

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO INTEGRADO COM CICLO DE RANKINE E ENERGIA SOLAR

Henrique Neiva Guimarães – henreneivag@hotmail.com

Flávio Pacelli Ziviani de Oliveira – flavio.pacelli@gmail.com

Breno Gusmão Barbosa – brenogusm@gmail.com

José Henrique Martins Neto - henrique@des.cefetmg.br

Paulo Eduardo Lopes Barbieri - barbieri@des.cefetmg.br

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica.

Resumo. Neste trabalho foi implementada uma análise exergética para verificar o desempenho de um sistema de trigeriação usando energia solar e Ciclo Orgânico de Rankine. Esse sistema de trigeriação é constituído de um trocador de calor para fornecer o aquecimento desejado, um sistema de refrigeração por chiller de absorção e um ciclo de potência utilizando um fluido orgânico para produzir 500 kW de energia elétrica. A fonte de energia utilizada para o sistema de trigeriação é a energia solar captada através de coletores solares do tipo cilindro parabólicos. A exergia é analisada por meio da destruição de exergética de cada equipamento analisado e da eficiência exergética global do ciclo. As variáveis analisadas são estudadas em função da variação de pressão na saída da turbina do ciclo de potência. Nesta investigação, foi possível perceber que as maiores fontes de destruição de exergia do sistema proposto foram aquelas do coletor solar, do trocador de calor do ciclo de potência, do trocador de calor do sistema de aquecimento e da turbina de vapor, respectivamente. Adicionalmente, foi possível perceber que o coletor solar e o trocador de calor do bloco de potência apresentam um aumento significativo da destruição de exergia com o aumento da pressão de saída da turbina, enquanto a turbina de vapor e o trocador de calor do sistema de aquecimento apresentam uma redução. O sistema, como um todo, apresenta uma baixa redução da eficiência exergética em função da variação da pressão de saída da turbina.

Palavras-chave: Trigeriação, Energia Solar, Ciclo Orgânico Rankine.

1. INTRODUÇÃO

A busca por processos cada vez mais eficientes e menos poluentes norteiam pesquisas e estudos em diversas áreas, como na geração de energia elétrica. Concomitantemente, a dependência de combustíveis fósseis para produção de energia em vários países corrobora para a investigação de fontes renováveis e sustentáveis de energia. Sob a luz dessas justificativas a trigeriação desponta como uma possível solução de aproveitamento energético, pois aumenta consideravelmente a eficiência de um sistema, diminuindo os impactos ambientais e reduzindo os custos (Al-Sulaiman, 2010).

Os coletores solares concentradores do tipo cilindro parabólico denominados popularmente calha parabólica vêm sendo estudados a muito tempo e atualmente são considerados uma tecnologia estabelecida no campo de geração elétrica via energia solar (Al-Sulaiman, 2010).

A trigeriação consiste em um sistema que produz simultaneamente calor, frio e eletricidade através de uma mesma fonte de energia obtendo-se eficiências globais superiores comparadas aquelas considerando processos distintos. A fonte primária de geração de eletricidade normalmente provém de turbinas de vapor e de gás ou motores de combustão interna. Estes equipamentos rejeitam uma grande quantidade de calor que pode ser aproveitado em processos de aquecimento e de resfriamento de forma a aumentar a eficiência global do sistema.

A eficiência de plantas convencionais que somente geram energia elétrica é aproximadamente 40%, enquanto a eficiência global de plantas denominadas ciclos de potência combinada ou cogeração que produzem energia elétrica e calor separadamente está em torno de 60% (Al-Sulaiman, 2010). Kerr et al. (2009) concluíram que a utilização do calor perdido da fonte primária nas plantas de trigeriação promove um aumento na eficiência da usina, podendo alcançar 80%. A trigeriação tem aplicabilidade em instalações onde se necessita de geração de potência, calor e frio simultaneamente, tais como indústrias, hospitais, hotéis e aeroportos.

Atualmente no estudo da trigeriação uma área de investigação é a integração de um Ciclo Orgânico de Rankine (COR) de forma a recuperar o calor rejeitado na fonte fria do ciclo de potência. O COR é apresenta características importantes permitindo sua implementação em trigeriação em plantas de média e baixa temperaturas nas quais calor está disponível (Al-Sulaiman, 2010). Prabhu et al. (2006) compararam ciclos COR integrados à ciclos de Rankine, e concluíram que o COR é escalável para unidades de menor porte e geram uma eficiência maior, tendo como vantagem o fato do fluido de trabalho não congelar a baixas temperaturas. Quoilin e Lemort et al. (2009) reforçam que o COR pode ser facilmente utilizado devido a maturidade tecnológica dos equipamentos que compõe este ciclo.

Diversos estudos teóricos e experimentais foram conduzidos com foco em COR. Yamamoto et al. (2011) modelaram e realizaram experimentos num ciclo COR construindo uma microturbina e um bocal para analisar a otimização da pá da turbina. Segundo o autor o fluido R-123 aumentou significativamente a performance do ciclo COR. Diversos outros

trabalhos foram desenvolvidos utilizando diversos fluidos orgânicos, verificando-se que a avaliação de diferentes fluidos é relativamente simples, pois uma vez simulada a planta, se faz necessário apenas a obtenção das propriedades termodinâmicas e termo-físicas desses fluidos.

