

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA DE UMA PLANTA DE POTÊNCIA A VAPOR ALIMENTADA COM BIOMASSA

Antonio Geraldo de Paula Oliveira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5, Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
ageraldo@ufpa.br

Manoel Fernandes Martins Nogueira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica, Sala 202, Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
mfmn@ufpa.br

Gonçalo Rendeiro

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica – LABVAPOR, Sala 1, Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
rendeiro@ufpa.br

Resumo. O grupo de pesquisa “ Energia Biomassa e Meio Ambiente - EBMA.” possui uma planta de potência a vapor que utiliza como combustível biomassa residual para gerar 5 kW. Esta planta obedece o ciclo de Rankine simples e foi contruída para gerar recursos humanos e testar o desempenho de biomassas Amazonicas como combustível para caldeiras. A planta é bem instrumentalizada e é capaz de operar por longos períodos de tempo. O presente trabalho realizou uma análise energética, exergetica e econômica. As leis da conservação da massa e energia foram aplicadas para cada componente da planta juntamente com a quantificação da perda de exergia em cada componente. O modelo exergetico foi aplicado para calcular o custo econômico em cada equipamento de forma a obter-se a energia e o fluxo de caixa do valor financeiro da energia destruída para cada processo.

Palavras chave: energia, exergia, exergetico, biomassa, planta de potência a vapor.

1. Introdução

Com o sempre crescente aumento do custo dos combustíveis, torna-se cada vez mais necessária a otimização dos sistemas energéticos de forma a aproveitar o máximo da energia que fora fornecida ao sistema pelo combustível e consequentemente reduzir os custos de operação. Durante muito tempo utilizou-se apenas a análise energética dos sistemas térmicos, mas a mesma não é capaz de quantificar as perdas localizadas do sistema, de forma a dificultar a otimização do mesmo, com isso começou-se a utilizar a análise exergetica.

A análise exergetica é capaz de prever o desempenho termodinâmico dos sistemas energéticos e as eficiências de seus componentes do sistema através de uma precisa quantificação da geração de entropia em cada componente. Baseado na análise exergetica realiza-se a quantificação de custos unitários de produção da eletricidade através da análise exergetico, e consequentemente medem-se as perdas monetárias devido às irreversibilidades. No presente trabalho foram realizadas análises energéticas, exergeticas e exergetico na planta de potência a vapor do EBMA (Grupo de Energia Biomassa e Meio Ambiente) localizada no laboratório de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará, operando sobre um ciclo Rankine mantendo a caldeira trabalhando a uma pressão constante de 7 bar para que se tivesse uniformidade dos resultados.

2. Propriedades Termodinâmicas da Planta de Potência

Nesta sessão serão apresentadas as metodologias para o cálculo das propriedades em cada ponto da planta de potência a vapor. A planta é mostrada esquematicamente na Fig. 1.

2.1. Ponto ef: Alimentação da fornalha (Biomassa e ar)

A biomassa residual é de origem Amazônica e teve sua análise imediata e de poder calorífico superior (PCS) realizada no laboratório do EBMA (Netto, Oliveira *et al.*, 2006). O fluxo de massa de biomassa (\dot{m}_{Bio}) é obtido através do monitoramento da alimentação que é controlada pelo operador da caldeira. O poder calorífico é utilizado no cálculo da taxa de calor liberada nas câmaras de combustão, da temperatura adiabática de chama e rendimentos energéticos.

O poder calorífico inferior da biomassa é calculado pela redução de entalpia de vaporização do vapor de água formado na combustão do valor do poder calorífico superior. A fórmula de cálculo do PCI é apresentada a seguir (Ushima, 2005).

