Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Elétrica
Graduação em Engenharia Elétrica

RHAFAEL HENRIQUE DE OLIVEIRA GARCIA

ANÁLISE DE VIABILIDADE DE IMPLANTAÇÃO DE MICROGERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO CICLOS A VAPOR SATURADO E EUCALIPTO

Uberlândia
2019

RHAFAEL HENRIQUE DE OLIVEIRA GARCIA

ANÁLISE DE VIABILIDADE DE IMPLANTAÇÃO DE MICROGERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO CICLOS A VAPOR SATURADO E EUCALIPTO

Trabalho apresentado como requisito parcial de avaliação na disciplina Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia.

Orientador: Dr. Prof. Carlos Eduardo Tavares

_____

Assinatura do Orientador

Uberlândia

2019

Dedico este trabalho aos meus pais, pelo estímulo, carinho e compreensão, que me permitiram chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Ao Dr. Prof. Carlos Eduardo Tavares, que além das valorosas orientações, sempre me deu grande incentivo e motivação para conclusão deste trabalho

À minha família e namorada, pela paciência e compreensão pelas inúmeras horas, nos finais de semana e nas noites em que me dediquei a este trabalho.

A todos meus amigos de jornada que colaboraram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

RESUMO

O emprego da biomassa florestal como energia primária para geração de vapor é muito utilizado em processos industriais. Muito das vezes para ter a pressão necessária na caldeira necessita expelir determinada quantidade de vapor saturado do processo. O objetivo deste trabalho é apresentar uma análise de viabilidade de implantação de microgeração de energia elétrica operando com ciclos a vapor saturado utilizando lenhas de toras de eucalipto. Indicando suas características técnicas, vantagens, limitações e detalhamentos de sua montagem também é apresentada uma análise econômica do investimento, bem como a viabilidade de sua instalação. Um dos dados obtidos e destacados neste trabalho é a relação dos custos do projeto a ser instalado pela potência gerada e a comparação com outras fontes de geração de energia elétrica.

PALAVRAS CHAVE: microgeração; ciclos a vapor; análise de viabilidade.

ABSTRACT

The use of forest biomass as primary energy for steam generation is widely used in industrial processes. Too often to have the necessary pressure in the boiler needs to expel a quantity of saturated steam from the process. The objective of this work is to present an analysis of the feasibility of implantation of electric energy microgeneration operating with saturated steam cycles using eucalyptus logs. Indicating their technical characteristics, advantages, limitations, details of your assembly and also aims an economic analysis of the investment, as well as the feasibility of its installation. One of the data to be obtained is the relation of the costs of the project to be installed by the power generated and the comparison with other sources of electricity generation.

KEY WORDS: microgeneration; steam cycles; feasibility analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema termodinâmico do sistema para geração de energia elétrica.....13

Figura 2 - Diagrama T x s (Temperatura x Entropia) para ciclo de Rankine.....14

Figura 3 – Modelo de caldeira flamotubular 21

Figura 4 – Válvula reguladora de pressão.....21

Figura 5 – Modelo de uma turbina.....22

Figura 6 – Condensador aberto.....22

Figura 7 – Gerador elétrico AC.....23

Figura 8 – Bomba de água.....23

Figura 9 – Gráfico entalpia-entropia (h-s) da expansão do vapor em uma turbina.....24

Figura 10 – Especificação da caldeira do sistema. (Fonte: Laticínios Karol).....35

Figura 11 – Folha de dados do MIT. (Fonte: site WEG).....35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades termodinâmicas de água saturada.....16
Tabela 2 – Propriedades do vapor saturado.....17
Tabela 3 – Poder calorífico, densidade e preço da lenha.....19
Tabela 4 – Valores de $\omega_{Turbina}$, $\dot{w}_{gerador}$, $\omega_{gerador}$ *e* η_{global} *para turbina Tesla.....29*

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

UFU – Universidade Federal de Uberlândia

FEELT – Faculdade de Engenharia Elétrica

TUG's – Tomadas de Uso Geral

kWh – Quilowatt-hora

PCI – Poder Calorífico Inferior

SUMÁRIO

RESUMO
ABSTRACT
LISTA DE ILUSTRAÇÕES
LISTA DE TABELAS
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS
1. INTRODUÇÃO.....11
1.1 Características da microgeração e da biomassa.....*12*
1.2 Objetivos.....*13*
2. PROJETO DO CICLO TERMODINÂMICO.....13
2.1 Determinação do modelo termodinâmico.....13
2.2 Materiais e métodos.....14
2.3 Cálculo do rendimento térmico do sistema.....15
2.4 Cálculo da quantidade de lenha de toras de eucalipto consumida.....20
3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA À SER APLICADO.....20
3.1 Introdução.....*20*
3.2 Componentes do sistema.....*21*
4. MEMORIAL DE CÁLCULOS.....*24*
4.1 Rendimento de turbina a vapor.....*24*
4.2 Rendimento da turbina Tesla e do sistema.....*28*
4.2.1 Rendimento térmico.....*28*
4.2.2 Rendimento global.....*29*
4.2.3 Rendimento da turbina.....*29*
4.2.4 Rendimento do sistema.....*30*
4.2.5 Rendimento líquido do sistema.....*30*
4.3 Rendimento com cogeração.....*31*
5. ANÁLISE DE VIABILIDADE.....*31*
5.1 Determinação do custo do quilowatt-hora gerado.....*31*
5.2 Estimativa dos gastos do sistema.....*32*
5.3 Comparativo com outras energias renováveis.....*32*
6. CONCLUSÕES.....33
7. REFERÊNCIAS.....34

ANEXO A: ESPECIFICAÇÃO DA CALDEIRA.....*35*
ANEXO B: FOLHA DE DADOS DE MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO.....*35*

1 INTRODUÇÃO

O crescimento econômico, vem seguido de mudanças na infraestrutura das cidades, das indústrias e do cotidiano das pessoas, o que afeta vigorosamente na demanda por energia. À medida que um país se desenvolve e o padrão de vida da população se amplia e o consumo de energia elétrica aumenta rapidamente. Em razão disso é necessário buscar um meio de utilizar toda energia disponível possível para produzir eletricidade (Roquette, 2017).

Uma das opções mais econômicas para a geração de energia elétrica com queima direta de biomassa, em escala relativamente pequena, seria a aplicação do sistema de caldeira e turbina a vapor. Contudo, esta condição somente se apresenta viável quando esta geração é para potências acima de 250kW (ELETROBRÁS, 2008).

Entalpia (H) é uma função termodinâmica que mede a energia total (calor) de um sistema a pressão constante, crucial para entender se reações químicas absorvem (endotérmicas, $\Delta H > 0$) ou liberam (exotérmicas, $\Delta H < 0$) calor. Ela é a energia interna mais o trabalho realizado pela pressão, sendo expressa em Joules (J) ou calorias (cal) e fundamental para prever o fluxo de calor em processos como formação de substâncias ou combustão, através da variação de entalpia (ΔH).

