relação de compressão	$h_3 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_4 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	6	3161,7	2345,32	816,38
Caso 2	8	3061,6	2345,32	716,28
Caso 3	10	2964,2	2345,32	618,88

4.4.7 TRABALHO LÍQUIDO

Com os trabalhos da bomba e da turbina calculados, é possível calcular o trabalho líquido do sistema (tabela 15), isto é, a diferença entre o trabalho gasto pelo sistema e o trabalho realizado pelo mesmo.

Tabela 15: Valores do trabalho líquido do sistema

	Relação de compressão	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_B \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_L \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	6	816,38	0,80	815,58
Caso 2	8	716,28	0,60	715,68
Caso 3	10	618,88	0,39	618,49

4.4.8 RENDIMENTO DO SISTEMA

E para concluir os cálculos dos 3 primeiros casos do ciclo Rankine, são calculados os rendimentos de cada caso, utilizando os trabalhos líquidos e as respectivas energias utilizadas para a geração dos mesmos, conforme tabela 16.

Tabela 16: Valores do rendimento do sistema

	Relação de compressão	$W_L \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	η
Caso 1	6	815,58	2969,1	0,27
Caso 2	8	715,68	2869,2	0,25
Caso 3	10	618,49	2772,01	0,22

Conforme esperado, os valores obtidos do rendimento do Ciclo Combinado são inferiores aos encontrados na Torre Solar, o principal motivo dessa diferença é que a Torre Solar utiliza um calor de maior qualidade, ou de maior temperatura, enquanto o Ciclo Combinado é aquecido apenas pelo calor de baixa temperatura ainda presente no exaustor da Torre.

Mas é importante mencionar que esse calor era um dejetado da Torre, sendo assim, sua reutilização, mesmo que pouco eficiente, gera um pouco mais de energia térmica que não seria obtida caso o sistema fosse de um Ciclo Simples.

4.5 INPUTS DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO

Conforme explicado na metodologia, os primeiros 3 casos do ciclo Rankine tratam de sistema nos quais todo o calor fornecido para o funcionamento do mesmo provém do exaustor do Ciclo Brayton, uma fonte limpa de energia. Porém, dado ao baixo rendimento do Ciclo Rankine, foi proposto também uma quarta hipótese, em que o exaustor do Brayton é responsável apenas por um pré-aquecimento do Ciclo Rankine (até seu ponto de saturação) e que posteriormente essa água será superaquecida através da energia provida por Gás Natural.

A figura 25, que expõe as propriedades termodinâmicas do vapor d'água superaquecido, serve como base para os cálculos posteriores.

$p = 4,00 \text{ MPa (250,40)}$				
Sat.	0,04978	2602,3	2801,4	6,0700
275	0,05457	2667,9	2886,2	6,2284
300	0,05884	2725,3	2960,7	6,3614
350	0,06645	2826,6	3092,4	6,5820
400	0,07341	2919,9	3213,5	6,7689
450	0,08003	3010,1	3330,2	6,9362
500	0,08643	3099,5	3445,2	7,0900
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688
700	0,11095	3462,1	3905,9	7,6198
800	0,12287	3650,1	4141,6	7,8502
900	0,13469	3843,6	4382,3	8,0647
1000	0,14645	4042,9	4628,7	8,2661
1100	0,15817	4248,0	4880,6	8,4566
1200	0,16987	4458,6	5138,1	8,6376
1300	0,18156	4674,3	5400,5	8,8099

Figura 25: Tabela das Propriedades termodinâmicas do vapor d'água superaquecido
 Fonte: BORGNAKKE, SONNTAG, WYLEN, 2009

Assim como nos casos anteriores, independentemente de ser aquecido apenas pelo exaustor do Brayton, ou possuindo uma transferência de calor hibridizada, o título na saída da turbina deve respeitar os parâmetros propostos, dado que a pressão de entrada será a mesma ($10KPa$) e a cavitação pode ocorrer.

Assim foi escolhido a compressão do fluido até $4MPa$, com isso será possível aquece-lo até seu ponto de saturação somente utilizando o calor do exaustor Brayton (utilizando a relação de compressão de 10 e temperatura de saída de $250^{\circ}C$) e posteriormente o seu aquecimento com GNV até $600^{\circ}C$, ponto em que a água atingirá uma entropia de 7,3688 e atinge um valor aproximado de título de 90%.

4.6 CÁLCULOS DO CICLO COMBINADO HIBRIDIZADO

Após a determinação dos inputs necessários para o Ciclo Combinado Hibridizado, modelado como ciclo Rankine, os cálculos do mesmo podem ser feitos.