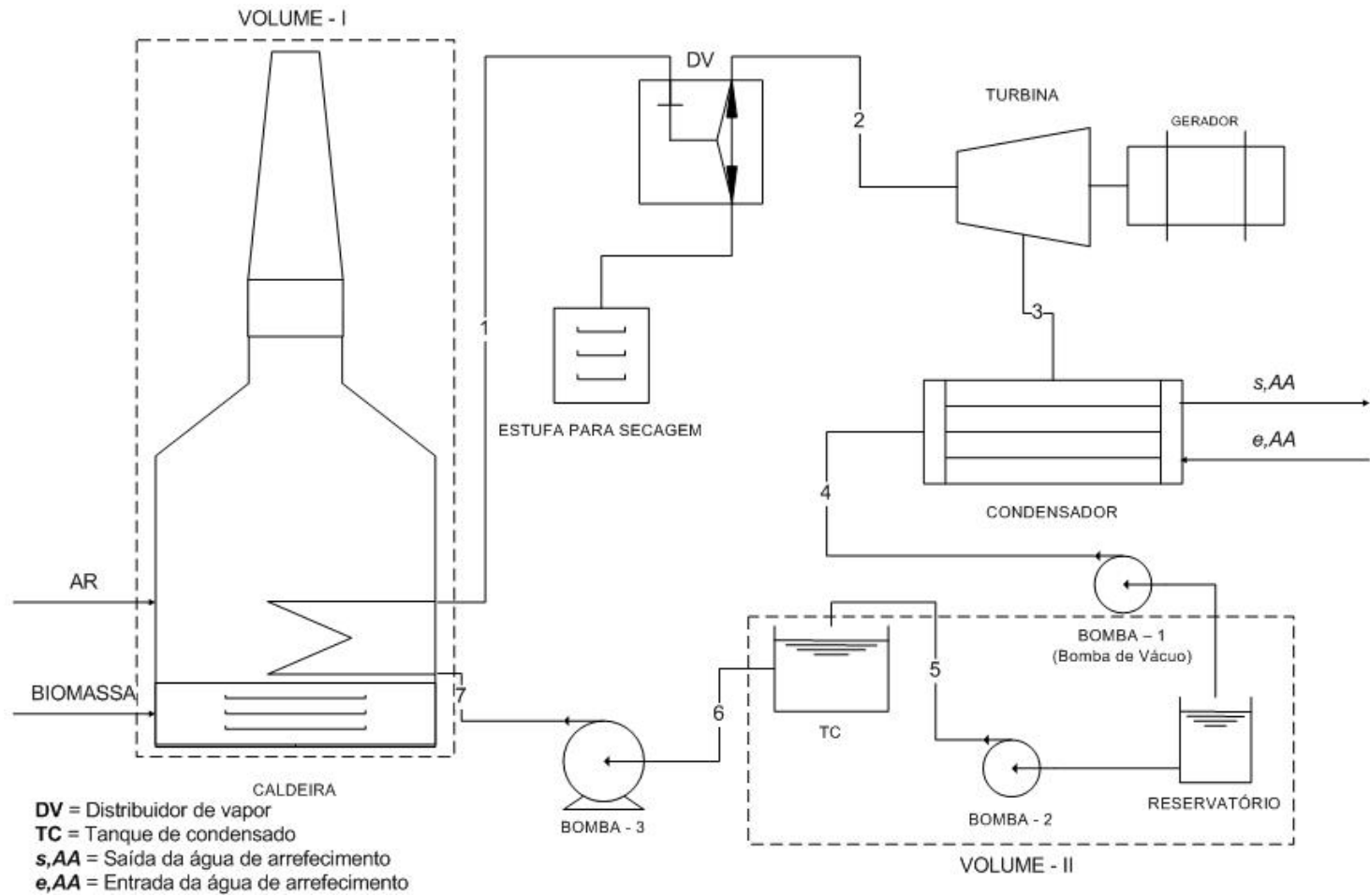


Figura 1: Diagrama esquemático da planta de potência a vapor do EBMA

$$PCS - PCI = m_{H_2O} \cdot h_{lv(25^\circ C)} \quad (1)$$

O teor de oxigênio envolvido é bem maior que o de hidrogênio, logo o fator que determina a quantidade de água a ser criada no processo de combustão é o número de átomos de hidrogênio. A massa de água formada na combustão é calculada por:

$$m_{H_2O} = 9 \cdot h \quad (2)$$

onde h é o teor de hidrogênio no combustível sólido seco, determinado a partir da análise elementar, e 9 é o coeficiente de proporcionalidade da massa total da água para cada um dos dois átomos de hidrogênio presentes na molécula de água, ou seja, para cada mol de h são formados 9 g de água.

Se o combustível tiver uma determinada umidade (a), em base úmida¹, o poder calorífico superior em base úmida é:

$$PCS_u = (1 - a) \cdot PCS \quad (3)$$

Substituindo as Eq. (2) e Eq. (3) na Eq. (1) obtém-se o poder calorífico inferior em base úmida.

$$PCI_u = (1 - a) \cdot PCS - 9 \cdot (1 - a) \cdot h \cdot h_{lv(25^\circ C)} - a \cdot h_{lv(25^\circ C)} \quad (4)$$

onde $h_{lv(25^\circ C)}$ é a entalpia de vaporização da água a 25° C.

2.2. Ponto sf: Saída da fornalha (entrada da chaminé)

O fluxo de massa do gás que sai pela chaminé é calculado através da equação abaixo.

$$\dot{m}_{Gás} = \rho \cdot V_m \cdot A \quad (5)$$

Onde ρ é a massa específica, A é a área da secção transversal da chaminé e V_m é a velocidade média na secção transversal. A massa específica dos gases é calculada utilizando-se a lei dos gases perfeitos.

A velocidade média é calculada através do método de Fardin.

$$V_m = \frac{m}{m+1} \cdot V_{0,5} \pm 0,5\% \quad (6)$$

Onde $V_{0,5}$ representa a velocidade medida no centro da tubulação. Se o escoamento for laminar $m = 1$

Se o escoamento for turbulento $m = 1 + \sqrt[6]{Re/50}$

A entalpia específica na base molar, de cada componente, é calculada através da soma da entalpia de formação da espécie i ($\bar{h}_{f,i}^0$) com a diferença da entalpia sensível $\Delta\bar{h}_{s,i}$ (Turns).

$$\bar{h}_i(T) = \bar{h}_{f,i}^0(T_{ref}) + \Delta\bar{h}_{s,i}(T_{ref}) \quad (7)$$

Os valores de entalpia de formação e mudança de entalpia sensível são tabelados.

