

MODELAGEM TERMODINÂMICA E ESTUDO DE SENSIBILIDADE DE UMA USINA TERMELÉTRICA A LODO DE ESGOTO PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E PRODUÇÃO DE ÁGUA POTÁVEL

Vitória Bento Botelho, vivi.bbotelho@gmail.com¹

João de Sá Brasil Lima, joao.brasil@maua.br¹

Carlos Vinícius Xavier Bessa, carlos.bessa@maua.br¹

Octavio Mattasoglio Neto, omattasoglio@maua.br¹

Roberto de Aguiar Peixoto, robertopeixoto@maua.br¹

¹Instituto Mauá de Tecnologia, Praça Mauá, 01, Bairro Mauá, 09580900 – São Caetano do Sul – São Paulo

Resumo. A falta de saneamento e acesso a água potável é um dos grandes desafios a serem resolvidos no século XXI. Buscando atacar esse problema foi desenvolvido o Janicki Omniprocessor, um sistema capaz de produzir água potável e energia elétrica a partir de rejeitos de esgoto utilizados como combustível em um ciclo Rankine. Nesse trabalho é apresentada a modelagem termodinâmica e o desenvolvimento de uma ferramenta para estudo quantitativo desses sistemas. A partir da ferramenta realizou-se um estudo de caso considerando uma planta já instalada que processa 30 toneladas de lodo de esgoto por dia, os resultados obtidos indicam que uma planta com essa capacidade de processamento pode produzir mais de 15 mil litros de água potável por dia, além da produção de uma potência elétrica por volta de 1,5 MW, dependendo das condições de operação.

Palavras chave: biomassa, lodo, análise de sensibilidade, cogeração, água potável

Keywords: biomass, sludge, sensitivity analysis, cogeneration, potable water

1. INTRODUÇÃO

Dentre as diversas discussões sobre problemas ambientais no século XXI, um dos mais preocupantes é o destino de resíduos gerados pelo homem em todo o mundo. O manejo adequado do lodo de esgoto se tornou um desafio para profissionais da área, pois a disposição final desse resíduo tornou-se um dos problemas ambientais urbanos mais relevantes da atualidade, tanto pelas toneladas geradas diariamente quanto pela falta de padronização dessa matéria. Um relatório da Organização Mundial da Saúde (OMS) e do Fundo das Nações Unidas para a Infância (Unicef) de 2017 (WHO, Unicef 2017) apresentou dados que demonstram que 6 a cada 10 pessoas no mundo (cerca 4,5 bilhões) não têm acesso a saneamento básico seguro. Geralmente, locais sem saneamento básico possuem pouco acesso à água potável. O mesmo relatório mostra que 3 a cada 10 pessoas (2,1 bilhões) no mundo não têm acesso à água potável. Neste cenário, uma empresa norte-americana, Janicki Bioenergy, desenvolveu uma planta capaz de transformar resíduo humano em água potável e energia elétrica. O equipamento recebe o nome de Janicki Omniprocessor (J-OP) e ganhou notoriedade quando recebeu financiamento do empresário e filantropo Bill Gates (G1, 2015) para implementar a primeira planta em Dakar, no Senegal.

O uso de lodo para geração de energia não é novidade, pesquisadores já utilizaram lodo para gerar energia em células combustíveis (Aziz *et al.*, 2013) ou até mesmo como biomassa (Rulkens, 2008) como é o caso do J-OP. A inovação neste caso dá-se pelo fato de, além de gerar energia, um dos produtos da planta é água potável.

O J-OP é um sistema de tratamento de resíduos descentralizado que mata os patógenos presentes no lodo de esgoto enquanto fornece água potável para a população a partir dele. Seu único produto final são cinzas que podem ser utilizadas para correção de solos ou para materiais de construção civil. Tudo isso funcionando com a própria energia produzida pela queima do lodo, ainda podendo enviar a energia produzida em excesso para a rede elétrica. O J-OP visa tornar o tratamento de resíduos responsável e economicamente viável para atrair investidores. Entretanto, não foram encontradas referências tratando de modelo matemáticos do sistema de modo a permitir uma análise de sensibilidade para explorar a capacidade desse sistema em fornecer água potável e gerar energia elétrica em diferentes locais do mundo, de acordo com a disponibilidade de resíduos. Desse modo, os objetivos deste trabalho são elaborar um modelo matemático do J-OP com as devidas hipóteses simplificadoras; implementá-lo em um *software* para resolução do sistema de equações encontrados e realizar uma análise de sensibilidade para diferentes funções objetivo e parâmetros de controle.