Entropia é um conceito central na física, medindo a desordem, aleatoriedade ou o número de configurações possíveis de um sistema, associada à segunda lei da termodinâmica, que afirma que a entropia total do universo tende a aumentar, indicando que processos naturais movem sistemas para estados mais desorganizados e menos energia disponível para trabalho. Pode ser entendida como a tendência do universo para o caos (o café esfriando e se espalhando) ou, na teoria da informação, como incerteza sobre uma fonte de dados.

Vapor saturado é o vapor de água que coexiste com a água líquida em equilíbrio, na mesma temperatura e pressão, estando exatamente no seu ponto de ebulição sem ter sido aquecido além disso, e pronto para condensar se perder um pouco de energia, sendo ideal para esterilização e aquecimento industrial por sua alta capacidade de transferência de calor. O vapor saturado é utilizado em diversas aplicações industriais principalmente em sistemas de troca térmica. Existem equipamentos e processos onde se necessita de aquecimento, cocção, esterilização, evaporação, provocar vácuo, secagem e diversas outras etapas nos processos produtivos que necessitam deste fluido. Os segmentos onde se utiliza vapor saturado de forma intensiva são o alimentício (açúcar, carnes, cerveja, *laticínios*, soja, sucos, tomate), farinhas, farmacêutico, madeira, metalurgia (alumínio, carbonato de cálcio, cobre, níquel, zinco), papel, papelão, químicas, siderurgia, têxtil, dentre outros.

Em alguns equipamentos que utilizam o vapor saturado, como por exemplo uma caldeira, se necessita de reduzir a pressão do mesmo. Os principais motivos são os equipamentos não suportarem a pressão de geração de vapor, e/ou o processo necessita de uma temperatura menor que a contida no vapor gerado na caldeira. Por outro lado, para se reduzir a pressão do vapor saturado as válvulas provocam uma restrição ao fluxo. A mesma é também chamada de "perda de carga". Ou seja, necessita-se de realizar uma perda de energia no fluido. Esta perda de energia pode ser também identificada como uma irreversibilidade.

Neste contexto, este trabalho consiste no desenvolvimento e análise de viabilidade para implantação de uma microgeração de energia elétrica operando com ciclos de vapor saturado utilizando lenhas de toras de eucalipto. O objetivo é reduzir custos na conta de energia elétrica e utilizar com mais eficiência os recursos disponíveis numa indústria que utiliza vapor em seus processos.

1.1 Características da microgeração e da biomassa

A utilização da biomassa florestal como fonte de energia é, sem dúvida, a alternativa que contempla a vocação natural do Brasil. Entretanto, apesar do comprovado potencial, a biomassa florestal não recebe dos governos a atenção necessária na concepção da matriz energética brasileira. Diante da atual crise de energia, os baixos custos de produção da biomassa florestal, decorrentes da alta produtividade, mostram que é necessário repensar o uso da madeira como fonte de energia (Magalhães, 2001).

Os avanços tecnológicos na área florestal e na área de geração reduziram custos nos últimos anos, elevando a rentabilidade das usinas a níveis próximos aos exigidos pelo mercado. Além disso do ponto de vista ecológico, não se pode negar que os plantios de eucalipto reduzem a pressão sobre os remanescentes florestais nativos, além de promover a ocupação de área ociosas (Magalhães, 2001).

A microgeração e o uso da biomassa apresentam diversas vantagens, principalmente em áreas rurais, dentre elas podemos citar:

- A energia produzida pelo sistema de microgeração é utilizada no mesmo local em que é produzida, dispensando linhas de transmissão e os custos associados à sua manutenção e perdas por dissipação.
- O aproveitamento do vapor que é expelido da caldeira para ser transformado em energia limpa, como poderá ser visto no trabalho aqui proposto;
- Com a produção dessa energia elétrica através do vapor saturado, pode-se ter uma economia no consumo da conta de energia da concessionária.

- O sistema para geração de energia elétrica com turbina a vapor fornece como subproduto água quente. A água aquecida pode ser utilizada em chuveiros e torneiras, os quais representam, em média, grande parte do consumo energético em uma residência e/ou indústria, dispensando o uso de eletricidade para este fim.
- Este sistema do mesmo modo permite utilizar a energia gerada para alimentação de circuitos de iluminação e TUG's.

1.2 Objetivos

Tendo em vista o cenário de mudança no país, onde se prevê uma continuação do aumento do consumo energético, a necessidade de se utilizar de recursos e aproveitamento integral dos resíduos industriais, o presente trabalho visa à análise de viabilidade de implantação de microgeração de energia elétrica operando com ciclos a vapor saturado e utilizando lenhas de toras de eucalipto.

Têm-se como objetivo também a indicação de suas características técnicas, vantagens, limitações, detalhamento de sua montagem e além disso se objetiva uma análise econômica do investimento, bem como a viabilidade de sua instalação. Um dos dados a serem obtidos é a relação dos custos do projeto a ser instalado pela potência gerada e a comparação com outras fontes de geração de energia elétrica.

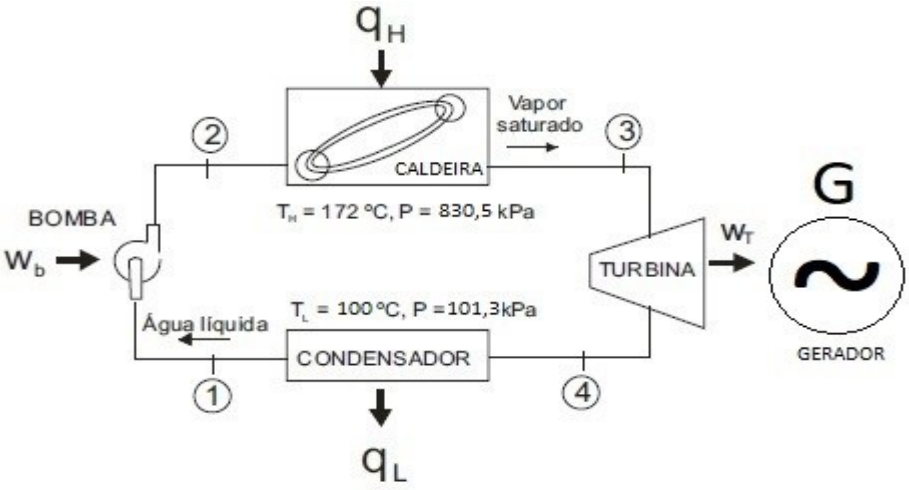
2 PROJETO DO CICLO TERMODINÂMICO

Neste tópico será determinado o tipo de modelo, materiais e métodos utilizados, cálculo do rendimento térmico do sistema e da quantidade de lenha consumida.

2.1 Determinação do modelo termodinâmico

O ciclo térmico do sistema Rankine (LEE e SEARS, 1969) é mostrado na Figura 1. Fazem parte do ciclo a caldeira, a turbina, o condensador, a bomba e o gerador.

Figura 1 – Esquema termodinâmico do sistema para geração de energia elétrica.

