

INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE UMA TURBINA A VAPOR SOBRE O DESEMPENHO GLOBAL DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO DE UMA USINA SUCROALCOOLEIRA

Ricardo A.V. Ramos, Cássio R.M. Maia, José L. Gasche, Thales B. Uchoa e Fabiano P. Branco

Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP

Av. Brasil Centro, 56 – Caixa Postal 31 – CEP: 15.385-000 – Ilha Solteira - SP

E-mail: ramos@dem.feis.unesp.br

Marcelo C. Fiomari e Alessandro T. Takaki

Departamento de Engenharia – Destilaria Pioneiros S.A.

Fazenda Santa Maria da Mata – Caixa Postal 12 – CEP: 15.360-000 – Sud Mennucci - SP

E-mail: marcelo.fiomari@pioneiros.com

Resumo. Neste trabalho foi feita uma análise termodinâmica da planta de uma usina sucro-alcooleira localizada na região oeste paulista (Destilaria Pioneiros S.A.) para verificar a influência das condições de operação da turbina a vapor sobre a performance global do sistema de cogeração. Foi realizado um estudo considerando a variação de parâmetros fundamentais tais como pressão, temperatura e fluxo de vapor na entrada da turbina e foi verificado o efeito sobre a potência gerada pela turbina a vapor. Para avaliação da performance global do sistema foram utilizados diferentes critérios, tais como: eficiências térmicas e mecânicas, e o consumo específico de vapor e bagaço.

Palavras-chaves: Cogeração de energia, turbina a vapor, indústria sucro-alcooleira.

1. INTRODUÇÃO

A maioria das usinas sucro-alcooleiras paulistas apresentam uma situação de auto-suficiência do consumo de energia dentro da indústria e de equilíbrio no consumo de vapor de processo. Nos últimos anos tem sido crescente o investimento no aumento da eficiência e na expansão dos sistemas de cogeração de energia neste setor, visando um aumento na produção de energia elétrica para a comercialização que, até então, era incipiente. Tudo isso se deve aos incentivos governamentais para a geração independente e descentralizada que surgiram em decorrência da crise energética ocorrida recentemente.

Para que se conheçam as potencialidades dos sistemas e as possibilidades de expansão são de suma importância a realização de análises energética e exergética. Existem diversos trabalhos sobre este assunto, sendo que entre eles podem ser citados: Walter (1994), Vertiola & Oliveira Júnior (1995), Coelho *et al.* (1997), Barreda del Campo *et al.* (1998), Carpio *et al.* (2001), Lobo *et al.* (2002), Jaguaribe *et al.* (2002) e Ramos *et al.* (2003). A seguir serão apresentados alguns detalhes dos trabalhos desenvolvidos mais recentemente e que tem alguma relação com o presente trabalho.

Carpio *et al.* (2001) apresentaram critérios de avaliação termodinâmica para dois sistemas de cogeração em usinas de açúcar, um com turbina de contrapressão e outro com turbina de condensação com extrações e, além disso, analisaram a possibilidade de utilização de combustíveis auxiliares (palha de cana, eucalipto e gás natural) no período da entressafra.

Lobo *et al.* (2002) fizeram uma análise comparativa de sistemas de cogeração de duas plantas

sucro-alcooleiras que usam turbinas de contrapressão para fornecer trabalho, sendo o vapor de contrapressão utilizado como energia térmica de processo e verificaram uma economia de 65% de bagaço se o vapor d'água for gerado a pressões e temperaturas mais elevadas em sistemas com turbinas de múltiplo estágio, possibilitando a geração de excedentes de eletricidade.

Jaguaribe *et al.* (2002) realizaram um estudo termodinâmico e uma análise de custos da ampliação de um sistema de cogeração de energia em uma destilaria de cana de açúcar e concluíram que a ampliação proposta aumentaria a eficiência do processo industrial e que, embora a lucratividade não fosse imediata, ela poderia ser atrativa se houvesse uma elevação do preço de venda da eletricidade.

Ramos *et al.* (2003) efetuaram análises energética e exergética da planta de uma indústria sucroalcooleira que teve o seu sistema de cogeração expandido para venda de excedente de energia elétrica e os resultados obtidos mostraram as vantagens decorrentes das mudanças implementadas.