4.6.1 TRABALHO DA BOMBA

Possuindo os valores da pressão de entrada ($10MP_a$) e sabendo até que pressão o líquido é pressurizado na bomba ($4MP_a$) calcula-se o trabalho da mesma, apresentado na tabela 17.

Tabela 17: Trabalho da Bomba

	Relação de compressão	$P_1 (MP_a)$	$P_2 (MP_a)$	$W_B \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$
Caso 4	10	10	4	3,94 KJ/ Kg

Como no ciclo Rankine Híbrido o fluido é pressurizado a um valor muito superior aos primeiros 3 casos, percebe-se que o trabalho da bomba do Ciclo Rankine Híbrido é maior se comparado aos casos do Ciclo Rankine Simples.

4.6.2 ENTALPIA DE SAÍDA DA BOMBA

Possuindo o valor do trabalho executado pela bomba, e sabendo as propriedades do ponto 1 (por se tratar da água saturada a $10MP_a$), é possível encontrar o valor da entalpia no ponto 2. Segue tabela 18 com os resultados.

Tabela 18: Valor da Entalpia na saída da bomba

	Relação de compressão	$h_1 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$	$W_B \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$	$h_2 \left(\frac{Kj}{Kg} \right)$
Caso 4	10	191,8	3,94	195,74

4.6.3 CALOR DE ENTRADA (EXAUSTOR DA TURBINA A GÁS)

Determinado o valor de entalpia do ponto 2, é possível encontrar o calor que foi transferido do exaustor da turbina da Torre Solar para o Ciclo Rankine combinado (Q_{H1}).

Como no caso do ciclo combinado Híbrido o calor transferido pelo Ciclo Brayton representa apenas parte do total recebido, havendo ainda outro cálculo de transferência de calor (Q_{H2}) a ser feito, valor esse que representa o superaquecimento proveniente do Gás Natural, os valores expostos na tabela 19 são referentes ao pré aquecimento do fluido no ciclo, ou até a seu ponto de saturação.

Tabela 19: Valor do calor transferido pelo exaustor da Torre

	Relação de compressão	$h_2 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_3 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_{H1} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	195,74	2801,40	2605,66

Percebe-se que a entalpia do ponto 3 é referente apenas ao ponto de saturação do fluido a 4MPa, conforme mostrado nos inputs desse sistema.

4.6.4 CALOR DE ENTRADA (EXTERNO)

Diferentemente dos primeiros 3 casos, é necessário agora o cálculo da transferência de calor proveniente de uma fonte externa (GNV) representado pelo Q_{H2} . Para esse cálculo utiliza-se a mesma equação do sistema anterior, apenas mudando os pontos onde o mesmo será aplicado. Valores expostos na tabela 20

Tabela 20: Valor do calor transferido pela câmara de combustão externa

	Relação de compressão	$h_3 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_4 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_{H2} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	2801,40	3674,40	873,00

4.6.5 CALOR DE ENTRADA TOTAL

Calcula-se também o somatório do calor fornecido ao sistema (tabela 21), necessário para o cálculo do seu rendimento ao final do ciclo.

Tabela 21: Valor do somatório do calor de entrada no sistema

	Relação de compressão	$Q_{H1} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_{H2} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	2605,66	873,00	3478,66

4.6.6 TÍTULO DO SISTEMA

Como citado, a geração de trabalho na turbina, que ocorre entre os pontos 4 e 5 desse ciclo, é um processo isentrópico. Assim os valores de entropia que foram

encontrados nos inputs desse ciclo, referentes a entrada da turbina, serão o mesmo na saída dela.

Com esses dados, sabendo as propriedades do fluido na saída da turbina, calcula-se o título do sistema (tabela 22), apenas para garantir que, conforme foi feito nos cálculos do input, esse valor seja de ao menos 90%.

Tabela 22: Valor do título na saída da bomba

	Relação de compressão	$S_3 = S_4$	S_l	S_{lv}	x
Caso 4	10	7,4088	0,6493	7,5009	90%

4.6.7 ENTALPIA NA SAÍDA DA TURBINA

E, agora possuindo o título, e sabendo que ele é o mesmo tanto para a entropia quanto para a entalpia do sistema, será calculado, a entalpia na saída da turbina, conforme valores expostos na tabela 23.