2.3. Ponto 1: Saída da caldeira

Para o cálculo da entalpia e entropia específica no ponto 1 (h_1 e s_1) utilizam-se as propriedades (P_1, T_1) que são fornecidas simultaneamente pelos sensores instalados na planta.

¹ É a relação entre a massa de água presente na biomassa e a massa total da biomassa úmida.

2.4. Ponto 2: Entrada da turbina

Para o cálculo da entalpia e entropia específica no ponto 2 (h_2 e s_2) utilizam-se as propriedades (P_2, T_2) que são fornecidas simultaneamente pelos sensores instalados na planta.

2.5. Ponto 3: Saída da turbina (entrada do condensador)

Para o cálculo da entalpia e entropia específica no ponto 3 (h_3 e s_3) utilizam-se as (T_3, P_3), que são fornecidas simultaneamente pelos sensores instalados na planta.

O valor de $h_{3,s}$ é calculado com a utilização de s_2 e T_3 .

2.6. Ponto 4: Saída do Condensador. (entrada da bomba de vácuo)

Para o cálculo da entalpia e entropia específica no ponto 4 (h_4 e s_4) utilizam-se (T_4) e a pressão de saturação (P_{sat}) referente à temperatura no ponto 4.

2.7. Ponto 5: Entrada do tanque de condensado

O fluxo de massa de água (no estado vapor ou condensado) (\dot{m}_v) na caldeira é o mesmo que flui em todos os pontos do ciclo, uma vez que não se realiza nenhum processo de extração. A quantificação do mesmo é feita com a utilização de um recipiente de massa (m) que é preenchido durante um tempo (t) com a água que abastece o tanque de condensado, com isso podemos calcular a massa de água (m_{H_2O}), e conseqüentemente o fluxo de massa através da seguinte equação.

$$\dot{m}_v = \frac{m_{H_2O}}{t} \quad (8)$$

2.8. Ponto 6: Saída do tanque de condensado (entrada da bomba 3)

Para o cálculo da entalpia e entropia específica no ponto 6 (h_6 e s_6) utilizam-se as propriedades, pressão atmosférica (P_{atm}) e temperatura da água no tanque (T_6), ambas medidas com o auxílio do equipamento TEMPEST 100.

2.9. Ponto 7: Entrada da caldeira

Para o da entalpia e entropia específica no ponto 7 (h_7 e s_7) admite-se que $P_7 = P_1$ e que $T_7 = T_6$.

3. Análise Energética e Exergética

3.1. Formulação da análise energética

Nesta seção a análise energética de cada um dos componentes da planta é realizada com base nas 1ª e 2ª leis da termodinâmica (Bejan, 1984; Çengel e Boles, 1998; Moran e Shapiro, 2002).

3.2. Formulação da análise exergética

A análise exergética usualmente prediz a performance termodinâmica de sistemas de energia e a eficiência dos componentes do sistema através de uma precisa quantificação da geração de entropia dos componentes. Nesta seção será mostrada a metodologia de cálculo das perdas exergéticas em cada componente que compõe a planta de potência a vapor mostrada na Fig. 1. Foram utilizados esquema de exergia de fluxo (Kotas, 1985; Çengel e Boles, 1998; Moran e Shapiro, 2002) e exergia química (Kotas, 1985; Feng, Kooi *et al.*, 2004).

3.2.1. Caldeira, fornalha e chaminé

Com o uso da análise exergética, o termo eficiência de segunda lei ou eficiência exergética é comumente utilizado. Ele se refere à comparação entre a energia de saída desejada com o custo ou energia fornecidos ao processo, ambos em termos de disponibilidade termodinâmica. Este conceito fornece a taxa ou medição do processo real em termos da atual mudança de estado.

Como calor disponibilizado pela madeira através do processo de combustão utiliza-se o conceito de exergia química (Kotas, 1985; Zhong, Peters *et al.*, 2002; Feng, Kooi *et al.*, 2004).

$$e_{qui} = \beta(PCI + w \cdot h_{lv}) \quad (9)$$

$$\dot{E}_{qui} = \dot{m}_{Bio} \cdot [\beta(PCI + w \cdot h_{lv})] \quad (10)$$

A proporção entre os elementos químicos que constituem a biomassa é denotada por β , que para uma proporção mássica de $2,67 > \frac{o}{c} > 0,667$ é calculado segundo a seguinte equação (Kotas, 1985).

$$\beta = \frac{1,0438 + 0,1882 \cdot \frac{h}{c} - 0,2509 \cdot \left(1 + 0,7256 \cdot \frac{h}{c}\right) + 0,0383 \cdot \frac{n}{c}}{1 - 0,3035 \cdot \frac{o}{c}} \quad (11)$$

Onde c , h , o e n são respectivamente as frações mássicas de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio definidos através de análise elementar da biomassa. A exergia que entra no sistema durante o aquecimento da água de alimentação é calculada segundo a expressão abaixo:

$$\dot{E}_{Cald} = \dot{m}_v \cdot [h_1 - h_7 - T_0 \cdot (s_1 - s_7)] \quad (12)$$