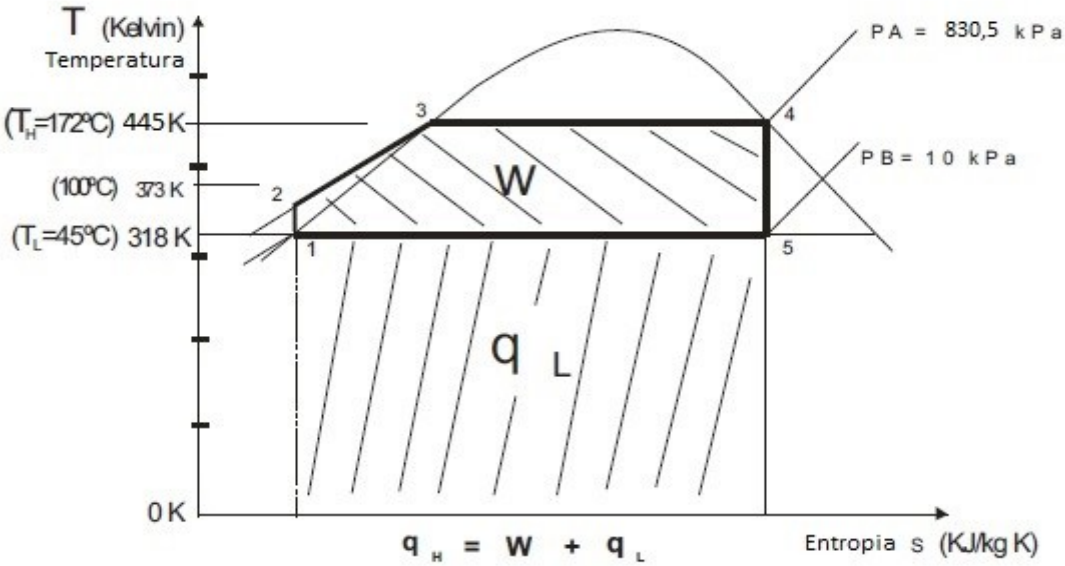


(Fonte: Autor)

O vapor que sai da turbina pode ser condensado em um reservatório aberto (uma caixa d´água) submergindo a ponta de um tubo que recolhe o vapor da saída da turbina. Neste caso, tem-se uma condensação à pressão ambiente. A caixa d´água troca calor com o ambiente e sua temperatura não atinge a temperatura de evaporação, embora alguma evaporação ocorra.

O rendimento do ciclo de Rankine depende da temperatura da fonte quente T_H (ponto 3) e da fonte fria T_L (ponto 1). A Figura 2 mostra no diagrama temperatura (T) x entropia (s) as áreas correspondentes ao trabalho produzido pela turbina, W (área 1,2,3,4,5,1), o calor perdido na fonte fria, q_L e o calor fornecido pela fonte quente, q_H = w + q_L. O rendimento do ciclo de Rankine é w/q_H (ou a divisão das respectivas áreas no gráfico).

Figura 2 – Diagrama T x s (Temperatura x Entropia) para ciclo de Rankine.



(Fonte: BATISTA, 2009).

2.2 Materiais e métodos

A caldeira utilizada produz 300 kg/h (máximo) de vapor saturado à temperatura de 172ºC e pressão de 830,5 kPa. Esta temperatura e pressão, bastante inferiores àquelas utilizadas em grandes termelétricas, resultam em um rendimento menor. A escolha destes valores, relativamente baixos, visa à obtenção de custos menores de materiais e componentes do sistema, resultando num sistema com preço mais acessível e riscos reduzidos. Avaliou-se que a temperatura de 172ºC e pressão de 830,5 kPa fornecem boa relação de custo/benefício, como pode ser observado na Figura 2.

A eficiência do ciclo térmico de 15,2% (esse valor será demonstrado no próximo tópico), significa que é esta a percentagem da energia térmica entregue à caldeira (com a queima da tora de lenha de eucalipto tratado) que será efetivamente fornecida à turbina. A eficiência global do sistema, ou seja, quanta energia elétrica será produzida no gerador para uma determinada quantidade de lenha queimada na caldeira depende, além da eficiência do ciclo térmico, do rendimento da turbina e do rendimento do gerador. As perdas nas tubulações não são significativas.

No cálculo do rendimento global do sistema deve ser somada a contribuição da água quente produzida e que pode ser utilizada em chuveiros e torneiras, pois esta evita a utilização da energia elétrica gerada para esta finalidade. Esta característica é importante uma vez que, em média, a energia gasta nos chuveiros corresponde a mais de 30% do consumo de residências.

De forma a demonstrar teoricamente, o sistema é implementado utilizando a temperatura de condensação a pressão ambiente, ou seja, T_L = 100ºC em um condensador aberto (uma caixa d'água de 1.000 litros). Para exemplificar e quantificar foi feito uma pesquisa e coleta de dados em um laticínio na cidade de Monte Carmelo/MG. A caldeira utilizada neste trabalho tem produção de 200 kg/h de vapor utilizando água à 80% (Anexo B).

2.3 Cálculo do rendimento térmico do sistema

Calcula-se aqui a eficiência do ciclo térmico para condensação à temperatura de T_L = 100ºC e pressão de 101,3 kPa (estado de saturação com condensador aberto). O vapor deixa a caldeira como vapor saturado indicado na Figura 1 como o número (3). O esquema termodinâmico foi mostrado na Figura 1.

Indica-se por w_b o trabalho na bomba por quilograma de fluído que escoa no equipamento e por q_L o calor rejeitado pelo fluído de trabalho por quilo de fluído que escoa no

equipamento, q_H o calor fornecido pela caldeira, w_T o trabalho produzido pela turbina, v o volume específico do fluido e x o título (índice).

Volume de controle: Bomba. Análise dos estados (1) e (2) (Figura 1):

Primeira lei da termodinâmica:

$$w_b = h_2 - h_1 \quad (1)$$

Onde:

w_b *= Trabalho na bomba*

h_1 *= entalpia inicial índice 1*h_2 *= entalpia final índice 2*

Segunda lei da termodinâmica:

s2 igual a s1 é um processo isentrópico. Supondo que a eficiência seria de 100%, o que na realidade não existe no ciclo real, pois há perdas por atrito e irreversibilidades. Portanto, a eficiência seria menor. Nesse estudo vamos adotar:

$$s_2 = s_1 \quad (2)$$

Sendo:

s_1 *= entropia inicial índice 1*

s_2 *= entropia final índice 2*

A temperatura no estado (1), T_1 = 100ºC, corresponde à pressão p_1 = 101,3 kPa para água líquida e entalpia de h_1 = 419,02 kJ/kg. O volume específico, v, para água líquida a 100ºC e 101,3 kPa é 0,001044 m³/kg. A temperatura no estado (2) é T_2 = 172ºC e a pressão p_2 = 830,5 kPa. Valores obtidos da tabela de vapor a seguir (WYLEN e BORGNAKKE, 2003).

Tabela 1 – Propriedades termodinâmicas de água saturada.