2. METODOLOGIA

O J-OP consistem em um ciclo Rankine de geração de energia acoplado com um secador de lodo, conforme mostrado na Figura 1. Os dejetos úmidos alimentam o secador, calor proveniente do ciclo Rankine é utilizado para secar o lodo, fazendo a evaporação da água presente nos dejetos. Após sair do secador esse vapor de água limpa é condensado e tratada para consumo. O lodo seco é utilizado como combustível na caldeira do ciclo Rankine, gerando a energia térmica necessária para produzir vapor do fluido de trabalho (no caso água) que circula no ciclo Rankine. Esse vapor a alta pressão e temperatura é expandido em uma turbina a vapor. A partir do enunciado de Kelvin – Planck (Sonntag *et al.* 2003) tem-se que parte do calor recebido pelo fluido de trabalho na caldeira deve ser rejeitado a fim de que o ciclo produza potência, parte do calor que deve ser rejeitado é utilizado para secar o lodo úmido no secador, o excedente de calor é rejeitado para o ambiente em um condensador. O ciclo ainda conta com uma bomba para prover a circulação do fluido de trabalho pelo ciclo Rankine.

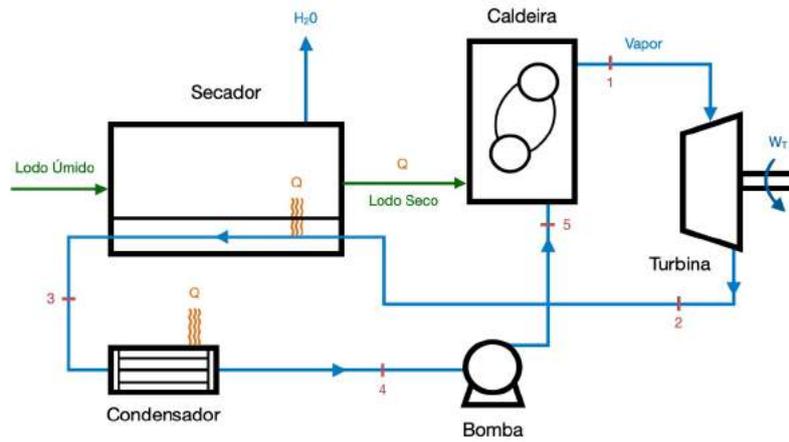


Figura 1. Modelo de usina para produção de água potável e energia a partir de dejetos.

O primeiro passo da modelagem matemática do J-OP consiste em elaborar um modelo no qual cada equipamento mostrado na Figura 1 é representado como um volume de controle. Assim foi possível adotar uma abordagem Euleriana para o equacionamento do problema. Em cada volume de controle as fronteiras nas quais há entrada e saída de fluidos em cada um dos equipamentos serão suas superfícies de controle, sendo essas:

- 1 – Saída da caldeira e entrada da turbina.
- 2 – Saída da turbina e entrada no secador (secagem do lodo).
- 3 – Saída do secador e entrada no condensador.
- 4 – Saída do condensador e entrada da bomba.
- 5 – Saída da bomba e entrada da caldeira.

Aplicou-se em cada volume de controle as equações de balanço de massa, dada pela Eq. 1, balanço de energia, dada pela Eq. 2 e balanço de entropia, dada pela Eq 3. Onde os índices *e* e *s* representam, respectivamente, as superfícies de controle de entrada e saída do volume de controle, *m* a massa de fluido, \dot{m} a vazão mássica de fluido, *h* a entalpia específica, *V* a velocidade do fluido na superfície de controle em relação ao referencial inercial, *Z* a altura da superfície de controle em relação ao referencial inercial, *g* é a aceleração da gravidade, o índice *VC* representa o volume de controle estudado, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor que cruza a fronteira do volume de controle, \dot{W} é a potência de eixo que cruza a fronteira do volume de controle, *E* é a energia, *t* representa o tempo, *S* é a entropia, *s* a entropia específica e \dot{S}_{ger} é a taxa de geração de entropia.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) + \dot{Q}_{VC} = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W}_{VC} + \frac{dE}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{dS}{dt} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_{VC}}{T} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{ger} \quad (3)$$

Para a aplicação das Eqs. 1, 2 e 3 foram adotadas 7 hipóteses, sendo elas:

- 1 – Processos em regime permanente, logo as derivadas de propriedades em relação ao tempo são nulas.
- 2 – Volumes de controle do ciclo de geração de energia possuem apenas uma entrada e uma saída, logo a vazão mássica nas superfícies de controle de entrada são iguais às vazões mássicas nas superfícies de controle de saída para o fluido de trabalho no ciclo de geração, essa vazão mássica foi denominada como \dot{m}_{ciclo} .
- 3 – Variações de energia potencial e cinética entre entrada e saída dos volumes de controle são desprezíveis frente às demais variações de energia, assim os termos $V_e^2 - V_s^2$ e $Z_e - Z_s$ são desprezíveis.
- 4 – Caldeira, secador e condensador são isobáricos, desprezando as perdas de carga no escoamento, logo as pressões nas superfícies de controle de entrada são iguais às pressões nas superfícies de controle de saída desses equipamentos.
- 5 – Não há potência de eixo nos volumes de controle caldeira, secador e condensador, logo \dot{W} é nulo nesses volumes de controle.
- 6 – O título (x) do fluido de trabalho na superfície de controle de saída do trocador de calor é nulo, logo $x_4 = 0$.
- 7 – Turbina e bomba são ideais (adiabática e reversível), logo, \dot{Q} é nulo, \dot{S}_{ger} é nulo e as entropias específicas nas superfícies de controle de entrada são iguais às entropias específicas das superfícies de controle de saída nesses equipamentos.

Aplicou-se as hipóteses para cada um dos volumes de controle modelando-os com as Eqs. 1, 2 e 3, obtendo-se um conjunto de equações que descrevem o modelo de usina mostrado na Figura 1. Esse conjunto de equações foi implementado em forma de rotina no *software Engineering Equation Solver* (EES), que possui uma biblioteca de propriedades termodinâmicas para diversos fluidos, como a água. A Figura 2 apresenta um fluxograma das informações da rotina implementada.