A exergia que sai do sistema através dos gases de exaustão são calculados por:

$$\dot{E}_{Gás} = \dot{m}_{Gás} \cdot [h_e - h_s - T_0 \cdot (s_e - s_s)] \quad (13)$$

Para equipamentos que não envolvem produção ou entrada de trabalho, no caso da caldeira, a definição de eficiência exergética refere-se ao quociente entre a exergia que entra no processo através do vapor e a exergia fornecida ao processo pelos gases de exaustão. (Sontag, Borgnakke *et al.*, 1998). Matematicamente é definida como:

$$\eta_{Cald} = \frac{\dot{E}_{Cald}}{\dot{E}_{Gás}} \quad (14)$$

3.2.2. Turbina

É considerado que a turbina opera em regime permanente, adiabaticamente e desprezam-se os efeitos da energia cinética e potencial. Desta forma a equação da exergia de fluxo para o cálculo da destruição de exergia da turbina assume a forma

$$\dot{E}_{d,T} = \dot{m}_v \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_3) \quad (15)$$

A potência máxima que pode ser desenvolvido pela turbina é

$$\dot{W}_{Máx} = \dot{m}_v \cdot [h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)] \quad (16)$$

No caso da turbina, a eficiência exergética é calculada através da potência real desenvolvida dividida pela potência máxima.

$$\eta_{E,T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{Máx}} \quad (17)$$

3.2.3. Condensador

É considerado que o condensador opera em regime permanente e que os efeitos de energia cinética, potencial e a parcela de água de arrefecimento que evapora são desprezados. A exergia que é retirada do sistema pelo condensador é

calculada segunda a seguinte equação.

$$\dot{E}_{Cond} = \dot{m}_{H_2O} \cdot [h_3 - h_4 - T_0 \cdot (s_3 - s_4)] \quad (18)$$

A exergia carregada pela água de arrefecimento é definida por.

$$\dot{E}_{aa} = \dot{m}_{aa} \cdot [h_{s,aa} - h_{e,aa} - T_0 \cdot (s_{s,aa} - s_{e,aa})] \quad (19)$$

Similarmente à caldeira a eficiência exergetica é.

$$\eta_{E,cond} = \frac{\dot{E}_{aa}}{\dot{E}_{Cond}} \quad (20)$$

3.2.4. Linhas de transporte de vapor e condensado

A exergia perdida pelas linhas de transporte, entre a caldeira e a turbina e entre o condensador e a bomba 4 são calculadas através das equações abaixo:

$$\dot{E}_{L,1-2} = \dot{m}_v \cdot [h_1 - h_2 - T_0 \cdot (s_1 - s_2)] \quad (21)$$

$$\dot{E}_{L,4-6} = \dot{m}_v \cdot [h_4 - h_6 - T_0 \cdot (s_4 - s_6)] \quad (22)$$

3.2.5. Bombas

De forma análoga a turbina calcula-se a destruição de exergia provocada pela bomba.

$$\dot{E}_{d,B,i} = \dot{m}_i \cdot T_0 \cdot (s_s - s_e) \quad (23)$$

A eficiência exergetica da bomba é similar a da turbina.

$$\eta_{E,B} = \frac{\dot{W}_B}{\dot{W}_{Máx,B}} \quad (24)$$

Onde o trabalho máximo consumido pela bomba é definido como

$$\dot{W}_{Máx,B} = \dot{m}_i \cdot [h_s - h_e - T_0 \cdot (s_s - s_e)] \quad (25)$$

3.2.6. Ciclo completo

A eficiência exergetica do sistema é obtida entre a razão do trabalho líquido e a exergia química fornecida pelo processo de combustão.

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{W}_T - \sum_i \dot{W}_{B,i}}{\dot{E}_{qui}} \quad (26)$$

Onde o índice i representa a numeração de cada bomba existente no processo.

4. Formulação da Análise Exergoeconômica

A análise exergoeconômica estima o custo unitário dos produtos como a eletricidade e vapor e quantifica as perdas monetárias devido à destruição de exergia.

4.1. Cálculo do custo da eletricidade

Se um sistema energético produz apenas um produto, neste estudo, eletricidade, o método de custo exergético a ser utilizado para encontrar o custo de produção da eletricidade (C_e) é mostrado na equação abaixo (Moran, 1982).

$$C_e = \frac{C_{BIO}}{\eta_{EX}} \left[1 + \frac{\sum \dot{Z}_k}{C_{BIO} \cdot \dot{E}_{qui}} \right] \quad (27)$$

Onde C_{BIO} representa o custo unitário de exergia de biomassa e \dot{Z}_k a taxa de custo de capital de cada componente da planta. O custo unitário de exergia de biomassa é calculado por:

$$C_{Bio} = \frac{CT_{Bio}}{e_{qui}} \quad (28)$$

Onde CT_{Bio} é o custo da tonelada de biomassa.