		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_l	v_v	u_l	u_{lv}	u_v	h_l	h_{lv}	h_v	s_l	s_{lv}	s_v
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548

(Fonte: Apêndice B – Van Wylen)

Admitindo-se que o líquido seja incompressível,

$$w_b = v.(p_2 - p_1) = (0{,}001044).(830{,}5 - 101{,}3) = 0{,}761\ kJ/kg \quad (3)$$

$$h_2 = h_1 + |w_b| = 419{,}02 + 0{,}761 = 419{,}78\ kJ/kg \quad (4)$$

Sendo:

w_b = *Trabalho na bomba*

v = *Volume específico*

p_2 = *Pressão final índice 2*

p_1 = *Pressão inicial índice 1*

h_1 = *entalpia inicial índice 1*

h_2 = *entalpia final índice 2*

Volume de controle: Caldeira. Análise dos estados (2) e (3) (Figura 1):

Primeira lei:

$$q_H = h_3 - h_2 \quad (5)$$

Onde:

q_H = *Calor fornecido pela caldeira*

h_2 = *entalpia inicial no índice 2*

h_3 = *entalpia final no índice 3*

A temperatura no estado (3), T_3 = 172ºC, corresponde à pressão p_3 = 830,5 kPa para o vapor saturado e entalpia de h_3 = 2770 kJ/kg. Valores obtidos da Tabela 2 de vapor saturado (BATISTA, 2009).

Tabela 2. Propriedades do vapor saturado.

°C	kPa	m³/kg	kJ/kg	kJ/kg °C	kJ/kg °C	kJ/kg °C	kg/ms		kJ/kg °C	cp/cv	m²/s
T	P	v	h	s	cp	cv	μ	c	R	k	ν
172	830.5	0.232	2770	6.65	2.477	1.765	0.00001475	501.2	0.712	1.403	3.422E-06

(Fonte: Software Equation Engineering System)

$$q_H = h_3 - h_2 = 2770 - 419{,}78 = 2350{,}22\ kJ/kg \qquad (6)$$

Volume de controle: Turbina. Análise dos estados (3) e (4) (Figura 1):

Primeira lei:

$$w_T = h_4 - h_3 \qquad (7)$$

Onde:

w_T *= Trabalho produzido pela turbina*

h_3 *= entalpia inicial no índice 3*

h_4 *= entalpia final no índice 4*

Segunda lei:

$$s_3 = s_4 = 6{,}6503\ kJ/kg\ K \qquad (8)$$

Sendo:

s_3 *= entropia inicial índice 3*

s_4 *= entropia final índice 4*

O valor da entalpia no estado (3) é h_3 = 2770 kJ/kg.

A temperatura no estado (4), T_4= 100 ºC, corresponde à pressão p_4 = 101,3 kPa para o vapor no estado de saturação. Neste estado, a entropia do líquido saturado é s_{41}= 1,3068 kJ/kg K e a diferença entre a entropia do líquido saturado e a entropia do vapor saturado é s_{41v} = 6,048 kJ/kg K. A entalpia do líquido saturado é h_{41} = 419,02 kJ/kg e a diferença entre a entalpia do líquido saturado e a entalpia do vapor saturado é h_{41v} = 2.257,03 kJ/kg. Valores obtidos da tabela de vapor a seguir (WYLEN e BORGNAKKE, 2003).

Tabela 1 – Propriedades termodinâmicas de água saturada.

		Volume específico (m^3/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
Temp. °C	Pressão kPa	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_f	v_v	u_f	u_{fv}	u_v	h_f	h_{fv}	h_v	s_f	s_{fv}	s_v
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548

(Fonte: Apêndice B – Van Wylen)

Pode-se determinar no estado (4) a partir da entropia neste estado. Assim,

$$s_3 = s_4 = 6{,}6503 = 1{,}3068 + x_4 . 6{,}048 \rightarrow x_4 = 0{,}8829 \quad (9)$$

$$h_4 = 419{,}02 + (0{,}8829).(2.257{,}03) = 2410{,}9\ kJ/kg \quad (10)$$

$$w_T = h_3 - h_4 = 2770 - 2410{,}9 = 359{,}7\ kJ/kg \quad (11)$$

Volume de controle: Condensador. Análise dos estados (1) e (4) (Figura 1):

Primeira lei:

$$q_L = h_4 - h_1 \quad (12)$$

$$q_L = h_4 - h_1 = 2410{,}9 - 417{,}4 = 1.993{,}5\ kJ/kg \quad (13)$$

Onde:

q_L *= o calor rejeitado pelo fluído de trabalho por quilo de fluído que escoa no equipamento*

h_4 *= entalpia inicial no índice 4*

h_1 *= entalpia final no índice 1*

Pode-se agora calcular o rendimento térmico:

O rendimento térmico é da do pela equação 14:

$$\eta_{ciclo\ térmico} = \frac{w_{Líquido}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{w_T - w_b}{q_H} = \frac{359{,}7 - 0{,}761}{2.350{,}22} = 0{,}152 = \mathbf{15{,}2}\% \qquad (14)$$

Sendo que:

$\eta_{ciclo\ térmico}$ *= rendimento térmico*

$w_{Líquido}$ *= trabalho líquido*

Observação: O rendimento térmico será menor quando corrigir o rendimento da turbina, pois estamos analisando o modelo ideal.

Considerando uma vazão mássica $\dot{m}$ *= 300 kg/h = 0,08333 kg/s (máximo obtido na caldeira utilizada), tem-se a energia térmica máxima entregue à turbina:*

$$\dot{w}_{máx} = w_T \,.\, \dot{m} = (359{,}7).(0{,}08333) = 29{,}98\ kJ/s \cong 30\ kW$$

(15)

Onde:

$\dot{w}_{máx}$ *= energia térmica máxima*

w_T *= Trabalho produzido pela turbina*

$\dot{m}$ *= vazão mássica*

A energia gasta na bomba é:

$$\dot{w}_b = W_b \,.\, \dot{m} = 0{,}761 \,.\, (0{,}08333) = 0{,}063\ kJ/s = 63\ W \qquad (16)$$

Sendo que:

$\dot{w}_b$ *= energia térmica bomba*

w_b *= Trabalho na bomba*

$\dot{m}$ *= vazão mássica*

A energia entregue a caldeira pela lenha:

$$\dot{Q}_H = q_H \,.\, \dot{m} = (h_3 - h_2).\dot{m} = (2.352{,}4).(0{,}0833) = 196\ kJ/s = 196\ kW \qquad (17)$$

Onde:

$\dot{Q}_H$ *= energia entregue a caldeira*

q_H *= calor fornecido pela caldeira*

$\dot{m}$ *= vazão mássica*

2.4 Cálculo da quantidade de lenha de toras de eucalipto consumida

Considerando as propriedades da lenha e preço médio (dados coletados na pesquina no laticínio já mencionado neste trabalho), mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 – Poder calorífico, densidade e preço da lenha [1]

Características da lenha de tora de eucalipto	
Poder calorifíco da lenha (PCI)	*4.400 kcal/kg*
Densidade da lenha (ρ)	*400 kg/m³*
Preço da lenha	*R$ 33,18/m³*

(Fonte: Laticínios Karol)

Da equação (17), convertendo em calorias o calor fornecido pela lenha a caldeira:

$$\dot{Q}_H = 196\ kJ/s = 196\ .\ 0{,}239\ .\ 3600\ kcal/h = 168.638{,}4\ kcal/h \qquad (18)$$

Da Tabela 3, o consumo mássico de lenha de tora de eucalipto para entregar 29,98 kW (equação (15)) à turbina é:

$$\dot{m}_{lenha} = \frac{168.638{,}4\ kcal/h}{4400\ kcal/kg} = 38{,}33\ kg/h \qquad (19)$$

Ou o consumo volumétrico de lenha de tora de eucalipto é:

$$\dot{V}_{lenha/h} = \frac{38{,}33\ kg/h}{400\ kg/m^3} \cong 0{,}095\ m^3/h \qquad (20)$$

O consumo de lenha por kW de energia produzida pelo sistema depende da eficiência real do sistema, ou seja, deve-se medir a energia efetivamente gerada, a qual é reduzida devido às perdas na turbina, na transmissão (polias e correias) e no gerador. Tal cálculo é apresentado nos capítulos a seguir.