Tabela 23: Valor da entalpia na saída da turbina

	Relação de compressão	$h_l \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_{lv} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	x	$h_4 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	191,8	2392,8	90%	2345,32

Percebe-se que, como em todos os casos utilizando o Ciclo Rankine, a Pressão de entrada era a mesma ($10KPa$) e o título do sistema também (90%), os valores encontrados de entalpia na saída da turbina foram os mesmos.

4.6.8 TRABALHO NA TURBINA

Com os valores de entalpia tanto na entrada quanto na saída da turbina, se torna possível o cálculo da energia gerada pela mesma (tabela 24), ou o trabalho gerado pela turbina.

Tabela 24: Valor do trabalho na turbina

	Relação de compressão	$h_4 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$h_5 \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	3679,4	2345,32	1334,08

4.6.9 TRABALHO LÍQUIDO DO SISTEMA

Com os trabalhos da bomba e da turbina calculados, pode-se calcular o trabalho líquido do sistema, expressos na tabela 25. Esse valor representa a diferença entre o trabalho gasto pelo sistema e o trabalho realizado pelo mesmo.

Tabela 25: Valor do trabalho líquido do sistema

	Relação de compressão	$W_T \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_B \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$W_L \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 4	10	1334,08	3,94	1330,14

4.6.10 RENDIMENTO DO CICLO

E para concluir os cálculos do caso do ciclo Rankine Híbrido, calcula-se o rendimento do mesmo (tabela 26), utilizando os trabalhos líquidos e o total de energia fornecida ao sistema.

Tabela 26: Valor da eficiência do sistema

	Relação de compressão	$W_L \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	η
Caso 4	10	1330,14	3478,66	0,38

Como esperado, pelo fato do sistema do Ciclo Rankine Híbrido aquecer o fluido a temperaturas muito mais elevadas, o rendimento do ciclo foi bem maior, se comparado aos valores dos casos do Ciclo Rankine Simples.

4.7 CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR DO ARRANJO

4.7.1 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR

Para o cálculo da vazão do ar, foi utilizado como base os estudos de uma torre solar similar a proposta por esse trabalho, que também trabalha esquentando o ar para o funcionamento de um Ciclo Brayton (*Wilson Solarpower Corporation, 2013*).

Como o escopo desse trabalho era calcular a energia produzida e demandada deste protótipo, não será estudado profundamente o arranjo do Ciclo Brayton utilizado pelo *Wilson Solar Power Corporation*.

Sabendo que os modelos atingem a mesma temperatura e servem para esquentar um fluxo de ar constante, utiliza-se os valores descritos pelo projeto para esboçar um gráfico de incidência solar direta em função da vazão de ar que poderia ser esquentada. Verifica-se que ao plotar os valores descritos no sistema da *Wilson Corporation*, o mesmo pode ser modelado como uma reta, como mostrada na figura 26, e a partir dos dados de incidência solar de Bom Jesus da Lapa é possível estipular um valor real para a Vazão mássica do ar.

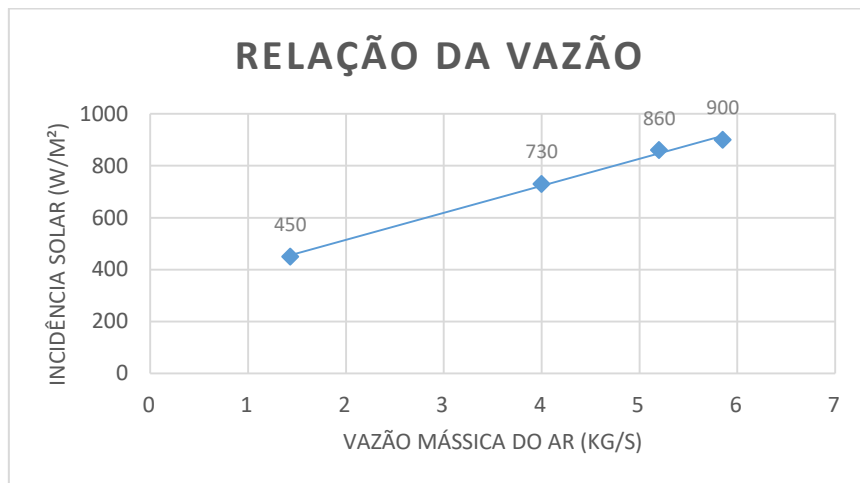


Figura 26: Gráfico da Relação da Vazão em função da Incidência Solar
Fonte: Própria

Sabendo que a incidência solar varia em média entre $730 \frac{W}{m^2}$ a $750 \frac{W}{m^2}$ em épocas de verão, foi selecionado um valor inteiro de vazão que compreende-se que se aproximasse de tais valores.