Na Eq. (49), o custo de produção de eletricidade depende fortemente do custo da biomassa e da eficiência exergética do sistema e é afetada pela proporção entre a taxa de custo de capital e os custos que envolvem o combustível. Para o cálculo do fluxo monetário de cada componente utiliza-se a seguinte equação.

$$\dot{C}_i = C_i \cdot \dot{E}_i \quad (29)$$

Onde \dot{E}_i é a exergia destruída em cada componente e C_i é referente ao custo exergético da biomassa ou da eletricidade.

4.2. Equações de custos para os componentes da planta

Todos os custos da planta dependem da operação, tipo de financiamento, capital requerido, vida útil do componente, etc. O método de custo anual (Moran, 1982) foi usado para estimar o custo de capital de cada componente do sistema em estudo.

O custo atual devido à amortização (Kwak, Kim *et al.*, 2001) para um componente deve ser calculado por:

$$PW = C_i - S_n \cdot PWF \quad (30)$$

Onde C_i é o custo inicial da planta, S_n é o valor a ser resgatado no final de sua vida útil e PWF é o fator de valor atual que é a relação entre os anos utilizados e o total de utilização.

O valor atual do componente é convertido em custo anual usando o fator de capital recuperado $CRF(i, n)$.

$$\dot{C}(\$/ano) = PW \cdot CRF(i_r, N_a) \quad (31)$$

O $CRF(i, n)$ é o capital que é tomado emprestado a uma taxa fixa de juros i_r e é reposto em prestações anuais fixas até um determinado número de anos N_a (Kotas, 1985).

$$CRF(i_r, N_a) = \frac{i_r \cdot (1 + i_r)^{N_a}}{(1 + i_r)^{N_a} - 1} \quad (32)$$

Dividindo o custo anual por 3120 horas de operação anuais (12 horas por dia e 5 dias por semana), obtém-se o seguinte custo de capital.

$$\dot{Z}_k = \frac{\dot{C}_{O\&M} + \dot{C}_k}{3600 \cdot 3120} \quad (33)$$

O custo de $O \& M$ (operação/manutenção) é calculado segundo a equação abaixo.

$$\dot{C}_{O\&M} = N_f \cdot (S_f + P_t + ES) \quad (34)$$

Onde N_f , S_f , P_t e ES são respectivamente o número de funcionários destinados à operação, o salário dos funcionários, adicional de periculosidade, e encargos sociais. O custo de manutenção foi considerado desprezível devido o histórico de despesas do EBMA apresentarem gastos muito pequenos com a manutenção da planta.

5. Resultados Obtidos

5.1. Caracterização das propriedades

5.1.1. Biomassa

Como composição elementar da biomassa foi adotado $C_4H_6O_2$ (Tillman, 1991). A análise elementar realizada no laboratório de caracterização de biomassa do EBMA forneceu os resultados mostrados na Tab. 1.

Tabela 1: Análise elementar da biomassa queimada.

Umidade	20,00%
Voláteis	82,02%
Cinzas	0,34%
Carbono fixo	17,64%
PCS	20 MJ/kg
PCI	16 MJ/kg

Fonte: (Netto, Oliveira *et al.*, 2006)

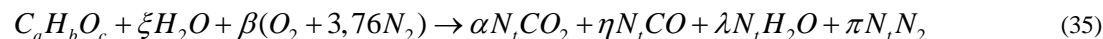
O fluxo de biomassa na alimentação da fornalha é medido pelo operador. No presente trabalho trabalhou-se com um fluxo de 250 kg/h.

5.1.2. Gases da combustão

Na saída da chaminé foram medidos os gases com o auxílio do equipamento TEMPEST 100, adotando que suas concentrações eram as mesmas de antes do filtro, uma vês que se tinha dificuldade de fazer a medição lá.

Não se foi capaz de fazer a medição verdadeira dos gases de saída da chaminé devido restrições do equipamento de medição (TEMPEST 100), logo foi adotado que a composição dos gases é a máxima que o equipamento foi capaz de medir.

Com base nos dados obtidos, faz-se o balanceamento da equação de combustão da biomassa com 20% de umidade. A concentração dos gases pode ser dada pela Tab. 2.



Resolvendo a Eq. (35), se obtém a reação de combustão devidamente balanceada.

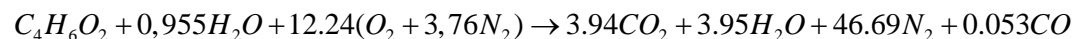
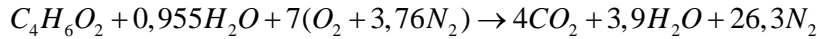


Tabela 2: Concentração dos gases na saída da chaminé.

ESPÉCIE	CONCETRAÇÃO
CO	921ppm
CO ₂	6,80%
O ₂	13,70%
NO _x	97ppm
NO	95ppm
H ₂ O	6,8%
N ₂	80,46%

Devido à presença de CO nos gases da combustão, pode-se afirmar que a combustão está sendo incompleta, ou seja, o processo está ocorrendo com excesso de ar ou de combustível. Fazendo o balanço para a combustão

estequiométrica da biomassa tem-se.