3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA À SER APLICADO

3.1 Introdução

O sistema estudado neste trabalho será composto por uma caldeira à lenha, válvula reguladora de pressão, uma turbina, um condensador aberto, um gerador elétrico e uma bomba.

---

[1] Valor médio em região do triângulo mineiro no estado de Minas Gerais. Metro cúbico com espaços entre as peças (estere).

3.2 Componentes do sistema

A Figura 3 mostra um modelo de caldeira flamotubular que servirá para produzir a partir da queima de lenhas de toras de eucalipto o vapor saturado necessário para a produção final de energia elétrica, utilizada para este estudo (Anexo A).

Figura 3 – Modelo de caldeira flamotubular.

(Fonte: ECAL Caldeiras e Aquecedores)

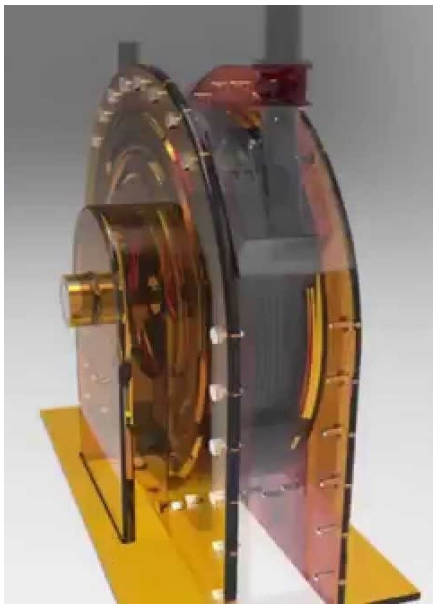
A Figura 4 mostra a válvula reguladora de pressão, ela ficará responsável pelo o controle da tensão e frequência da energia elétrica fornecida pelo gerador elétrico, mantendo-se a pressão da saída da caldeira constante, ou seja, um consumo constante de energia.

Figura 4 – Válvula reguladora de pressão.

(Fonte: IdealRV)

A Figura 5 mostra um modelo de uma turbina, que irá consumir energia térmica do vapor d'água saturado, transformando-a em energia mecânica.

Figura 5 – Modelo de uma turbina.



(Fonte: Autor)

A Figura 6 mostra o condensador aberto aonde será feito a liquefação do vapor que sai da turbina e retorna à caldeira no estado líquido.

Figura 6 – Condensador aberto.

(Fonte: RAMA COSTA Materiais para Construção)

A Figura 7 ilustra um gerador elétrico AC, que ficará responsável pela conversão de energia mecânica em energia elétrica que irá ser utilizada tanto para circuitos de força e/ou de iluminação.

Figura 7 – Gerador elétrico AC.

(Fonte: SD MAZZI Motores)

Por fim, a Figura 8 mostra a bomba que tem responsabilidade de transferir a água do condensador aberto para a caldeira e/ou para outras funcionalidades dentro da indústria.

Figura 8 – Bomba de água.

(Fonte: Paraíso das Bombas)

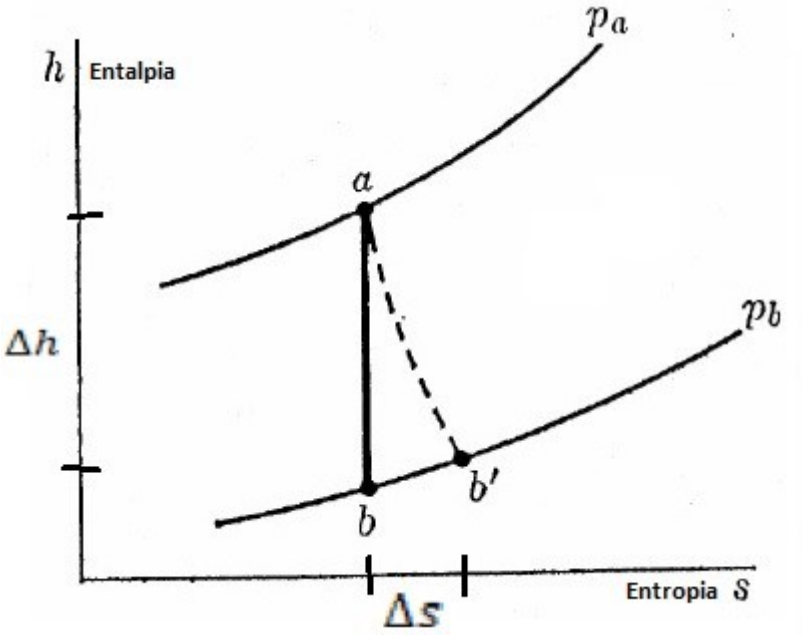
4 MEMORIAL DE CÁLCULOS

Neste capítulo serão apresentados os cálculos dos rendimentos da turbina, do sistema como um todo e as perdas do gerador.

4.1 Rendimento de turbina a vapor

A Figura 9 demonstra o processo de expansão no diagrama h-s para uma turbina de estágio único (LEE e SEARS, 1969). Este diagrama é muito útil quando se estudam os precessos de escoamento estacionário, como são os que se dão nas turbinas. Ao estudar, o vapor de água através de uma turbina adiabática Δh, distância vertical entre os estados de entrada (a) e saída (b e b'), é uma medida do trabalho fornecido pela turbina e a distância horizontal entre estes mesmos estados, Δs é uma medida das irreversibilidades associadas ao processo (Figura 9). O diagrama h-s também é conhecido por ***diagrama de Mollier*** *(ciencista alemão 1863-1935).*

Figura 9 – Gráfico entalpia-entropia (h-s) da expansão do vapor em uma turbina.



(Fonte: LEE e SEARS, 1969.)