No que diz respeito ao presente trabalho, será feita uma análise da influência das condições de operação de uma turbina a vapor, recentemente instalada em uma usina sucro-alcooleira do oeste paulista (Destilaria Pioneiros S.A.), sobre a performance global do sistema de cogeração. Para a verificação dos níveis de geração de potência no eixo da turbina serão considerados vários regimes de operação, através da variação de alguns parâmetros fundamentais como pressão, temperatura e fluxo de vapor na entrada da turbina.

2. DESCRIÇÃO DAS INSTALAÇÕES

Na Figura (1) é mostrado um esquema simplificado da planta atual da Destilaria Pioneiros com as suas características básicas de operação.

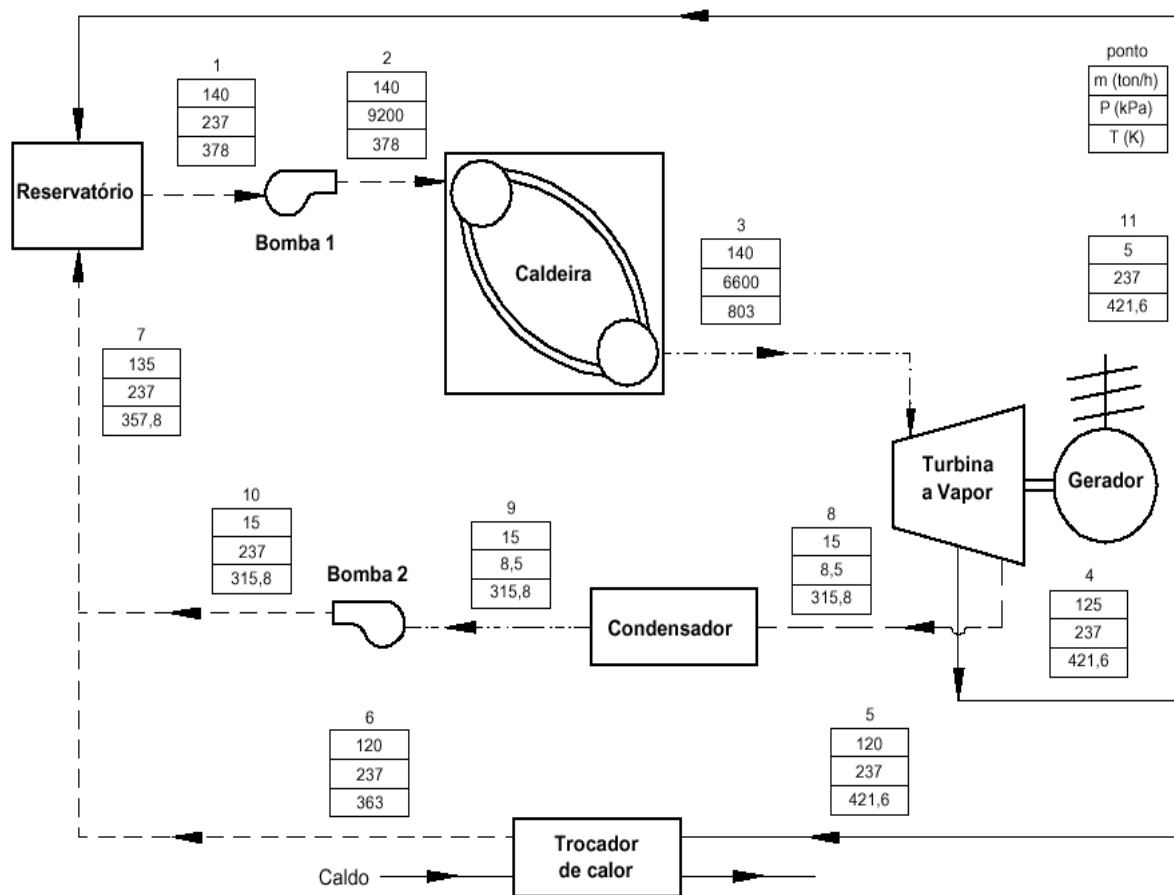


Figura 1. Fluxograma simplificado da planta atual da Destilaria Pioneiros.