Comparado com o resultado mostrado da combustão real, nota-se que a quantidade de ar adicionado ao processo é quase duas vezes maior que o necessário para promover a queima completa da biomassa. Esse excesso de ar, além de não promover a queima completa da biomassa promove o resfriamento da chama e consequentemente reduz-se o gradiente de temperatura desfavorecendo a transferência de calor dos gases para os tubos.

5.2. Tabela resumo das propriedades da planta

As propriedades do fluido de trabalho foram calculadas com a utilização do software CATT (Computer-Aided Thermodynamic Tables) (Sontag, Borgnakke et al., 1996) com base nas propriedades fornecidas pelos sensores de pressão e temperatura instalados na planta. As propriedades podem ser observadas na Tab. 3

Tabela 3: Tabela resumo das propriedades.

Ponto	T °C	P MPa	v m3/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg/K	x	Estado	Vazão mássica kg/s	PCS MJ/kg	PCI MJ/kg
1	258	0,7	0,342	2731	2971	7,138		Vap sup.	0,269		
2	195	0,54	0,3878	2633	2842	6,997		Vap sup.	0,269		
3	144	0,087	2,196	2574	2765	7,651		Vap sup.	0,269		
3s	95,78	0,087	1,801	2362	2518	6,997	0,9335	Mistura liq-vap	0,269		
4	90	0,07014	0,001036	376,8	376,9	1,192	0	Líquido saturado	0,269		
6	50	0,1	0,001012	209,3	209,4	0,7037		Líqu. comp.	0,269		
7	50		0,001012			0,7037		Líqu. comp.	0,269		
EF/Bio								Biomassa úmida		20,00	15,8994
SC/Gás	700				73,512			Gases da comb.	0,213		

Nota: em vermelho são as propriedades medidas e em preto são as propriedades calculadas.

Com base nas propriedades da Tab. 3 pode-se traçar o diagrama T-s de forma a facilitar a compreensão dos resultados Fig. 2.

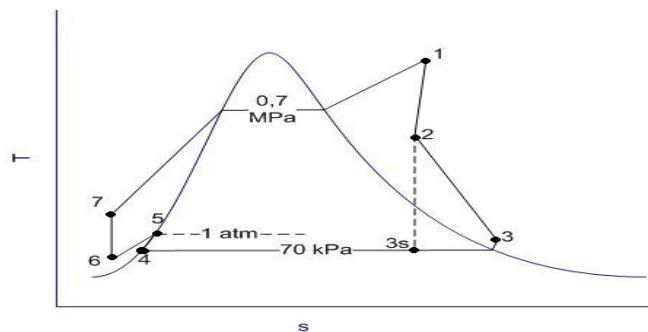


Figura 2 – Diagrama T-s

Para o cálculo do fluxo de massa foram realizadas dez medidas de forma que se tivessem dados suficientes para fazer um tratamento estatístico. Para a eliminação dos dados discrepantes foi utilizado o Critério de Chauvenet (Guerra, 2005a). Utilizando o critério do t-Estatístico (Guerra, 2005b) obteve-se uma confiabilidade de 95% sobre a média. A vazão utilizada nos cálculos foi o resultado obtido na média.

5.3. Análise energética

Pelos dados da Tab. 4, a eficiência do ciclo é muito baixa comparada às plantas de potencia a vapor comerciais que operam em torno de 25% de eficiência e com a de Carnot que para este caso é de 44%.

Nota-se que as perdas são negativas, fato incoerente, mas é justificado em função da grande quantidade de biomassa que não foi queimada (conforme verificado pelo autor), da incerteza dos dados de concentração dos gases e

até mesmo das tomadas de temperatura e pressão em cada ponto da planta.

De acordo com a Tab. 5 verifica-se que a maior parte da energia fornecida pela combustão é retirada do sistema através do condensador (58%). Nota-se claramente que devido à baixa eficiência da turbina a energia perdida nas linhas de transmissão representa uma quantidade de energia quatro vezes maior que a energia fornecida pela turbina. Vale ressaltar que estamos tratando apenas da eficiência da turbina, pois se levar-mos em consideração à eficiência do conjunto gerado/reductor, estes números seriam ainda mais discrepantes.

Os valores mostrados na Tab. 5, mostram mais uma vez que os dados estão incoerentes, pois as perdas pela chaminé deveriam ser menores que as da caldeira uma vez que as perdas da caldeira foram calculadas em função da eficiência da troca de calor entre os gases da combustão e a água, e após esses gases trocarem calor eles vão para a chaminé. Isso significa que as perdas calculadas na caldeira incluem as perdas na chaminé.

5.4. Análise exergetica

Através da Tab. 4, pode-se de forma mais precisa que a análise energética, quantificar as perdas que se devem ao aumento da entropia, ou seja, as perdas termodinamicamente corrigíveis.