Admite-se que o processo seja adiabático; pode-se assim calcular o trabalho máximo supondo o processo adiabático reversível. Isto significa que a energia disponível para a conversão, dentro da conceituação do Segundo Princípio é toda convertida em trabalho. O estado final é definido pela entropia do vapor que entra na turbina e a sua pressão de escape. A pressão de escape é fixada pela pressão na região à qual escapa o vapor. Sendo

permanente o escoamento, e desprezíveis as diferenças de energia cinética e potencial nos estados inicial e final, o trabalho máximo por unidade de massa do vapor, assim como o decréscimo de disponibilidade são iguais à variação isentrópica da entalpia, ou:

$$w_{máx} = -\Delta h_s = h_a - h_b$$

(21)

Onde:

$W_{máx}$ *= Trabalho máximo por unidade de massa do vapor*

Δh_s *= Variação isentrópica da entalpia*

h_a *= entalpia inicial*

h_b *= entalpia final*

Nenhum processo é reversível. Sabe-se pelo Segundo Princípio da termodinâmica que a entropia deve aumentar, mas este aumento depende das irreversibilidades encontradas no processo. Portanto o estado final pode ser representado pelo ponto b' no diagrama h-s. O trabalho efetuado pela turbina na expansão adiabática irreversível de a até b' é:

$$w_{interno} = -\Delta h_s = h_a - h_{b'}$$

(22)

Sendo que:

$W_{interno}$ *= Trabalho interno efetuado pela turbina*

Δh_s *= Variação isentrópica da entalpia*

h_a *= entalpia inicial*

$h_{b'}$ *= entalpia final*

Este trabalho chama-se trabalho interno, porque o estado do vapor é afetado apenas pelas irreversibilidades nas passagens de escoamento da turbina. As perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens, peças acessórias, etc. não podem influir no estado do vapor.

Define-se rendimento de máquina de uma turbina ou rendimento da turbina como a razão do trabalho executado pela máquina ao trabalho ideal dado pela equação (21). Supondo que a expansão é adiabática e que as variações da energia cinética são desprezíveis:

$$\eta_{interno} = \frac{h_a - h_{b'}}{h_a - h_b} \qquad (23)$$

Onde:

$\eta_{interno}$ = *Rendimento interno da turbina*

$h_a - h_{b'}$ = *Trabalho executado pela máquina*

$h_a - h_b$ = *Trabalho ideal*

Se a turbina move um gerador, o rendimento global é definido como o quociente do trabalho executado pelo gerador pelo trabalho ideal, ou:

$$\eta_{global} = \frac{W_{gerador}}{h_a - h_b} \quad (24)$$

Onde:

η_{global} = *Rendimento global*

$W_{gerador}$ = *Trabalho executado pelo gerador*

$h_a - h_b$ = *Trabalho ideal*

As perdas externas podem ser levadas em conta introduzindo o rendimento mecânico. Deduzindo as perdas externas do trabalho interno, resulta o rendimento final da turbina:

$$\eta_{freio} = \eta_{interno} . \eta_m = \frac{(h_a - h_{b'}) . \eta_m}{h_a - h_b} \quad (25)$$

Sendo que:

η_{freio} = *Rendimento final da turbina*

$\eta_{interno}$ = *Rendimento térmico*

η_m = *Rendimento mecânico*

O primeiro termo na equação (25) é o rendimento térmico que constitui uma medida do desempenho do ciclo, ou ciclo e de sua fonte térmica e sumidouro, sendo de interesse do projetista da usina térmica. O segundo termo mede o desempenho da turbina e por isso é de particular interesse para o projetista da turbina.

Da equação (11) resulta que o trabalho máximo da turbina a vapor por unidade de massa do vapor é:

$$w_{máx} = -\Delta h_s = h_a - h_b = 359{,}7\ kJ/kg \quad (26)$$

Onde:

$w_{máx}$ = *Trabalho máximo produzido pela turbina*

h_a = *entalpia inicial no índice a*

h_b = *entalpia final no índice b*

A vazão de vapor do sistema é:

$$\dot{m} = 300\ kg/h = 0{,}08333\ kg/s \qquad (27)$$

A potência máxima é:

$$\dot{w}_{máx} = -\Delta h_s\,.\dot{m} = (h_a - h_b).\dot{m} = 359{,}7kj/kg\,.0{,}08333\ kg/s \cong 30\ kW \qquad (28)$$

Onde:

$\dot{w}_{máx}$ *= Potência máxima*

Δhs *= Variação isentrópica da entalpia*

ha *= entalpia inicial*

hb *= entalpia final*

$\dot{m}$ *= vazão de vapor*

Da equação (24), o rendimento global da turbina com o gerador é:

$$\eta_{global} = \frac{W_{gerador}}{h_a - h_b} \qquad (29)$$

Onde:

η_{global} *= Rendimento global*

$W_{gerador}$ *= Trabalho executado pelo gerador*

$h_a - h_b$ *= Trabalho ideal*

Ou, analogamente:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{w}_{gerador}}{\dot{w}_{máx}} \qquad (30)$$

Sendo que:

η_{global} *= Rendimento global*

$\dot{w}_{gerador}$ *= Energia do gerador*

$\dot{w}_{máx}$ *= Potência máxima*

A equação (24) representa o rendimento global da turbina com o gerador. h_a*-*h_b *é a energia térmica do ciclo de vapor que é entregue a turbina. A energia térmica entregue à turbina sofre perdas até se converter na energia fornecida pelo gerador. Segue abaixo as descrições dessas perdas:*

- *Perdas devido à turbina não ser ideal e, portanto, irreversível, com perdas iguais a* (h_a - h_b) - (h_a - $h_{b'}$) *que são representadas pelo rendimento interno* $\eta_{interno}$*, de acordo com a equação (23).*

- *Perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens e peças acessórias da turbina, representadas pelo rendimento de máquina (mecânico), η_m de acordo com a equação (25).*
- *Perdas na transmissão entre a turbina e o gerador, composta pelas polias e seus mancais e correias, resultando em um rendimento da transmissão, η_{tr}.*
- *Perdas no gerador, representadas pelo rendimento do gerador, η_g.*

Portanto, considerando-se as perdas apontadas acima, resulta que o rendimento global da turbina com o gerador é:

$$\eta_{global} = \frac{w_{gerador}}{h_a - h_b} = \eta_{interno} \cdot \eta_m \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_g \qquad (31)$$

Onde:

η_{global} *= Rendimento global*

$W_{gerador}$ *= Trabalho executado pelo gerador*

$h_a - h_b$ *= Trabalho ideal*

$\eta_{interno}$ *= Rendimento interno da turbina*

η_m *= Rendimento mecânico*

η_{tr} *= Rendimento da transmissão*

η_g *= Rendimento do gerador*

Ou, combinando as equações (24) e (25), o rendimento da turbina é:

$$\eta_{turbina} = \eta_{interno} \cdot \eta_m = \frac{w_{gerador}}{h_a - h_b} \cdot \frac{1}{\eta_{tr}} \cdot \frac{1}{\eta_g} \qquad (32)$$

4.2 Rendimento da turbina tesla e do sistema

4.2.1 Rendimento térmico

Das equações (11) e (15) tem-se que a potência entregue pelo ciclo térmico de vapor à turbina com condensação a 100ºC é 30 kW. Com estes valores calculam-se os rendimentos nas próximas secções.