Os valores finais obtidos são de vazão de $4,0 \frac{kg}{s}$ em uma incidência solar de $730 \frac{W}{m^2}$.

Esses valor foram obtidos tanto por interpolação simples, quanto pelo método dos mínimos quadrados, representado no gráfico acima. Em ambos os métodos os valores obtidos foram os mesmos.

4.7.2 OBTENÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA DO AR

Possuindo os dados da Vazão Mássica do ar é possível calcular os dados de vazão mássica da água para cada um dos casos propostos.

Devido ao fato do exaustor do Brayton esquentar os Ciclos Rankine, o total de calor transferido por um será o mesmo valor do total de calor recebido pelo outro.

Obtidos os valores calor transferido pelo exaustor, de forma específica e igualando esse valor ao calor transferido a água, conseguimos quantificar qual vazão da água que a ser aquecida em cada caso, conforme tabela 27.

Tabela 27: Valores absolutos da vazão da água

	$\mathcal{V}_{ar} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{s} \right)$ do ar	$Q_H \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$ da água	$\mathcal{V}_{água} \left(\frac{K_j}{K_g} \right)$
Caso 1	4,0	1203,60	2969,1	0,41
Caso 2	4,0	986,95	2869,2	0,34
Caso 3	4,0	834,50	2772,0	0,30
Caso 4	4,0	834,50	2605,5	0,32

4.7.3 CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR

Possuindo os valores de temperatura na entrada e saída do trocador de calor, bem como o valor absoluto de calor trocado para cada um dos casos, se torna possível encontrar o valor de capacidade térmica para cada um dos casos. Conforme expresso na tabela 28.

Tabela 28: Valores da Capacidade Térmica

	ΔT_{ar}	$\Delta T_{água}$	$Q_H \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$C_{ar} \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$C_{água} \left(\frac{K_j}{s} \right)$
Caso 1	300	300	1203,60	4,01	4,01
Caso 2	246	250	986,95	4,01	3,94
Caso 3	208	200	834,50	4,01	4,17
Caso 4	208	200	834,50	4,01	4,17

Com posse desse valor será feita uma comparação entra o valor total de calor transferido em cada um dos casos, e a taxa de transferência de calor máxima possível para cada um dos mesmos. Conforme expresso na tabela 29.

Tabela 29: Transferência de calor máxima possível

	$C_{min} \left(\frac{K_j}{S} \right)$	$T_{q,e} (K)$	$T_{f,e} (K)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{S} \right)$	$Q_{MAX} \left(\frac{K_j}{S} \right)$
Caso 1	4,01	400	50	1203,60	1403,50
Caso 2	3,94	346	50	986,95	1166,24
Caso 3	4,01	308	50	834,50	1034,58
Caso 4	4,01	308	50	834,50	1034,58

Dados os valores obtidos na tabela 29, mostra-se possível construir um trocador de calor para os valores modelados no sistema, pois os valores obtidos são menores do que a taxa de transferência térmica possível para um trocador de calor de correntes contrárias.

4.8 RESULTADOS EM VALORES ABSOLUTOS

Possuindo agora os valores absolutos tanto da vazão mássica do ar quanto da água pode-se calcular todos os valores absolutos de energia gasta e produzida por cada um dos modelos propostos.

Primeiramente serão mostrados os resultados absolutos para o Ciclo Brayton, conforme tabela 30, mostrando o total de energia produzido utilizando somente fontes de calor limpas e renováveis.

Tabela 30: Trabalhos absolutos da Torre Solar

Relação de compressão	$W_C \left(\frac{K_j}{S} \right)$	$W_T \left(\frac{K_j}{S} \right)$	$W_L \left(\frac{K_j}{S} \right)$
6	800,28	1806,56	1006,28
8	971,43	2019,73	1048,29
10	1114,24	2173,41	1059,17

Nessa tabela 30 é mostrado o trabalho absoluto líquido produzido pelo Ciclo Brayton, chegando a valores próximos de 1 MW produzidos.

São calculados também o total de energia consumida pelo Ciclo e seu rendimento total, conforme dados da tabela 31.

Tabela 31: Energia de entrada na Torre em valores absolutos

Relação de compressão	$W_L \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{s} \right)$	η
6	1006,28	2509,62	0,401
8	1048,29	2338,47	0,448
10	1059,17	2195,66	0,482

São expostos agora os resultados absolutos obtidos no ciclo combinado Rankine bem como também os obtidos no Ciclo Híbridizado (tabela 32).