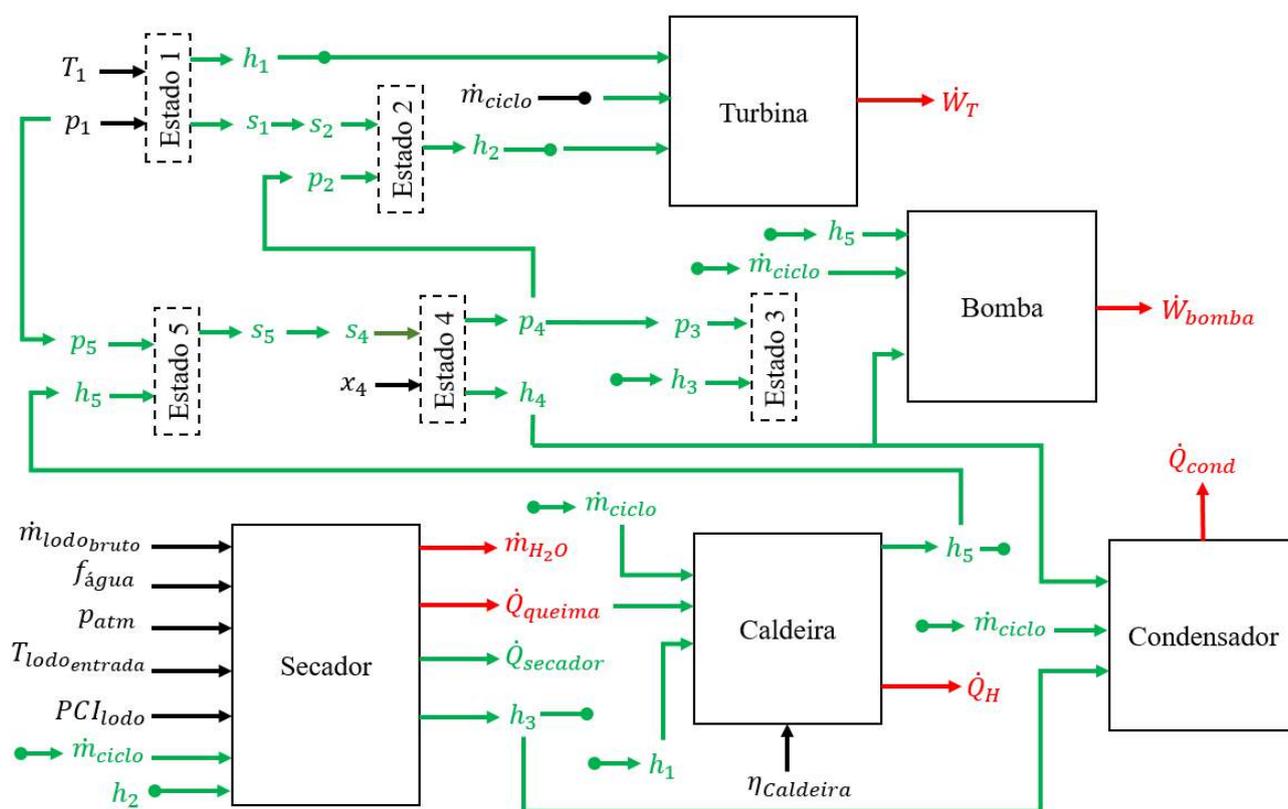


Figura 2. Fluxograma representando rotina desenvolvida no EES para estudo do modelo.

Os blocos “Estado” representam os estados termodinâmicos do fluido de trabalho no ciclo de geração, foi adotado água como fluido de trabalho, uma substância pura, sendo assim, são necessárias duas propriedades termodinâmicas independentes para a definição de cada estado. Por exemplo, para definição do Estado 1 foram utilizados valores impostos de temperatura e pressão (p), já para o Estado 4 foram utilizadas a entropia específica e o título do fluido de trabalho.

Os blocos Turbina, Secador, Condensador, Bomba e Caldeira representam os volumes de controle de cada um dos equipamentos que compõem a planta. Esses blocos contêm as Eqs. 1, 2 e 3 já com as devidas hipóteses aplicadas.

As variáveis em preto no fluxograma da Figura 2 representam variáveis de entrada na rotina desenvolvida, sendo necessário informá-las. As variáveis em verde representam informações trocadas entre os blocos, já as em vermelho representam variáveis de saída.

T_1 e p_1 representam temperatura e pressão na entrada da turbina e dependerão da turbina selecionada para aplicação na planta. $\dot{m}_{lodo\bruto}$ representa a vazão mássica de lodo que entra na planta, $f_{\acute{a}gua}$ representa a fração mássica de água presente nos dejetos, P_{atm} representa a pressão atmosférica local, que é a pressão em que o lodo adentra na planta, $T_{lodo\entrada}$ é a temperatura que lodo entra na planta, PCI_{lodo} é o poder calorífico inferior do lodo seco (após a extração da água). A partir $f_{\acute{a}gua}$ e $\dot{m}_{lodo\bruto}$ determina-se a geração de água potável \dot{m}_{H_2O} e a vazão de lodo seco. A partir da vazão de lodo seco determina-se a taxa de calor fornecido para a caldeira $\dot{Q}_{caldeira}$, sendo esse proveniente da queima do lodo seco.

A seguir são mostradas as equações utilizadas em cada um dos blocos representando os equipamentos na Figura 2 obtidas a partir da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, da Segunda Lei da Termodinâmica e da Lei de Conservação de Massa para as condições de contorno adotadas:

1 - Volume de controle: caldeira

Primeiro, as equações são aplicadas com referencial no fluido de trabalho do ciclo Rankine.

Conservação de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ciclo}$

Primeira Lei: $\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{ciclo}(h_1 - h_5)$

Caldeira isobárica: $P_1 = P_5$

O calor gerado na caldeira é proveniente da queima de combustível que, nesse caso, corresponde ao lodo seco.

Assim: $\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{lodo\seco} \cdot PCI_{lodo}$, onde $\dot{m}_{lodo\seco}$ é a vazão mássica de lodo seco e PCI_{lodo} é o poder calorífico inferior do lodo seco.

2 - Volume de controle: turbina a vapor

Conservação de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ciclo}$

Primeira Lei: $\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{ciclo}(h_1 - h_2)$

Segunda Lei: $s_1 = s_2$

3 - Volume de controle: secador

Primeiro, as equações são aplicadas com referencial no fluido de trabalho do ciclo Rankine

Conservação de massa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ciclo}$

Primeira Lei: $\dot{Q}_{secador} = \dot{m}_{ciclo}(h_2 - h_3)$

Secador isobárico: $P_2 = P_3$

Agora, com referencial no lodo bruto que entra no secador. Neste balanço, define-se que o calor rejeitado pelo fluido de trabalho do ciclo Rankine irá evaporar a água presente no lodo bruto:

Primeira Lei: $\dot{Q}_{secador} = \dot{m}_{\acute{a}gua}(h_{vs} - h_e)$ onde h_{vs} é a entalpia da água presente no lodo no estado de vapor saturado, h_e é a entalpia da água nas condições de entrada no secador e $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ é a vazão mássica de água que entra no secador junto com o lodo bruto. Essa vazão mássica é calculada como o produto da vazão mássica de lodo bruto ($\dot{m}_{lodo\bruto}$) e a fração de água presente no lodo ($f_{\acute{a}gua}$), ou seja: $\dot{m}_{\acute{a}gua} = f_{\acute{a}gua}\dot{m}_{lodo\bruto}$

4 - Volume de controle: condensador

Conservação de massa: $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ciclo}$

Primeira Lei: $\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ciclo}(h_3 - h_4)$

Condensador isobárico: $P_3 = P_4$

5 - Volume de controle: bomba

Conservação de massa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ciclo}$

Primeira Lei: $\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ciclo}(h_5 - h_4)$

Segunda Lei: $s_4 = s_5$

3. PRINCIPAIS RESULTADOS

Observou-se na literatura que a fração mássica de água presente no lodo pode variar de 30% até 90%, sendo assim adotou-se um valor intermediário de 50% para $f_{\acute{a}gua}$ (BATISTA 2015). Foi adotado para o PCI_{lodo} um valor de

16.343 kJ/kg (SILVA 2011). Considerou-se, ainda, que os dejetos adentram a planta na temperatura ambiente de 25 °C com uma pressão atmosférica de 100 kPa. Foi considerado inicialmente o uso de uma turbina comercial de baixa potência de um fabricante de renome (SIEMENS, 2019), a turbina selecionada opera em sua entrada com temperatura de 440 °C e pressão de 4.700 kPa. De acordo com o fabricante, a planta instalada em Dakar pode processar 30 toneladas de lodo bruto por dia. Neste trabalho, adota-se que ela opera entre 13 e 14h por dia. Assim, a vazão mássica de lodo bruto, $\dot{m}_{lodo\ bruto}$, é dada por: $\dot{m}_{lodo\ bruto} = \frac{30.000}{13,5 \times 3600} = 0,62\text{kg/s}$.

Como $\dot{m}_{lodo\ bruto}$ e $f_{\text{água}}$ foram considerados constantes, tem-se uma produção de 0,31 kg/s de água potável, a produção de água dependerá apenas da qualidade do lodo (se mais ou menos úmido) e da sua quantidade. Os valores de potência e taxas de transferência de calor dependem da vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo. Na Figura 3a são apresentados o comportamento da potência produzida na turbina e a potência requerida pela bomba em função de \dot{m}_{ciclo} . Nota-se que a potência requerida pela bomba é muitas vezes menor que a potência produzida pela turbina, de modo que, a potência líquida, diferença entre essas duas potências, é praticamente igual a potência produzida na turbina.

Já na Figura 3b são mostrados os o calor cedido ao fluido de trabalho no ciclo pela caldeira e o excesso de calor rejeitado no ciclo para o ambiente pelo condensador. Como $\dot{m}_{lodo\ bruto}$ e $f_{\text{água}}$ são constantes, tem-se que a vazão mássica do lodo seco, combustível para caldeira, também é constante, logo, o calor produzido da queima do lodo seco é constante. Considerou-se ainda uma eficiência de caldeira $\eta_{Caldeira}$ de 100%, ou seja, todo o calor produzido da queima é fornecido ao fluido de trabalho do ciclo Rankine na caldeira. O calor fornecido na caldeira é suficiente para prover energia ao ciclo de geração e secar o lodo bruto, ainda restando um excedente de calor que deve ser rejeitado para o funcionamento do ciclo, esse excedente é rejeitado no condensador. Observa-se que quanto maior a vazão mássica do ciclo, maior é o excedente de calor rejeitado, essa energia térmica poderia ser reaproveitada de algumas maneiras, utilizando ciclos de cogeração, aproveitamento do vapor em outros processos entre outros.