Na Tab. 5 pode-se verificar quanto cada processo representa em termos percentuais de destruição de exergia. Nesta análise 78,24% das perdas ocorrem na caldeira devido principalmente as irreversibilidades do processo de combustão e troca de calor com as paredes da fornalha. A turbina em função de sua baixa eficiência destrói 5% de exergia referente ao total fornecido pela biomassa, representando isto mais que o dobro do que a própria turbina fornece ao gerador.

5.5. Comparativo entre a análise energética e exergetica

Na análise energética foi avaliada a entrada e saída de energia da planta, já na análise exergetica foi desenvolvida em três itens: entrada, saída e principalmente as perdas. Nesta secção, ambas as análises serão comparadas em termos de suas perdas considerando um ambiente a 27° C.

Na Tab. 4 tem-se uma comparação quantitativa da contribuição de cada componente.

Tabela 4: Resultados das análises energética e exergetica.

ANÁLISE ENERGÉTICA				ANÁLISE EXERGETICA			
	<i>kW</i>	Equipamentos	η		<i>kW</i>	Equipamentos	η
\dot{Q}_{Comb}	1104,000	Caldeira	67,35%	\dot{E}_{qui}	1044,000	Turbina	28,32%
\dot{Q}_V	743,441	Turbina	23,71%	\dot{E}_{Cal}	227,212	Planta	1,97%
\dot{Q}_{Cha}	379,7	Ciclo	2,723%	\dot{E}_{dT}	52,471	Carnot	44%
\dot{W}_T	20,731	Planta	1,834%	\dot{E}_{Cond}	124,739		
\dot{Q}_{Cond}	642,95	Carnot	44%	$\dot{E}_{L,1-2}$	23,418		
$\dot{Q}_{L,1-2}$	34,731			$\dot{E}_{L,1-2}$	6,016		
$\dot{Q}_{L,4-6}$	45,193			$\sum \dot{W}_{B,i}$	0,489		
$\sum \dot{W}_{B,i}$	0,489			\dot{W}_{Ciclo}	20,242		
\dot{W}_{Ciclo}	20,242						
Perdas	- 19,00						

Na Tab. 5 está claro que a maior perda exergetica se deve ao processo de combustão e transferência de calor na caldeira 78,24%, já a maior perda energética é ocupada pelo processo de condensação do vapor 58,24%.

Tabela 5: Comparativos entre as perdas das análises energética e exergetica.

ENERGIA	PERCENTUAL	EXERGIA	PERCENTUAL
Biomassa (PCI)	100%	Biomassa (Exer. Qui)	100,00%
Caldeira	-32,66%	Caldeira	-78,24%
Condensador	-58,24%	Condensador	-11,95%
Linha/ 1-2	-3,15%	Linha/ 1-2	-2,24%
Linha/ 4-6	-4,09%	Linha/ 4-6	-0,58%
Bombas	-0,04%	Bombas	-0,05%
Potência de Saída	-1,83%	Potência de Saída	-1,94%

Perdas Diversas	-0%	Perdas Diversas	-3,50%
-----------------	-----	-----------------	--------

Pode-se notar que a análise energética não é capaz de prever com clareza as perdas, uma vez que ela utiliza apenas as diferenças de entalpia entre a entrada e a saída de cada componente. Em função disto as perdas no processo de condensação, são superestimadas na análise energética, pois se considera toda energia que sai do condensador como perda (parte dessa energia precisa sair para que haja a condensação, logo não pode ser considerada perda), diferentemente da análise exergetica que só considera perda o que de fato não é desejado no processo, ou seja, a destruição de exergia causada pelo aumento da entropia. O mesmo pode ser concluído para os outros processos.

5.6. Análise exergoeconômica

Para a usina funcionar durante 12h/dia ela precisa de 4 funcionários, onde cada funcionário recebe atualmente R\$ 400,00 mais adicional de 30% de periculosidade. O custo de O&M da usina é calculado com base no valor gasto com funcionários mais 85% desse valor com encargos sociais. Já o custo total depende do valor investido (R\$ 500.000,00) da taxa de juros anual que atualmente é de 18% (Taxa de Juros de Empréstimo, 2006), do tempo corrido de utilização (atualmente 5 anos), do tempo de vida útil (30 anos) e do valor resgatado ao final da vida útil (10% do valor inicial).

Aplicando os parâmetros fornecidos acima nas equações desenvolvidas na formulação dada, obtém-se o seguinte custo unitário de exergia de eletricidade e biomassa $C_e = 0,261 R\$/MJ$, $C_{Bio} = 5,1 R\$/GJ$

Baseado no custo unitário de exergia tem-se quanto é perdido por hora em cada componente como mostrado na Tab. 6.

Tabela 6: Taxa do fluxo monetário de vários componentes.

COMPONENTE	$\dot{C}_e \left(\frac{R\$/h}{h} \right)$	$\dot{C}_{Bio} \left(\frac{R\$/h}{h} \right)$
Caldeira		9,54
Turbina	49,22	
Condensador	117,02	
Linha/ 1-2		0,43
Linha/ 4-6	5,64	

Pode-se verificar que as maiores perdas monetárias acontecem no condensador, pois apesar da caldeira representar maiores perdas exergeticas suas perdas tem impacto sobre a quantidade de biomassa consumida já o condensador está relacionado a potencia produzida na turbina, pois a mesma é responsável pelo bombeamento da água de arrefecimento.