Conforme exposto nas seções anteriores, cada caso possui uma vazão de água diferente, relativo a diferença de temperatura trocada entre ciclos.

Tabela 32: Trabalhos absolutos no Ciclo Rankine

Ciclo Rankine	$W_B \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$W_T \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$W_L \left(\frac{K_j}{s} \right)$
Caso 1	0,33	334,72	334,39
Caso 2	0,20	243,54	243,34
Caso 3	0,12	185,66	185,54
Caso 4	1,26	426,91	425,65

Verifica-se, que em comparação a energia gerada na torre solar, o calor reaproveitado no ciclo combinado gera pelo menos 15% a mais de energia, dependendo da relação de compressão utilizada, podendo chegar a valores próximos de 30%.

Pelo fato de trabalhar com uma diferença maior de pressão, o ciclo híbridizado consegue produzir um trabalho líquido superior aos outros casos, mas em compensação, nem toda energia utilizada pelo mesmo é proveniente de uma fonte limpa.

Por esse motivo, a tabela 33, que mostra o gasto de energia para cada um dos casos, possui um adendo, para mostrar mais claramente a fonte proveniente de cada calor.

Tabela 33: Energia de entrada no Ciclo Rankine em valores absolutos

Ciclo Rankine	$Q_{H1} \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$Q_{H2} \left(\frac{K_j}{s} \right)$	$Q_H \left(\frac{K_j}{s} \right)$
Caso 1	1217,33	0	1217,33
Caso 2	975,53	0	975,53
Caso 3	831,60	0	831,60
Caso 4	833,81	279,36	1113,17

Comparando os 3 primeiros casos com o ciclo híbridizado, mesmo ele utilizando uma parcela de sua energia proveniente de uma fonte externa, esse valor se reflete a um

percentual de menos de 30% do total gasto, mas em contrapartida gera um trabalho líquido produzido bem superior aos primeiros 3 casos, tornando-se assim uma solução bastante interessante.

Em relação aos 3 primeiros casos, que são puramente ciclos combinados, a diferença de energia gerada pelo ciclo combinado é muito superior a diferença de energia produzida pela torre (que para os 3 casos é bastante similar) então o primeiro caso também se torna um caso interessante comparado aos demais.

4.9 CÁLCULOS DA INCIDÊNCIA SOLAR

Para melhor visualização do montante de radiação solar necessária para aquecer o ar, durante os dois dias específicos de estudo, os gráficos das figuras 27 e 28 foram feitos.

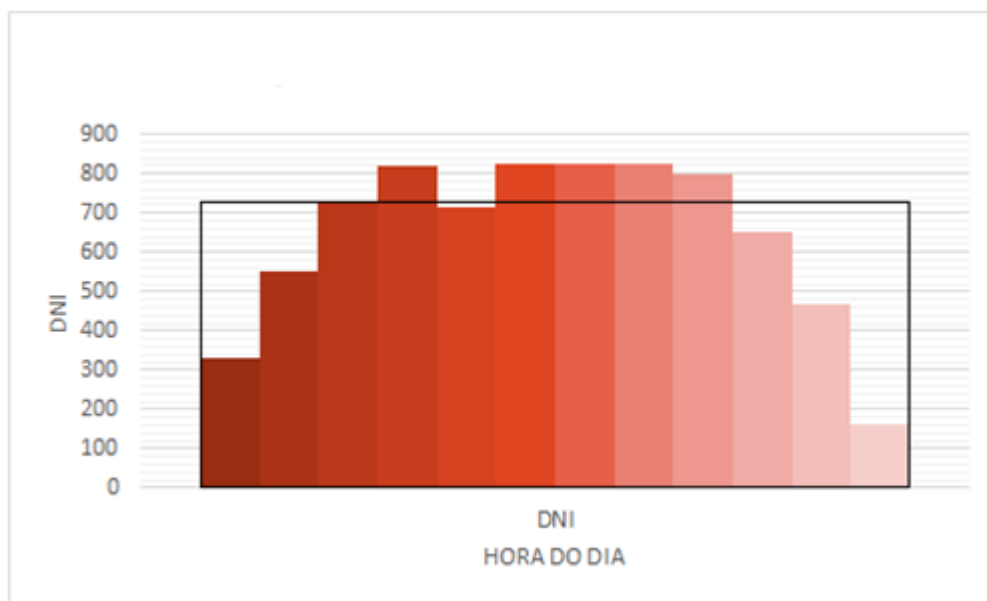


Figura 27: DNI de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de verão)
Fonte: Própria