Esta planta é resultado dos investimentos que foram feitos pela usina para produzir um excedente de energia elétrica para comercialização. A planta antiga garantia apenas a auto-suficiência energética e as modificações que foram implementadas consistiram, basicamente, na substituição das duas caldeiras que produziam 120 ton/h de vapor a 2,25 MPa e 290 °C, por uma única que produz 150 ton/h de vapor a 6,60 MPa e 530 °C, bem como dos três turbogeradores de 1.500 kVA de energia cada, por um de 40.000 kVA. Além disso, foi feita a substituição das turbinas de acionamento dos ternos da moenda, do picador e do desfibrador, por motores elétricos individuais, permitindo maior controle da partida e parada e um maior rendimento da unidade. Nesta nova planta não haverá extração de vapor para processos, uma vez que o trocador de calor promoverá a evaporação do caldo, produzindo todo o vapor necessário (vapor vegetal) para a fabricação de açúcar e álcool.

3. METODOLOGIA

Para se fazer uma análise termodinâmica de uma planta devem ser realizados balanços de massa, energia e exergia, e cálculos das eficiências pela primeira e segunda lei da termodinâmica, bem como das irreversibilidades, considerando um volume de controle para de cada um dos equipamentos que a compõem (Horlock, 1997 e Kotas, 1995). De uma forma geral, para processos em regime permanente e desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e h_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) - \dot{W}_{vc} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_e ex_e - \sum_{i=1}^n \dot{m}_s ex_s = \dot{I}_{vc} \quad (3)$$

onde:

h_e - Entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s - Entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

ex_e - Exergia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

ex_s - Exergia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

T_i - Temperatura superficial do volume de controle (K);

T_0 - Temperatura do fluido no estado de referência (K);

\dot{m}_e - Fluxo de massa que entra no volume de controle (kg/s);

\dot{m}_s - Fluxo de massa que sai do volume de controle (kg/s);

\dot{I}_{vc} - Taxa de irreversibilidade no volume de controle (kW);

\dot{Q}_{vc} - Fluxo de calor no volume de controle (kW);

\dot{W}_{vc} - Potência referente ao volume de controle (kW).

As exergias específicas na entrada e saída são calculadas, respectivamente, por:

$$ex_e = (h - h_0)_e - T_0(s - s_0)_e \quad (4)$$

$$ex_s = (h - h_o)_s - T_o(s - s_o)_s \quad (5)$$

onde:

h - Entalpia específica do vapor (kJ/kg);

s - Entropia específica do vapor (kJ/kg K);

h_o - Entalpia da água para o estado de referência (104,86 kJ/kg);

s_o - Entropia da água para o estado de referência (0,367 kJ/kg K).

A resolução do sistema de equações resultante é efetuada pelo programa EES[®] (*Engineering Equation Solver*), que permite a determinação das propriedades termodinâmicas, como entalpia e entropia, possibilitando a realização de cálculos de maneira simples e eficiente, sem a necessidade de se recorrer a tabelas termodinâmicas. Vale ressaltar que foi adotado como referência o estado com temperatura 25 °C e pressão 101,3 kPa e que não foram consideradas as perdas de carga e de calor nas tubulações e demais componentes do sistema.

As eficiências pela primeira e segunda lei da termodinâmica são calculadas para cada equipamento, através de um conjunto de equações termodinâmicas clássicas, respectivamente, por:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \Delta h_{iso}} \quad (6)$$

$$\Psi = \frac{\Delta h_{real}}{ex_e - ex_s} \quad (7)$$

onde:

Δh_{iso} - Diferença entre as entalpias de entrada e saída, para processo isoentrópico (kJ/kg);

Δh_{real} - Diferença entre as entalpias de entrada e saída, para o processo real (kJ/kg);

\dot{m} - Fluxo de massa (líquido ou vapor) no equipamento (kg/s).

No caso específico das caldeiras, o cálculo da eficiência pela segunda lei é feito utilizando-se a equação abaixo:

$$\Psi = \frac{\dot{m}_{vapor} ex_{vapor} - \dot{m}_{água} ex_{água}}{\dot{m}_{bag} ex_{bag}} \quad (8)$$

onde:

ex_{vapor} - Exergia específica de vapor superaquecido na saída da caldeira (kJ/kg);

$ex_{água}$ - Exergia específica da água na entrada da caldeira (kJ/kg);

ex_{bag} - Exergia específica do bagaço da cana (kJ/kg);

\dot{m}_{vapor} - Fluxo de massa de vapor superaquecido na saída da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_{água}$ - Fluxo de massa de água na entrada da caldeira (kg/s);

\dot{m}_{bag} - Fluxo de massa de bagaço consumido na caldeira (kg/s).