4.2.2 Rendimento global

Da equação (30), o rendimento global da turbina mais gerador é:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{w}_{gerador}}{\dot{w}_{máx}} \qquad (33)$$

Onde:

η_{global} *= Rendimento global*

$\dot{w}_{gerador}$ = *Potência máxima do gerador*

$\dot{w}_{máx}$ = *Potência máxima*

Para a turbina Tesla, a potência máxima é 1,42 kW. Valor obtido através de tabela de valores para turbina tesla (BATISTA, 2009). Portanto o rendimento global é:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{w}_{gerador}}{\dot{w}_{máx}} = \frac{1{,}42kW}{30kW} = 0{,}0473 \cong 4{,}7\% \qquad (34)$$

Tabela 4 – Valores de $\omega_{Turbina}$, $\dot{w}_{gerador}$, $\omega_{gerador}$ *e* η_{global} *para turbina Tesla.*

$\omega_{Turbina}$ (rpm)	$\dot{w}_{gerador}$ (watts)	$\omega_{Gerador}$ (rpm)	ηglobal(%)
10090	1240	930	5,65
11090	1320	1030	6,01
14430	1400	1330	6,38
15580	1420	1440	6,47
17280	1360	1600	6,19
19130	1330	1770	6,06
20640	1280	1910	5,83

(Fonte: BATISTA, 2009)

4.2.3 Rendimento da turbina

Considerando-se que o rendimento do gerador de pequeno porte de 7,5 kVA, operando a 18,67% da potência nominal, é de cerca de 59% (Anexo C), η_g*= 0,59, e que valores típicos para perdas nos mancais das polias e correias fazemos uma estimativa de uma perda na transmissão de cerca de 10%,* η_{tr} *= 0,9, pode-se considerar que o rendimento da turbina é aproximadamente:*

$$\eta_{turbina} = \eta_{interno} \cdot \eta_m = \frac{w_{gerador}}{h_a - h_b} \cdot \frac{1}{\eta_{tr}} \cdot \frac{1}{\eta_g} \cong 4{,}7\% \cdot \frac{1}{0{,}9} \cdot \frac{1}{0{,}59} \cong 8{,}85\% \qquad (35)$$

Onde:

η_{global} = *Rendimento global*

$W_{gerador}$ = *Trabalho executado pelo gerador*

$h_a - h_b$ = *Trabalho ideal*

$\eta_{interno}$ = *Rendimento interno da turbina*

η_m = *Rendimento mecânico*

η_{tr} = *Rendimento da transmissão*

η_g = *Rendimento do gerador*

A potência fornecida pela turbina é igual à potência fornecida pelo gerador, descontadas as perdas do gerador e de transmissão:

$$\dot{w}_{turbina} = \frac{1{,}42\ kW}{(0{,}59\ .0{,}9)} = 2{,}67\ kW \qquad (36)$$

4.2.4 Rendimento do sistema

Das equações (14) e (30), resulta que a eficiência do sistema (ciclo térmico, turbina e gerador) é:

$$\eta_{sistema} = \eta_{ciclo\ térmico} \cdot \eta_{global} = 0{,}152\ .\ 0{,}0473 = 0{,}72\ \% \qquad (37)$$

Onde:

$\eta_{sistema}$ = *Rendimento/eficiência do sistema*

$\eta_{ciclo\ térmico}$ = *Rendimento do ciclo térmico*

η_{global} = *Rendimento global*

4.2.5 Rendimento líquido do sistema

A energia gasta na bomba, 63 W (da equação (16)) é desprezível. Se for descontada a energia gasta na bomba da energia produzida pelo gerador, resulta que a potência líquida produzida pelo sistema é:

$$\dot{w}_{Sistema\ líquido} = \dot{w}_{gerador} - \dot{w}_b = 1{,}42kW - 0{,}063kW = 1{,}36kW \qquad (38)$$

Onde:

$\dot{w}_{Sistema\ líquido}$ = *Potência líquida produzida pelo sistema*

$\dot{w}_{gerador}$ = *Potência produzida pelo gerador*

$\dot{w}_b$ = *Potência gasta na bomba*

E o rendimento líquido do sistema (no modelo ideal):

$$\eta_{Sistema\ líquido} = \eta_{Ciclo\ térmico} \cdot \frac{\dot{w}_{Sistema\ líquido}}{\dot{w}_{máx}} = 0{,}152\ .\ \frac{1{,}36kW}{30kW} = 0{,}70\ \% \qquad (39)$$

Sendo que:

$\eta_{Sistema\ líquido}$ = *Rendimento líquido do sistema*

$\eta_{ciclo\ térmico}$ = *Rendimento do ciclo térmico*

$\dot{w}_{Sistema\ líquido}$ = *Potência líquida produzida pelo sistema*

$\dot{w}_{máx}$ = *Potência máxima*

4.3 Rendimento com cogeração

A equação (17) mostra que mais de 196 kW são entregues ao condensador e, portanto podem ser utilizados para aquecimento de água. A efetiva utilização desse calor eleva o rendimento do sistema até o limite em que apenas as perdas nos mancais, transmissão e gerador degradam o rendimento do sistema.

A energia térmica entregue à turbina, 30 kW (calculado na equação (15)), é um valor ideal calculado considerando que a turbina é reversível, mas na prática a queda de entalpia na turbina é menor e um valor menor de energia térmica é entregue a turbina, e, portanto, mais energia térmica é fornecida ao condensador.

5 ANÁLISE DE VIABILIDADE

5.1 Determinação do custo do quilowatt-hora gerado

De acordo com equação (20), o consumo mássico de lenha é $\dot{V}_{lenha/h} = 0{,}095\ m^3/h$ *para produzir 300 kg/h de vapor (valor máximo).*

Da equação (28), para o condensador aberto a potência líquida produzida pelo sistema é 1,36 kW. Da Tabela 3, o custo do kWh é:

$$custo_{kWh} = \frac{0{,}095 m^3/h\ .\ R\$33{,}18/m^3}{2{,}7\ kW} = R\$\ 1{,}17\ /kWh \qquad (40)$$

Como referência para comparação, o preço do kWh da concessionária CEMIG é de R$ 0,90 / kWh para consumidor residencial (incluindo impostos e/ou bandeiras).

5.2 Estimativa dos gastos do sistema

A estimativa do sistema para ser aplicado é cerca de R$44.303,95: a caldeira e seus acessórios (painel de comando, bomba d'água, válvulas de segurança e descarga, injetor, manometro) da marca Grcaldeiras custa em cerca de R$29.000,00, a turbina a vapor com acessórios custa aproximadamente R$10.000,00, o gerador elétrico WEG R$2.303,95 e incluindo as instalações hidraúlicas (tubulações, medidores de pressão e vazão), elétricas (infra, cabos, sensores) e alvenaria e mão de obra epecializada mais entorno de R$3.000,00.

O custo do kW instalado é:

$$custo_{kW\ instalado} = \frac{R\$\ 44.303{,}95}{2{,}7\ kW} = R\$\ 16.408{,}87/kW \qquad (41)$$

Esse custo poderá ter um valor menor devido que nas indústrias, como por exemplo em um laticínio, a caldeira não fará parte do escopo de custos do projeto, já que se encontra instalada na indústria.