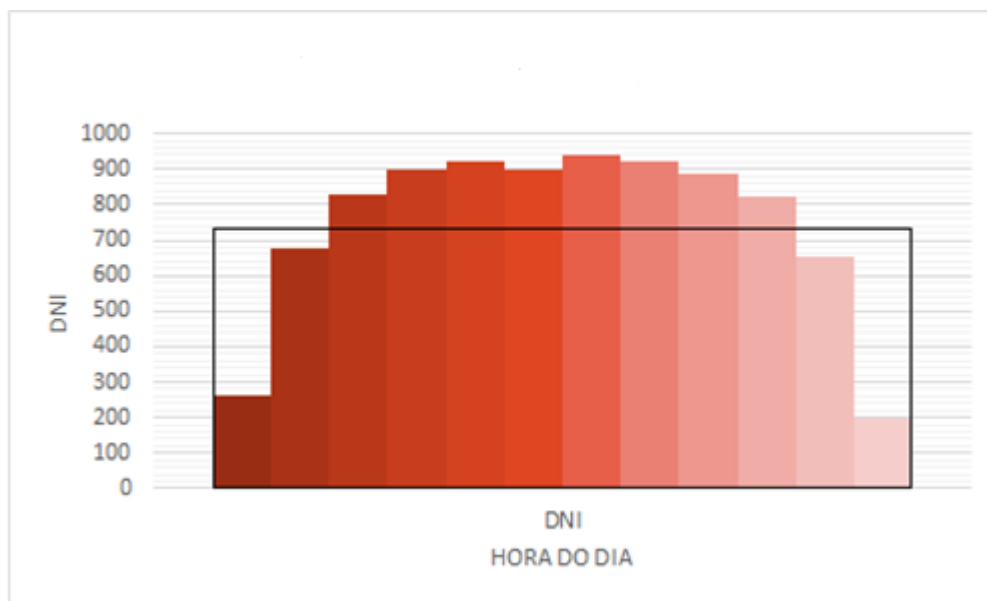


Figura 28: DNI de Bom Jesus da Lapa (Dia de solstício de inverno)
 Fonte: Própria

A área do quadrado preto das figuras, representa a radiação solar que deveria ser atingida pela torre solar, durante todas as suas horas de operação, para garantir que o ar fosse aquecido a temperatura correta antes de entrar na turbina.

Assim, de maneira grosseira, foi calculado que a área não hachurada dos gráficos representa o percentual de energia total recebida pelo ciclo Brayton, que será proveniente de uma fonte externa.

Calculando os valores não hachurados das áreas em preto, chegamos aos valores de: 17,2% e 12,8% para um dia típico de verão e um dia típico de inverno respectivamente. E assim será possível calcular em valores absolutos esse montante de energia, conforme tabelas 34 e 35.

Tabela 34: Energia Externa, dia de solstício de verão

Dia de solstício de Verão				
Casos	Relação de compressão	$Q_{HT} \left(\frac{K_j}{s} \right)$	% Energia Externa	$Q_{HE} \left(\frac{K_j}{s} \right)$
Caso 1	6	2509,62	0,172	431,65
Caso 2	8	2338,47	0,172	402,22
Caso 3	10	2195,66	0,172	377,65

Tabela 35: Energia Externa, dia de solstício de inverno

Dia de solstício de Inverno				
Casos	Relação de compressão	$Q_{HT} \left(\frac{K_j}{s} \right)$	% Energia Externa	$Q_{HE} \left(\frac{K_j}{s} \right)$
Caso 1	6	2509,62	0,128	321,23
Caso 2	8	2338,47	0,128	299,32
Caso 3	10	2195,66	0,128	281,04

4.10 RESULTADOS FINAIS

Com as vazões calculadas, bem como as contribuições externas, necessárias para manter a Torre operando com uma temperatura de entrada constante na turbina, em dias de solstício, tanto de inverno quanto de verão, se torna possível calcular o total de energia produzida em cada um dos dias, o total de energia limpa gasta por cada um dos casos e o total de energia de origem fóssil utilizada (tabelas 36 e 37), para a comparação final.