Para o cálculo da exergia específica do bagaço da cana é utilizada a equação apresentada por Szargut (1988), que leva em conta a correlação entre a exergia química e o poder calorífico inferior do combustível, considerando a relação entre as frações em massa de oxigênio e carbono, a composição elementar do combustível, e o conteúdo de cinza e de umidade, conforme segue:

$$ex_{bag} = \beta(PCI_{bag} + L_{água} Z_{água}) + ex_{água} Z_{água} \quad (9)$$

sendo:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160(Z_{H_2}/Z_C) - 0,2499(Z_{O_2}/Z_C)[1 + 0,7884(Z_{H_2}/Z_C)] - 0,0450(Z_{N_2}/Z_C)}{1 - 0,3035(Z_{O_2}/Z_C)} \quad (10)$$

onde:

β - Função das frações de massa dos componentes químicos do bagaço (%);

Z_{H_2} - Fração em massa de hidrogênio no bagaço (6,4%);

Z_{O_2} - Fração em massa de oxigênio no bagaço (43,3%);

Z_{N_2} - Fração em massa de nitrogênio no bagaço (0,0%);

Z_C - Fração em massa de carbono no bagaço (46,3%);

$Z_{água}$ - Fração em massa de água no bagaço úmido (50%);

PCI_{bag} - Poder Calorífico Inferior do bagaço (7736 kJ/kg);

$L_{água}$ - Entalpia de vaporização da água (2442 kJ/kg);

$ex_{água}$ - Exergia química da água líquida (50 kJ/kg).

Para a determinação dos fluxos de massa foram utilizadas as seguintes equações:

$$\dot{m}_{bprod} = f \dot{m}_{cana} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{bres} = \dot{m}_{bprod} - \dot{m}_{bag} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{bag} = k \dot{m}_{água} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{esc} = r \dot{m}_{cana} \quad (14)$$

onde:

\dot{m}_{bprod} - Fluxo de massa de bagaço produzido (kg/s);

\dot{m}_{bres} - Fluxo de massa de bagaço residual (kg/s);

\dot{m}_{cana} - Fluxo de massa de cana moída (83,33 kg/s);

\dot{m}_{esc} - Fluxo de massa de vapor de escape para o trocador de calor (kg/s);

f - Relação entre a quantidade de fibra na cana e a quantidade de fibra no bagaço (0,26);

k - Relação entre a quantidade de bagaço consumido e a quantidade de vapor gerado (0,47);

r - Relação entre a quantidade de vapor de escape e a quantidade de cana moída (0,40).

Para a definição dos parâmetros f , k e r foram levados em conta os valores típicos observados nas últimas safras da usina.

Para avaliação dos processos são considerados diferentes critérios de desempenho globais do sistema baseados na primeira lei da termodinâmica (Horlock, 1997), tais como: eficiências térmicas e mecânicas, e o consumo específico de vapor e bagaço, sendo que os mais freqüentemente utilizados serão descritos a seguir.

Fator de Utilização de Energia (FUE) - Representa a eficiência de primeira lei do sistema como um todo, sendo dado por:

$$FUE = \frac{\dot{W}_{total} + \dot{Q}_{util}}{\dot{m}_{bag} PCI_{bag}} \quad (15)$$

Índice de Poupança de Energia (IPE) - Refere-se à economia de energia de combustível obtida por sistemas de cogeração em comparação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica e é definido como:

$$IPE = 1 - \frac{\dot{m}_{bag} PCI_{bag}}{\dot{W}_{total} / \eta_{term_ref} + \dot{Q}_{util} / \eta_{cald_ref}} \quad (16)$$

Razão Potência-Calor (RPC) - Representa a relação entre a potência total produzida e o calor utilizado no processo, sendo:

$$RPC = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{util}} \quad (17)$$

Eficiência de Geração de Potência (EGP) - Define a eficiência de geração de potência mecânica e elétrica do sistema em relação à parcela de combustível destinado somente à produção de potência:

$$EGP = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{m}_{bag} PCI_{bag} - \dot{Q}_{util} / \eta_{cald}} \quad (18)$$

onde:

- \dot{W}_{total} - Potência total (mecânica e elétrica) (kW);
- \dot{Q}_{util} - Potência térmica útil do sistema (processo de produção de vapor vegetal) (kW);
- η_{term_ref} - Eficiência térmica de uma planta de potência de referência (40%);
- η_{cald_ref} - Eficiência térmica de caldeiras que produzem apenas vapor saturado (77%);
- η_{cald} - Eficiência térmica das caldeiras da unidade.