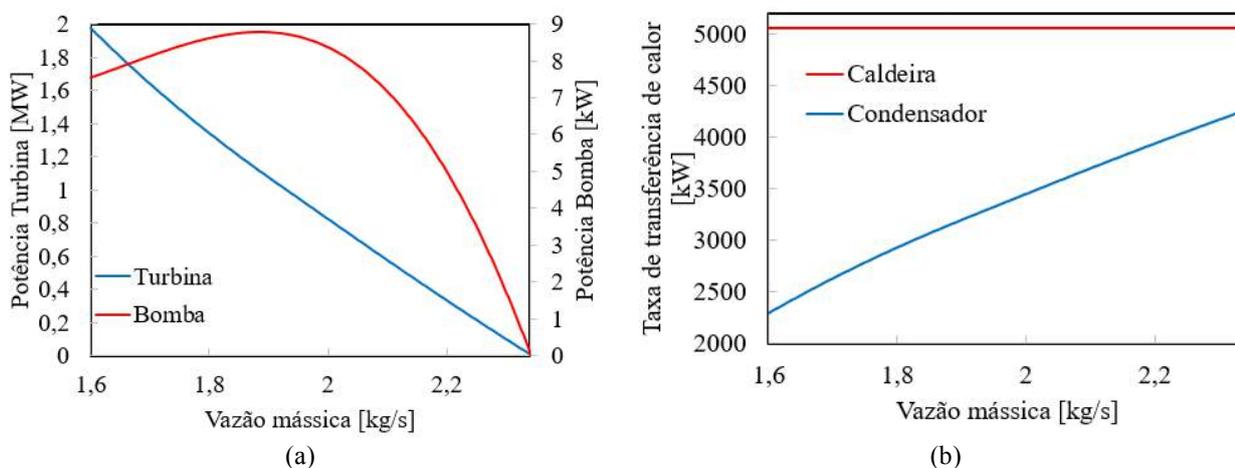


Figura 3. Resultados obtidos para o problema descrito considerando turbina que opera na entrada com 400 °C e 4.700 kPa em função da vazão mássica no ciclo. (a) Potência produzida na turbina e requerida pela bomba. (b) Taxa de transferência de calor fornecida ao ciclo de geração na caldeira e rejeitada para o ambiente no condensador.

A eficiência térmica do ciclo (η) pode ser definida pela razão entre a potência líquida produzida no ciclo e a taxa de calor fornecido ao ciclo na caldeira. O comportamento da eficiência é mostrado na Figura 4. Como o calor fornecido ao ciclo na caldeira é constante, tem-se que o comportamento da eficiência assume perfil semelhante ao da potência líquida produzida. Observa-se então que tanto a potência líquida quanto a eficiência são mais elevadas para valores mais baixos de \dot{m}_{ciclo} . Em contrapartida, tem-se que o título do fluido de trabalho na saída da turbina é menor para valores mais baixos de \dot{m}_{ciclo} , conforme mostrado também na Figura 4. Operar uma turbina com valores baixos de título pode provocar danos mecânicos em suas pás, como a erosão, assim, essa condição deve ser evitada, os limites de operação estabelecidos pelos fabricantes devem ser atendidos, trabalhar na região superaquecida ou próximo a essa aumenta a vida útil do equipamento e reduz o custo com manutenções. De modo que, busca-se adotar soluções de compromisso, levando em conta tanto a maximização da vida útil do equipamento, quanto operar com valores aceitáveis de eficiência e potência, como regra geral, adota-se que o título mínimo aceitável na saída da turbina é de 0,88 (Winterton, 1981), (Eisenkolb et al., 1996), (Negreanu et al., 2020).

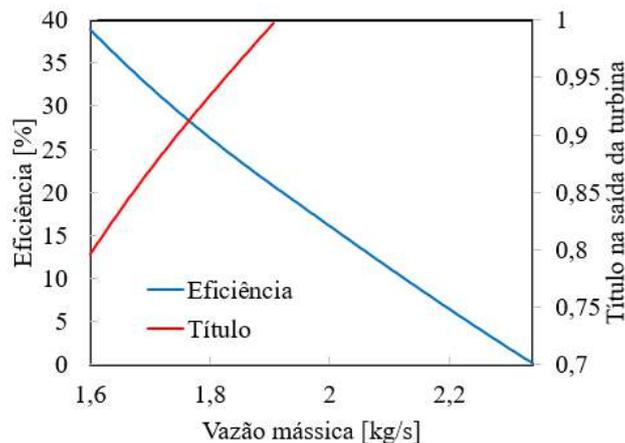


Figura 4. Comportamento da eficiência e do título do fluido de trabalho na saída da turbina em função da vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo.