6. Conclusões

A planta apresentou eficiências baixíssimas, no que diz respeito à análise energética a eficiência planta foi de 1,8 %, a do ciclo foi de 2,7 %, a turbina apresentou uma eficiência isentrópica de 23 % e a caldeira de 67 %, no que diz respeito à análise exergetica os resultados não foram muito diferentes, a eficiência da planta foi de 1,9 % e a da turbina foi de 28 %.

Quanto à análise de perdas, a análise exergetica, como esperado, mostrou-se mais precisa mostrando que os pontos que apresentam maiores perdas são: a caldeira com 78 % e o condensador com 11 %.

Feita uma análise do processo de combustão, constatou-se que a quantidade de ar fornecida ao processo é quase duas vezes maior do que a necessária, promovendo assim a queima incompleta da biomassa e resfriando a chama. Esse é o parâmetro identificado que pode ser controlado imediatamente sem nenhum custo de investimento e pode representar melhorias imediatas na eficiência da planta.

Quanto aos custos encontrou-se que o valor da eletricidade produzida pela planta é de 261 R\$/kJ e que os equipamentos que têm a hora de operação mais elevadas são o condensador e a turbina, apresentando os custos de 117 e 49 R\$/h, respectivamente.

7. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio da Rede Celpa pelo ao projeto de Implantação da Planta de Potência a Vapor, assim como ao MME pelo financiamento do mesmo e a Rede Nacional de Combustão.

8. Referências Bibliográficas.

- Bejan, A. Advanced Engineering Thermodynamics. New York: Wiley Interscience. 1984. 758 p.
 Çengel, Y. A. e M. A. Boles. Thermodynamics: An Engineering Approach. Boston: McGraw-Hill. 1998
 Feng, W., H. V. D. Kooi, et al. Biomass conversion in subcritical and supercritical water: driving force, phase equilibria, and thermodynamics analysis. Chemical Engineering Processing, v.43, n.12, 1 March, p.1459-1467. 2004.

- Guerra, D. R. D. S. Técnicas e Medidas Experimentais - Critério de Chauvenet: UFPA 2005a.
_____. Técnicas e Medidas Experimentais - t Estatístico: UFPA 2005b.
- Kotas, T. J. The Exergy Method of Thermal Power Plants. London: Butterworths. 1985. 327 p.
- Kwak, H. Y., D. J. Kim, *et al.* Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants. ENERGY, v.28, n.4, 12 March, p.343-360. 2001.
- Moran, M. J. Availability analysis: a guide to efficient energy use. Englewood Cliffs: Prentice-Hall. 1982
- Moran, M. J. e H. N. Shapiro. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. Rio de Janeiro: LTC. 2002. 681 p.
- Netto, G. B. F., A. G. D. P. Oliveira, *et al.* CARACTERIZAÇÃO ENERGÉTICA DE BIOMASSAS AMAZÔNICAS. AGRENER GD 2006 - 6º Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural. Campinas-SP, 2006. p.
- Sontag, R. E., C. Borgnakke, *et al.* Computer-Aided Thermodynamic Tables: John Wiley & Sons 1996.
_____. Fundamentals of Thermodynamics. New York: Wiley. 1998
- Taxa de Juros de Empréstimo. www.bb.com.br 2006.
- Tillman, D. A. The Combustion of solid Fuels and Wastes. London: Academic Press. 1991
- Ushima, A. H. Combustão de Sólidos: IPT 2005.
- Zhong, C., C. J. Peters, *et al.* Thermodynamic modeling of biomass conversion processes. Fluid Phase Equilibria, v.194, n.197, p.805-815. 2002.

ENERGETIC AND EXERGOECONOMIC ANALYSES FOR A RESEARCH STEAM POWER PLANT FUELED BY BIOMASS

Antonio Geraldo de Paula Oliveira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica - LABGAS, Sala 5 , Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
ageraldo@ufpa.br

Manoel Fernandes Martins Nogueira

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica, Sala 201, Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
mfmn@ufpa.br

Gonçalo Rendeiro

Campus Universitário do Guamá, Lab. de Eng. Mecânica-LABVAPOR, Sala 1, Belém-PA-Brasil, CEP: 66075-110
rendeiro@ufpa.br

Abstract

The EBMA research group has a steam power pilot plant where biomass is burned to generate power, 5kW. This plant follows a simple Rankine cycle and was built to develop human resource and to test the performance of Amazon wood species as fuel in boilers supplying heat to generate power. This plant is well instrumented and able to operate for long period of time. This work performed an energetic analysis of this plant as well as exergetic and economic analysis. Mass and energy conservation equations were applied for each equipment together with the quantification of exergy lost in each component. The exergoeconomic model was applied to calculate the economic cost that each equipment has in order to process the energy and finally a cash flow of financial value of energy destroyed was obtained for each process.

Keywords: exergy, exergoeconomic, biomass, steam power plant.