A partir do cálculo destes parâmetros é possível identificar as vantagens e desvantagens de um sistema de cogeração com relação a outros ou ainda realizar comparações de desempenho entre diversas condições de operação de um dado sistema, como foi realizado neste trabalho.

4. RESULTADOS

As condições nominais de operação ($P = 6600$ kPa, $T = 803$ K e $\dot{m} = 140$ ton/h) foram definidas com base na capacidade atual de moagem de cana de açúcar (300ton/h) e para atender a demanda de calor útil para processo (80 MW). Para analisar a influência dos parâmetros de entrada na turbina sobre a potência gerada foi considerada uma variação destes parâmetros dentro de uma faixa típica de operação de forma que a capacidade de moagem e a geração de calor de processo fossem mantidas. Neste contexto, foram considerados para análise: $P = 6200, 6600$ e 7000 kPa; $T = 783, 803$ e 823 K; $\dot{m} = 130, 140$ e 150 ton/h.

As Figuras (2) a (4) apresentam o comportamento da geração de potência de eixo na turbina em função das variações de pressão, temperatura e fluxo de vapor na entrada da turbina, respectivamente, e na Tab. (1) são mostrados os índices de desempenho e a potência gerada no eixo da turbina em função dos seus parâmetros de operação.

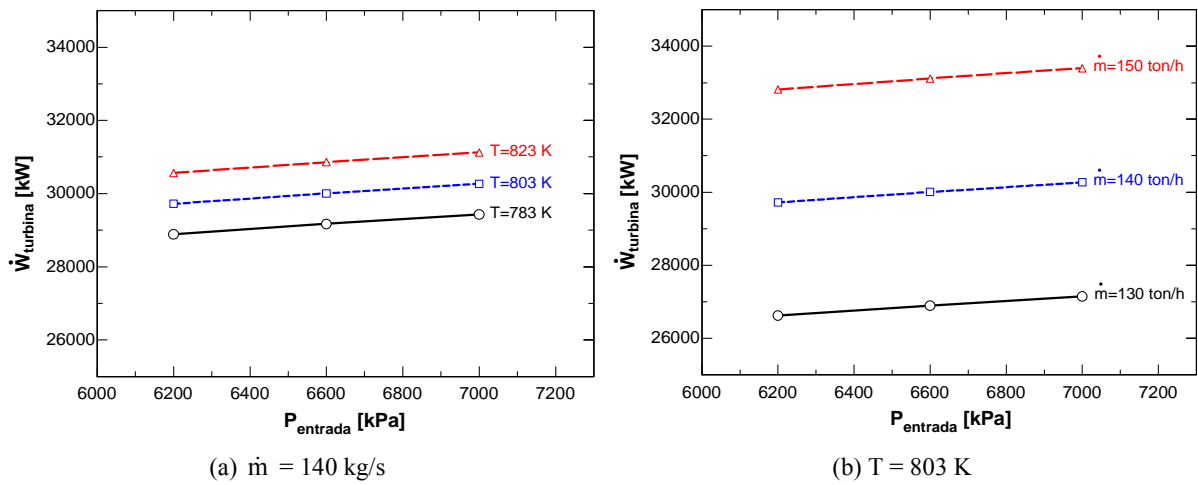


Figura 2. Variação da potência gerada pela turbina em função da pressão de entrada.