Também foram estudados o comportamento do ciclo considerando diferentes turbinas, para isso as condições de temperatura e pressão na entrada da turbina foram variadas. Na Figura 5 são mostrados o comportamento da potência líquida e do título em função da pressão na entrada da turbina considerando temperaturas na entrada iguais a 300 °C, 400 °C e 600 °C. Observa-se que o comportamento da potência líquida, e por consequência da eficiência é fortemente influenciado pela pressão e temperatura na entrada da turbina.

Para uma mesma condição de vazão e temperatura, quanto maior a pressão na entrada da turbina, maior a potência líquida produzida, em contrapartida, menor será o título na saída. Esse é um problema típico de ciclo Rankine utilizado, e pode ser resolvido com o já bem estabelecido ciclo Rankine com reaquecimento, operando com uma associação de duas turbinas, sendo uma de alta pressão e outra de baixa pressão (Sonntag *et al.* 2003).

Já ao se considerar uma mesma condição de pressão e vazão tem-se que o comportamento oposto para a temperatura, quanto maior a temperatura menor será a potência líquida, contudo o título na saída da turbina aumenta, podendo o fluido de trabalho estar em um estado de superaquecimento mesmo para vazões baixas.

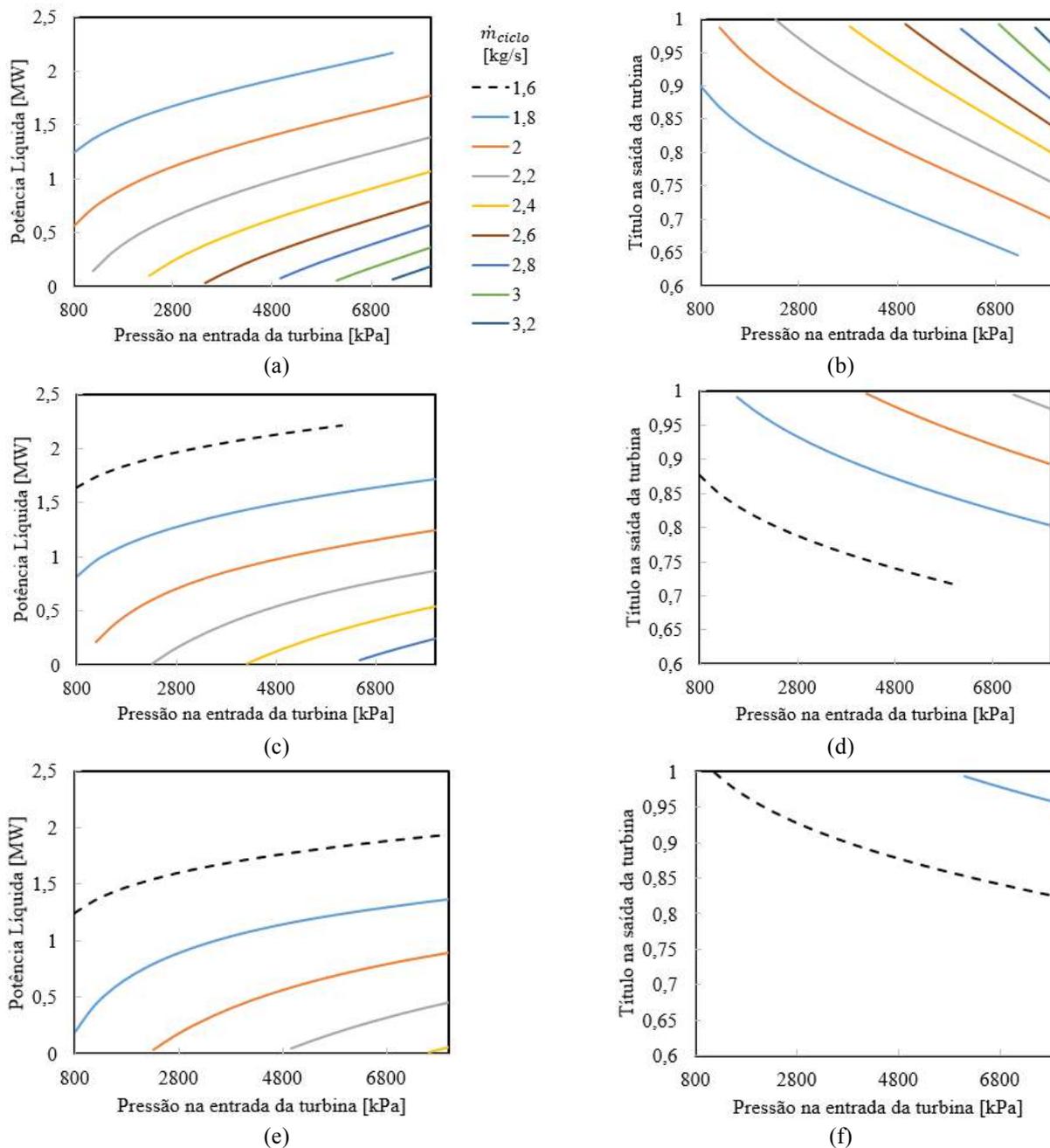


Figura 5. Comportamento da potência líquida (coluna esquerda) e do título na saída da turbina (coluna à esquerda) em função da pressão na entrada da turbina. (a) e (b) Temperatura na entrada da turbina de 300 °C. (c) e (d) Temperatura na entrada da turbina de 400 °C. (e) e (f) Temperatura na entrada da turbina de 500 °C.

4. CONTRIBUIÇÕES E CONCLUSÕES

Desenvolveu-se uma ferramenta para estudo quantitativo de plantas J-OP que foi implementada em *software* de solução numérica e pode ser utilizada para estudar a viabilidade econômica, de produção de energia e água, seleção de equipamentos, entre outros aspectos de interesse. Mostrou-se que a quantidade de água potável produzida depende apenas da qualidade do lodo recebido e de sua vazão. Foi apresentado um estudo de caso utilizando uma turbina comercial, sendo mostrados o comportamento da potência líquida e eficiência, obtendo uma potência máxima por volta de 2 MW com uma eficiência térmica de cerca de 38%. Observou-se que para vazões mássicas menores do fluido de trabalho no ciclo Rankine maior a potência produzida, contudo, observa-se títulos elevados na saída da turbina para essas condições. Também foram descritos o comportamento do J-OP considerando diferentes condições temperatura e pressão na entrada da turbina, conforme esperado, para pressões mais elevadas a potência e eficiência são maximizadas,