Tabela 36: Valores finais de energia do sistema (Dia de solstício de verão)

	Energia produzida $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Energia fóssil $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Energia limpa $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Total Energia $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	η
Caso 1	1340,67	431,65	2077,97	2509,62	0,53
Caso 2	1291,63	402,22	1936,25	2338,47	0,55
Caso 3	1244,71	377,65	1818,01	2195,66	0,57
Caso 4	1484,82	657,01	1818,01	2475,02	0,60

Tabela 37: Valores finais de energia do sistema (Dia de solstício de inverno)

	Energia produzida $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Energia fóssil $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Energia limpa $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	Total Energia $\left(\frac{K_j}{s} \right)$	η
Caso 1	1340,67	321,23	2188,29	2509,62	0,53
Caso 2	1291,63	299,32	2039,15	2338,47	0,55
Caso 3	1244,71	281,05	1914,61	2195,66	0,57
Caso 4	1484,82	560,41	1914,61	2475,02	0,60

É importante lembrar que as eficiências encontradas são eficiências puramente do ciclo combinado, do sistema. Pois para conseguir a temperatura necessária para aquecer o ar nos receptores da torre, ocorre uma perda de energia, não considerada nesse trabalho, devido a aspectos inerentes a um projeto de torre solar, que englobam: posicionamento dos espelhos em relação a torre, angulação dos espelhos em relação ao sol, número de espelhos. Também não foram contempladas as ineficiências referentes

aos ciclos, como: perda de carga, ineficiências do compressor, turbinas e bomba, isolamento térmico, entre outros.

A eficiência calculada nesse trabalho, parte do princípio que o calor necessário para aquecer o ar, totalmente ou parcialmente é fornecido pela torre, e as perdas que ocorrem para que esse valor seja atingido não são calculadas, tal qual toda a geometria da torre em si.

5 - CONCLUSÃO

A partir dos valores obtidos em cada caso de operação do sistema, foi concluído, baseando-se apenas nos cálculos térmicos, que é possível a operação de um protótipo de ciclo combinado que gere energia elétrica a partir da energia solar.

Dentre os casos estudados, foi visto que os casos 1 e 4 são os que geram maior energia, por consequência disso o montante de energia fóssil utilizada também é maior (Esse valor representa a energia fóssil utilizada para manter o sistema constante durante todo seu tempo de operação, mesmo em momentos que a incidência solar seja mais baixa do que o mínimo necessário). Mas dado a quantidade de energia elétrica produzida pelo sistema, mesmo mediante a esse pequeno gasto de energia fóssil, pode-se concluir que ambos obtiveram valores satisfatórios, tanto em um dia de solstício de verão, quanto o de inverno.

O fato de grande parte dessa energia produzida ser proveniente de uma fonte limpa é um indicador atrativo para um sistema como esse, porém a tecnologia aplicada para a fabricação do mesmo ainda é custosa. Não foi contemplado neste trabalho uma análise de custo, mas sugere-se a continuação do mesmo, incorporando as ineficiências a cada componente dos ciclos e um estudo econômico de um empreendimento desse porte.

É, porém, possível prever que com o aumento dos estudos de heliotermia e com a busca de novas soluções para os entraves financeiros, seja factível crer que esse tipo de geração de energia ainda crescerá bastante e pode desempenhar um importante papel dentro da matriz energética brasileira e mundial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alguacil, M., Prieto, C., Rodriguez, A. and Lohr, J. (2014) 'Direct steam generation in Parabolic trough collectors', *Energy Procedia*, 49, pp. 21–29. doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.003.

Alqahtani, B.J. (2016) 'Integrated solar combined cycle power plants: Paving the way for thermal solar', *Applied Energy*, 169, pp. 927–936. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.083.

ANEEL (2014) *ENERGIA SOLAR 30 3.2. RADIAÇÃO SOLAR*. Disponível em: [http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar\(3\).pdf](http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-Energia_Solar(3).pdf) (Accessed: 11/2016).

Anderson, B.N. (2013) ' *Brayton cycle Baseload Power tower CSP system* ' *DOE SunShot program review*. Disponível em: http://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042313_anderson.pdf (Accessed: 07/2016)

Australian Renewable Energy Agency (2014) *Solar air turbine systems - Australian renewable energy agency*. Disponível em: <http://arena.gov.au/project/solar-air-turbine-systems/> (Accessed: 08/2016).

Borgnakke, C., Sonntag, R.E. and Wylen, G.J.V. (2009) *Fundamentals of thermodynamics*. 7th edn. Chichester, United Kingdom: John Wiley & Sons.

Callen, H.B. (2005) *Thermodynamics and an introduction to thermostatistics*. 2nd edn. New Delhi: Wiley india Pvt.

Chemistry, R.S. of (2014) *For enquiries about our work in tackling the world's challenges*. Disponível em: <http://www.rsc.org/campaigning-outreach/global-challenges/energy> (Accessed: 07/2016).