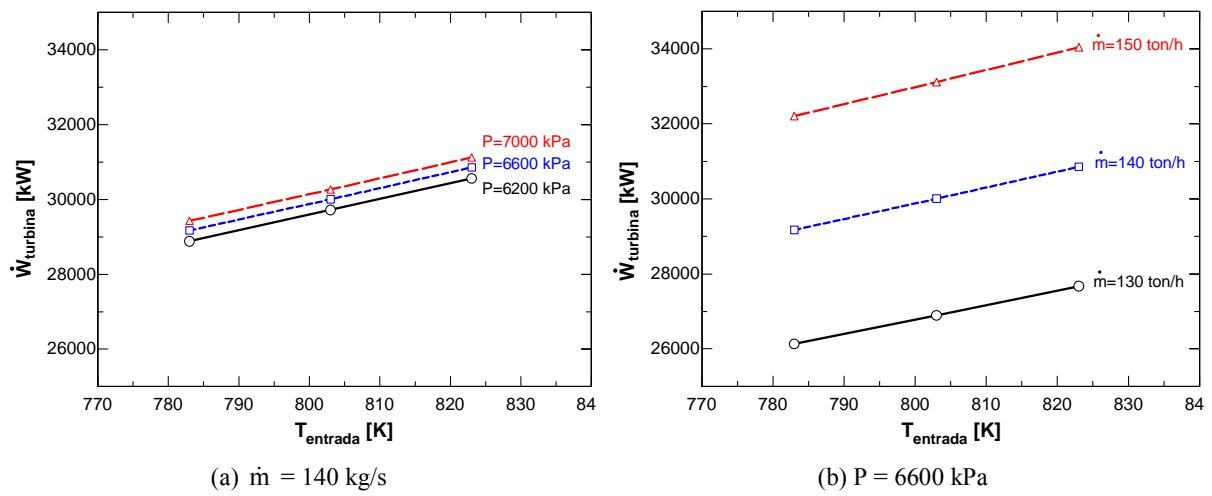


Figura 3. Variação da potência gerada pela turbina em função da temperatura de entrada.

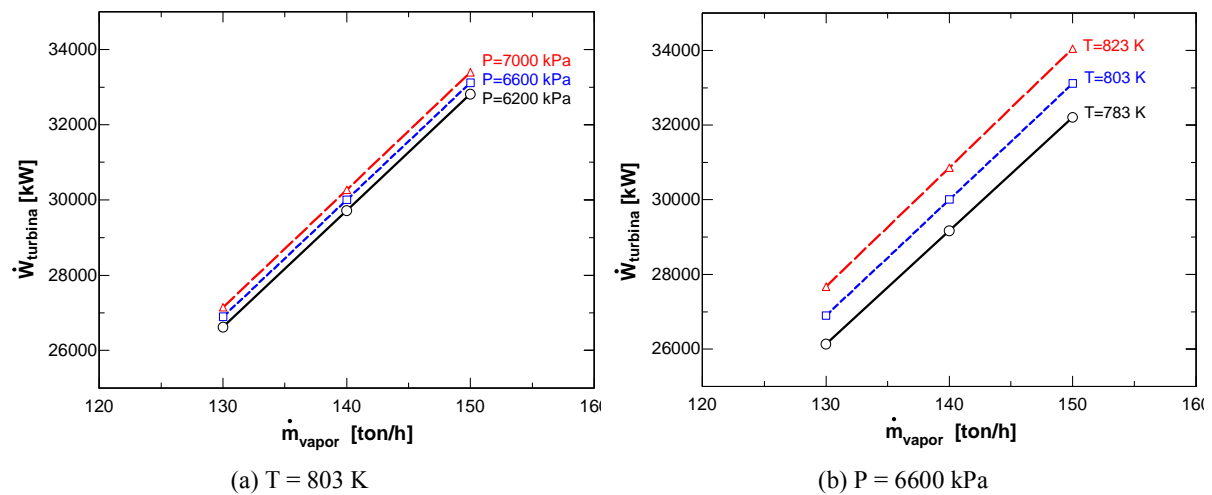


Figura 4. Variação da potência gerada pela turbina em função do fluxo de vapor.

Tabela 1. Índices de desempenho e potência gerada em função das condições de operação.