contudo o título na saída da turbina se torna elevado, o que inviabiliza a operação do equipamento, sendo necessário adotar uma solução de compromisso entre produção de energia e vida útil do equipamento.

5. REFERÊNCIAS

- Aziz, S., Rehman, R., Syed, F. S., Shah, S. A., Soomro, A., Parkash, A. S., Jatoi, A. S., 2013. Electricity generation from sewage sludge using environment-friendly double chamber microbial fuel cell, *Sci.Int.(Lahore)*, 25(1), 57-61.
- Batista, L. F., 2015, *Lodos Gerados nas Estações de Tratamento de Esgoto no Distrito Federal: Um Estudo de Sua Aptidão para o Condicionamento, Utilização e Disposição Final*, Dissertação (Mestrado em Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos), Universidade de Brasília, p. 197.
- Eisenkolb, P., Pogoreutz, M., Halozan, H., 1996, Modified Rankine HRSG beats triple-pressure system, ASME Turbo Asia Conference, Jakarta.
- G1, 2015. Bill Gates investe em máquina que extrai água potável de fezes humanas, *Globo*. <http://glo.bo/1AJq8SJ>, Acesso em 04 de dezembro de 2020
- Negreanu, G. P., Opera, I. Berbece, B., 2020, Some design characteristics of micro steam turbines for agricultural biomass energy conversion, *E3S Web of Conferences*, 189, 01017.
- Rulkens, W. 2008, Sewage Sludge as a Biomass Resource for the Production of Energy: Overview and Assessment of the Various Options, *Energy & Fuels*, 22, 1, 9–15.
- SIEMENS, 2019. Efficiency: More value to your facility – Siemens steam turbine portfolio – Steam turbines from 10 kW TO 1,900 MW. [Siemens.com/steamturbines](https://www.siemens.com/steamturbines)
- Silva, J. O., 2011, *Caracterização do Potencial Energético e Estudo Físico Químico do Lodo da Estação de Tratamento de Esgoto do DMAE-Uberlândia*, Dissertação (Mestrado em Química), Universidade Federal de Uberlândia, p. 66
- Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. J., 2003. *Fundamentos da Termodinâmica*. Edgard Blücher.
- Winterton, R. H. S, 1981, *Thermal Design of Nuclear Reactors*, Chapter 9 – Steam Cycle, Pergamon p146-162.
- World Health Organization (WHO) and the United Nations Children’s Fund (UNICEF), 2017, *Progress on Drinking Water, Sanitation and Hygiene: 2017 Update and SDG Baselines*. Geneva