Com isso o custo do kW instalado é: $custo_{kW\ instalado} = \frac{R\$\ 15.303{,}95}{2{,}7\ kW} = R\$\ 5.668{,}13/kW$ *(42)*

Obs.: Lembrando que esses valores podem sofrer alterações com a troca de marca dos equipamentos e/ou a contratação de mão de obra especializada.

5.3 Comparativo com outras energias

Considerando um consumo médio inferior a 2,7 kW (valor máximo produzido pelo sistema), pode-se atender uma demanda razoável na conta de energia de uma indústria, ou seja, pode ser utilizada na alimentação de circuitos de tomadas de uso geral e circuitos de iluminação.

*A título de comparação, o preço de um sistema com células fotovoltaicas para gerar 2,7 kW custa R$ 79.198,13, pois para gerar 1.944 kWh em um mês (equivalente a potência média de 1.944.000W/(30*24) = 2,7 kW) necessita de 52 módulos de painéis fotovoltaicos com cerca de 330 Wp de capacidade nominal, com custo atual médio de R$ 29,33 /W. (NEOSOLAR, 2019).*

Em comparação com conjuntos de geradores a gasolina e/ou a diesel, o custo do combustível é bastante elevado, comparado à lenha, além de ser mais poluente e não renovável, embora seu custo de implantação seja inferior.

Por fim, comparando-se a turbina Tesla, utilizada no estudo desse projeto, com a turbina Tesla-Pelton (turbina Tesla modificada) (BATISTA, 2009) que, segundo o desenvolvedor tem um custo de R$10.000,00 (somente a turbina), e fornece uma potência de 4,1 kW com 220 kg/h de vapor (com condensador aberto), nos mostra que a eficiência da turbina Tesla-Pelton é superior a turbina Tesla, ou seja, produz uma maior potência utilizando um menor consumo de vapor saturado.

Os rendimentos obtidos nesse trabalho, são relativos à uma primeira análise, havendo margem para ser aumentado com melhorias na escolha dos equipamentos, com dimensionamento mais preciso da turbina/gerador e diminuição das perdas totais.

6 CONCLUSÕES

O sistema estudado nesse presente trabalho, permite explorar as caracteristicas que a geração de energia elétrica com vapor saturado tem em relação a outros meios em sistemas para microgeração (abaixo de 100 kW).

Conclui-se também que os valores obtidos de potência, rendimento e custos do sistema, o tornam uma alternativa para uso em locais em que o vapor saturado é dissipado da caldeira para chegar a pressão ideal do processo da indústria. Lembrando que a análise de estudo foi feita pensando em um modelo ideal, consequentemente os rendimentos calculados serão menores em um modelo real.

Portanto, nesse projeto foram apresentados as características técnicas, descrição dos equipamentos utilizados, detalhamento de sua montagem. Uma análise econômica do investimento também foi feita, bem como a viabilidade de implantação. A relação entre custos do sistema e a potência gerada evidenciou que ainda não foi suficientemente aceitável a implementação desse sistema em comparação com outras alternativas de geração de energia elétrica.

7 REFERÊNCIAS

ELETROBRAS. Projeto Ribeirinhas: Biomassa Sólida. Centrais Elétricas Brasileiras SA, 2008. http://www.eletrobras.com.br/EM_Programas_Ribeirinhas/sistemas.asp Acesso em: 08 abril. 2019.

Magalhães, J.G.R., Cap. III, A Energia que vem da Floresta. Livro BIOMASSA. Energia dos trópicos de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2001.

Roquette, Tadeu M., Análise do potencial de geração de energia elétrica no brasil utilizando a casca de arroz como combustível em um ciclo de rankine orgânico. 2017. Projeto de graduação – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2014.

LEE, J. F., SEARS, F. W. Termodinâmica, Ao livro técnico Editora e Editora USP, Rio de Janeiro,1969.

WYLEN, G. V., BORGNAKKE, R. S. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Edigar Blücher, 2003.

Batista, J. C., Microgeração de energia elétrica (abaixo de 100kW) utilizando turbina tesla modificada. 2009. Tese de doutorado – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, 2009.

NeoSolar. Energia Solar Fotovoltaica | Vem Pro Sol. Disponível em: http://www.neosolar.com.br/, Acesso em: 03 jun. 2019.

Anexo A: Especificação da caldeira

Figura 10 – Especificação da caldeira do sistema.

Dados Técnicos da Caldeira

MARCA	GEZA
ANO DE FABRICAÇÃO	1.989
NÚMERO	006/89
TIPO	FLAMOTUBULAR
MODELO	VERTICAL
CAPACIDADE EM KGVA/HORA	300
SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO EM M²	15
PRESSÃO DE TESTE HIDROSTÁTICO EM KGF/CM²	10,55
P.M.T.A EM KGF/CM²	7,03
TIRAGEM	NATURAL
COMBUSTÍVEL	LENHA
CATEGORIA	B
FABRICANTE	GEZA LTDA
ENDEREÇO DO FABRICANTE	AV. UM, Q-7, DIST INDUSTRIAL, ARAGUARI, MG

(Fonte: Laticínios Karol)

Anexo B: Folha de dados do motor de indução trifásico

Figura 11 – Folha de dados do MIT.

FOLHA DE DADOS

Motor Trifásico de Indução - Rotor de Gaiola

Cliente	: BMB Engenharia
Referencia do cliente	: Empresa de obras Elétricas

Linha do produto	: W22 IR2 Trifásico	Código do produto :	12461031

Carcaça	: 90S	Tempo de rotor bloqueado	: 19s (frio) 11s (quente)
Potência	: 1.5 kW (2 HP-cv)	Elevação de temperatura	: 80 K
Número de polos	: 4	Regime de serviço	: S1
Frequência	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C
Tensão nominal	: 220/380 V	Altitude	: 1000 m
Corrente nominal	: 6.00/3.47 A	Grau de proteção	: IP55
Corrente de partida	: 42.6/24.7 A	Método de refrigeração	: IC411 - TFVE
Ip/In	: 7.1	Forma construtiva	: B14D
Corrente a vazio	: 3.20/1.85 A	Sentido de rotação¹	: Ambos
Rotação nominal	: 1740 rpm	Nível de ruído²	: 51.0 dB(A)
Escorregamento	: 3.33 %	Método de partida	: Partida direta
Conjugado nominal	: 0.840 kgfm	Massa aproximada³	: 19.2 kg
Conjugado de partida	: 200 %		
Conjugado máximo	: 280 %		
Classe de isolamento	: F		
Fator de serviço	: 1.15		
Momento de inércia (J)	: 0.0049 kgm²		
Categoria	: N		

Potência	50%	75%	100%
Rendimento (%)	81.0	83.5	84.2
Cos Φ	0.57	0.70	0.78

Esforços na fundação	
Tração máxima	: 57 kgf
Compressão máxima	: 76 kgf

		Dianteiro	Traseiro
Tipo de mancal	:	6205 ZZ	6204 ZZ
Vedação	:	V'Ring	V'Ring
Intervalo de lubrificação	:	-	-
Quantidade de lubrificante	:	-	-
Tipo de lubrificante	:	Mobil Polyrex EM	

Observações

(Fonte: site WEG)