Caso	P (kPa)	T (K)	\dot{m} (kg/s)	FUE (%)	IPE (%)	RPC (%)	EGP (%)	$\dot{W}_{turbina}$ (MW)
1	6200	783	130	80,01	78,37	32,73	73,30	25,86
2	6600	783	130	79,91	78,30	33,23	73,34	26,13
3	7000	783	130	79,80	78,24	33,71	73,37	26,38
4	6200	803	130	81,27	76,96	33,30	74,55	26,62
5	6600	803	130	81,18	76,88	33,81	74,60	26,89
6	7000	803	130	81,08	76,82	34,29	74,63	27,15
7	6200	823	130	82,53	75,60	33,90	75,80	27,39
8	6600	823	130	82,44	75,52	34,41	75,85	27,67
9	7000	823	130	82,35	75,45	34,89	75,89	27,93
10	6200	783	140	76,44	80,75	36,55	63,67	28,89
11	6600	783	140	76,35	80,66	37,10	63,81	29,17
12	7000	783	140	76,26	80,59	37,61	63,93	29,43
13	6200	803	140	77,66	79,28	37,18	64,89	29,72
14	6600	803	140	77,58	79,19	37,73	65,03	30,01
15	7000	803	140	77,50	79,11	38,24	65,15	30,27
16	6200	823	140	78,88	77,85	37,82	66,13	30,57
17	6600	823	140	78,81	77,76	38,37	66,27	30,86
18	7000	823	140	78,74	77,68	38,89	66,39	31,13
19	6200	783	150	73,34	82,93	40,38	57,54	31,91
20	6600	783	150	73,27	82,83	40,96	57,72	32,21
21	7000	783	150	73,19	82,75	41,51	57,87	32,48
22	6200	803	150	74,53	81,40	41,05	58,72	32,81
23	6600	803	150	74,47	81,30	41,64	58,90	33,12
24	7000	803	150	74,40	81,21	42,19	59,06	33,40
25	6200	823	150	75,72	79,92	41,75	59,91	33,74
26	6600	823	150	75,66	79,81	42,33	60,09	34,04
27	7000	823	150	75,60	79,72	42,88	60,25	34,33

5. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

Através da análise das Fig. (2) a (4), verifica-se que o fluxo de vapor na entrada da turbina é o parâmetro que exerce maior influência na geração de potência. Isso se deve ao fato da potência gerada apresentar uma relação direta com a intensidade o fluxo de vapor. Por outro lado, observa-se que a temperatura do vapor na entrada da turbina exerce maior influência na geração de potência do que a pressão, visto que a propriedade entalpia é mais sensível à variação da temperatura.

Com relação aos critérios de desempenho estabelecidos, observa-se na Tab. 1 que o fator de utilização de energia (FUE) varia de 0,7319 até 0,8253, crescendo com o aumento da temperatura e com a diminuição do fluxo de vapor, sendo pouco influenciado pela variação da pressão. O índice de poupança de energia (IPE) varia de 0,7545 até 0,8293, crescendo com a diminuição da temperatura e com o aumento do fluxo de vapor, sendo também pouco afetado pela variação da pressão. A razão potência-calor (RPC) varia de 0,3273 a 0,4288, crescendo com o aumento de qualquer um dos parâmetros de entrada na turbina, sendo mais uma vez notada a maior influência do fluxo de vapor com relação à temperatura e à pressão. A eficiência de geração de potência (EGP) é o que apresenta uma maior faixa de variação (0,5754 a 0,7589) entre todos os índices considerados, aumentando fortemente com a diminuição do fluxo de vapor e se mantendo quase que inalterado com a variação da pressão e da temperatura.

Dentre os casos apresentados na Tab. (1), nota-se que, quanto maiores os níveis dos parâmetros de entrada da turbina, maior será a potência gerada no eixo da mesma ($\dot{W}_{turbina}$), conforme esperado.

Vale destacar que o consumo estimado de energia elétrica da planta atual da usina é da ordem de 8 a 10 MW sendo que a produção de energia para as condições de projeto é da ordem de 30 MW, o que garante a comercialização de 20 a 22 MW de energia elétrica.

Finalizando, é importante notar que, em relação às condições nominais de operação, um incremento de da ordem de 7% na produção de vapor leva a um aumento de aproximadamente 10% na geração de potência no eixo da turbina. Isso é muito interessante, tendo em vista que nestas condições há um excedente de 12,6 ton/h de bagaço de cana (16 % do total de bagaço produzido) que poderia ser aproveitado para o incremento da geração de energia.

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido através da cooperação científica-tecnológica entre a UNESP, Campus de Ilha Solteira, e a Destilaria Pioneiros S.A. Os autores gostariam também de agradecer a colaboração do Engenheiro Marcos Torres, Gerente Industrial da Pioneiros.