Company, G.E. (2016) *GEA32278 Ashalim case study VDEF*. Disponível em: https://www.gerenewableenergy.com/content/dam/gepower-renewables/global/en_US/documents/csp-solar/GEA32278_Ashalim_Case_Study_VDEF.pdf (Accessed: 08/2016).

CSPWorld (2015) *CSP world map*. Disponível em: <http://www.cspworld.org/cspworldmap> (Accessed: 10/2016).

Delpriore (2009) Disponível em: <http://www.slideshare.net/delpriore/o-fenomeno-da-cavitao> (Accessed: 10/2016).

DSG (2010) *Direct steam generation (DSG) technology overview*. Disponível em: http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian_Feldhoff_Direct_Steam_Generation.pdf (Accessed: 09/2016).

Energia, A.A. (2015) *Rio Grande do Norte e São Paulo receberão torres solares heliotérmicas*. Disponível em: <https://www.ambienteenergia.com.br> (Accessed: 07/2016).

Energia Heliotérmica Nacional (2013) Disponível em: <http://energiaheliotermica.gov.br> (Accessed: 08/2016).

Energia, P. (2016) *Vantagens e desvantagens da energia solar*. Disponível em: <http://www.portal-energia.com/vantagens-e-desvantagens-da-energia-solar/> (Accessed: 06/2016).

Energy, B. (2016) *Concentrating solar power*. Disponível em: <http://www.brightsourceenergy.com> (Accessed: 08/2016).

GIZ (2016) *Iniciativa Alemã para Tecnologias Limpas (DKTI): Energia Heliotérmica no Brasil*. Disponível em: <https://www.giz.de/en/worldwide/36620.html> (Accessed: 10/2016).

IF-UFRGS (2013) *Leis da Termodinâmica*. Disponível em: http://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/leis_termodinamica.htm (Accessed: 05/2016).

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A. (2006) *Introduction to heat transfer*. 5th edn. New York, NY, United States: John Wiley & Sons.

Kalogirou, S.A. (2014) *Solar energy engineering: Processes and systems*. 2nd edn. Waltham, MA: Academic Press.

Lodi, C. (2011) *PERSPECTIVAS PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL UTILIZANDO A TECNOLOGIA SOLAR TÉRMICA CONCENTRADA*. Disponível em: http://www.ppe.ufrj.br/ppes/production/tesis/cristiane_lodi.pdf (Accessed: 08/2016).

Malagueta, D.C. (2013) *AVALIAÇÃO DE ALTERNATIVAS PARA INTRODUÇÃO DA GERAÇÃO ELÉTRICA TERMOSSOLAR NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA*. Disponível em: <http://www.ppe.ufrj.br/ppes/production/tesis/malagueta.pdf> (Accessed: 10/2016).

Nakatani, H., Osada, T. and Tagawa, M. (2012) 'Development of a concentrated solar power generation system with a hot-air turbine KAZUTA KOBAYASHI *3 MASAHARU WATABE *4', *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 49.

NREL (2013) *Welcome to SAM*. Disponível em: <https://sam.nrel.gov/> (Accessed: 05/2016).

National Renewable Energy (2013) *Solar research*. Disponível em: <http://www.nrel.gov/solar/> (Accessed: 07/2016).

Rankine, C. (2013) *Ciclos de Potência a vapor*. Disponível em: http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula_em524_pdf/aula-16.pdf (Accessed: 09/2016).

Scaife, G.W., Scaife, W.G.S. and Parsons, C. (1999) *From galaxies to turbines: Science, technology and the Parsons family*. Bristol: Institute of Physics Publishing.

School of Physics, University of Sidney (2002) *APP - current research > solar thermal energy > CLFR technology*. Disponível em: <http://www.physics.usyd.edu.au/app/research/solar/clfr.html> (Accessed: 10/2016).

Solar, P. (2016) *O QUE É ENERGIA SOLAR? | portal solar - Tudo sobre Energia solar Fotovoltaica*. Disponível em: <http://www.portalsolar.com.br/o-que-e-energia-solar-.html> (Accessed: 07/2016).

US Department of Energy (2016) *Energy.Gov*. Disponível em: <http://www.energy.gov/> (Accessed: 08/2016)

Wilson Solarpower Corporation (2015) 'Wilson Solarpower', Disponível em: <http://www.wilsonsolarpower.com/> (Accessed: 07/ 2016).

WordPress (2016) *PAKISTAN RENEWABLE ENERGY SOCIETY*. Disponível em: <http://www.pres.org.pk/category/re-technologies/solar-energy/solar-thermal/power-tower/> (Accessed: 08/ 2016).