7. REFERÊNCIAS

- Barreda del Campo, E.R., Roxo, R., Nebra, S.A. & Bordonal, A.F., 1998, “Análises Energética e Exergética do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário”, Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Vol. I, Rio de Janeiro - RJ, pp. 307-312.
- Carpio, R.C., Teixeira, F.N., Bessa, F.C. & Lora, E.S., 1999, “Critérios de Avaliação Termodinâmica para Sistemas de Cogeração em Usinas de Açúcar”, Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), Águas de Lindóia - SP.
- Coelho, S.T., Oliveira Jr., S. & Zylberstajn, D., 1997, “Análise Termoeconômica da Cogeração de Eletricidade a Partir do Bagaço da Cana em uma Usina”, Proceedings of the XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering (in CD-ROM), Bauru - SP.
- Coelho, S.T., Paletta, C.E.M., Guardabassi, P., Pires, R.G., Silva, O.C. & Gomes Filho, A., 2002, “Levantamento do Potencial Real da Cogeração de Excedentes no Setor Sucro-Alcooleiro”, Anais do IX Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro - RJ, pp. 1867-1875.
- Horlock, J.H., 1997, “Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP): Thermodynamics and Economics”, Krieger Publishing Company, Florida, USA, 226p.
- Jaguaribe E.F., Lobo, P.C., Neto, J.R.L., Souza, W.L. & Rocha, F.A.A., 2002, “Estudo Termodinâmico e Análise de Custos da Ampliação de um Sistema de Cogeração de Energia em uma Destilaria de Cana de Açúcar”, Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas (em CD-ROM), Caxambu - MG.
- Kotas, T.J., 1995, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Krieger Publishing Company, Flórida, USA, 328p.
- Lobo, P.C., Jaguaribe, E.F., Lima Neto, J.R., Rocha, F.A.A. & Souza, W.L., 2002, “Análise Comparativa de Sistemas de Cogeração Usados em Duas Diferentes Plantas Sucro-Alcooleiras”, Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (em CD-ROM), João Pessoa - PB.
- Ramos, R.A.V., Maia, C.R.M., Gasche, J.L., Uchoa, T.B, Branco, F.P., Fiomari, M.C. & Takaki, A.T., “Análise Energética e Exergética de uma Usina Sucro-Alcooleira com Sistema de Cogeração de Energia em Expansão”, Anais do V Congresso Latino-Americano de Geração e Transmissão de Energia Elétrica (em CD-ROM), São Pedro - SP, 2003.
- Szargut J., Morris D.R. & Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 332p.
- Vertiola, S.R. & Oliveira Júnior, S., 1995, “Exergetic and Thermoeconomic Analysis of the Steam Cycle of a Medium-Size Sugar and Alcohol Mill”, Proceedings of the ECOS’95 - Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Istanbul, pp.231-236.
- Walter, A.C., 1994, “Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro”, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas - SP, 283p.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

INFLUENCE OF THE STEAM TURBINE OPERATING CONDITIONS ON THE OVERALL PERFORMANCE OF A SUGAR CANE INDUSTRY COGENERATION SYSTEM

Ricardo A.V. Ramos, Cássio R.M. Maia, José L. Gasche, Thales B. Uchoa e Fabiano P. Branco

Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP

Av. Brasil Centro, 56 – Caixa Postal 31 – CEP: 15.385-000 – Ilha Solteira - SP

E-mail: ramos@dem.feis.unesp.br

Marcelo C. Fiomari e Alessandro T. Takaki

Departamento de Engenharia – Destilaria Pioneiros S.A.

Fazenda Santa Maria da Mata – Caixa Postal 12 – CEP: 15.360-000 – Sud Mennucci - SP

E-mail: marcelo.fiomari@pioneiros.com

Abstract. *A thermodynamic analysis of a sugar cane industry plant located in the west area of the São Paulo State (Destilaria Pioneiros S.A.) was accomplished in this work in order to analyze the influence of the operating conditions of a steam turbine on the overall performance of the cogeneration system. A parametrical study was considered by varying some fundamental variables, such as pressure, temperature and steam mass flow rate at the turbine inlet, and the effect on the power generated by the steam turbine was analyzed. Different criteria to evaluate the overall performance of the system, such as thermal and mechanical efficiencies, and the specific steam and bagasse consumptions, were used.*

Keywords: *Cogeneration, steam turbine, sugar cane industry.*