A utilização do COR em aplicações de baixas temperaturas é em geral bem-sucedida, entretanto, a maioria dos estudos realizados consideram recuperação de calor de plantas geotérmicas e de biomassa. Recentemente a integração de coletores solares com ciclos COR tem atraído bastante atenção. Buonomano et al. (2014) apresentaram um modelo para simulação e otimização uma pequena planta de trigerção suprida por energia solar e geotérmica. Neste trabalho também foi feito um estudo de caso em que foi desenvolvido um sistema para aplicação num hotel localizado no sul da Itália tendo como finalidade testar uma micro planta de trigerção modelada previamente. O sistema apresentou excelentes índices de eficiência e retorno econômico no pior caso de 7,6 anos e de 2,5 anos para o cenário considerado conveniente.

No contexto brasileiro a energia solar se apresenta como uma grande fonte energética para pesquisa e desenvolvimento, uma vez que a irradiância no território é consideravelmente superior aquelas dos países Europeus, como Alemanha e França. Este trabalho apresenta, um modelo de trigerção com utilização de energia solar.

2. METODOLOGIA

A metodologia utilizada neste trabalho constou da descrição do sistema de trigerção, apresentação do modelo e dos componentes.

2.1 Descrição do sistema

O sistema de trigerção investigado neste trabalho é apresentado na Fig. 1, constituído de um Ciclo de potência Rankine, tendo como fluido de trabalho o N-Octano, considerado como fluido orgânico do ciclo COR, e água no circuito dos coletores solares. Adicionalmente, o sistema de trigerção contém um sistema de refrigeração por absorção utilizando amônia como fluido de trabalho e um sistema de aquecimento, que utilizam o calor rejeitado pelo trocador de calor do ciclo de potência. O ciclo Rankine tem como fonte de calor a energia solar captada por coletores concentradores do tipo calha parabólica.

O emprego do N-Octano no ciclo de potência se deve ao fato deste fluido conciliar baixas temperaturas e pressões de mudança de fase. A escolha deste fluido acarreta em menores perdas térmicas, já que as temperaturas de trabalho são menores, além do emprego de materiais menos nobres nas tubulações e na turbina.

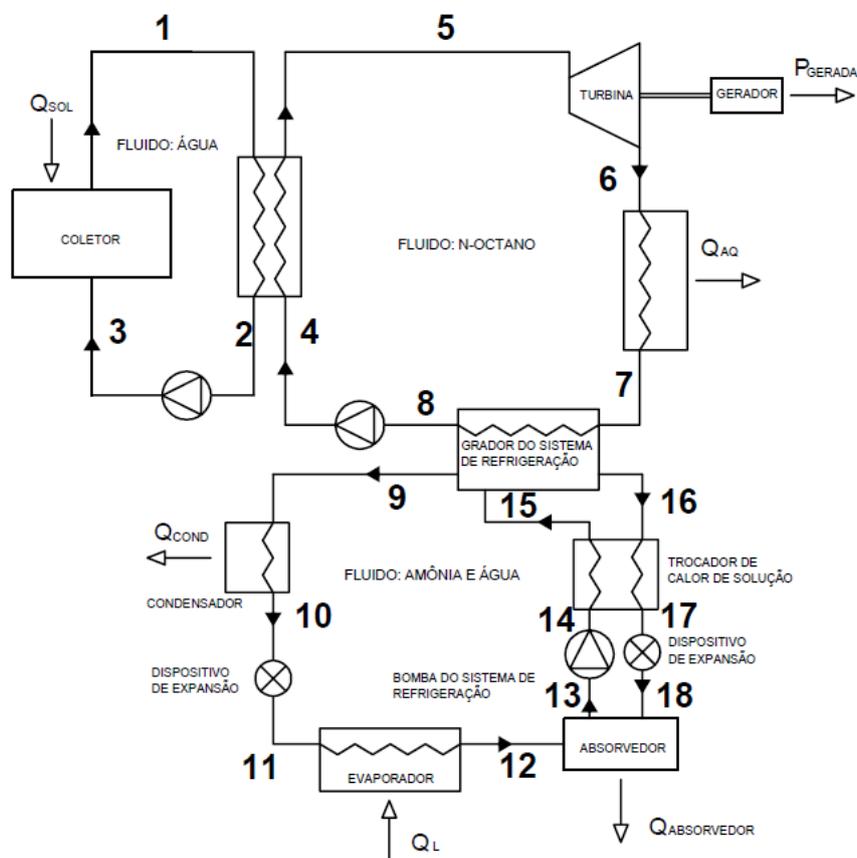


Figura 1- Planta de trigerção com ciclo orgânico Rankine e Coletores Solares.

2.2 Descrição do modelo desenvolvido

Neste trabalho foi utilizada a plataforma Engineering Equation Solver (EES) para simular o sistema de trigeriação mostrado na Fig. 1. O modelo do sistema considerou uma potência elétrica de 500 kW, sendo desconsideradas as perdas de calor e de carga das tubulações e trocadores de calor dos ciclos de potência e de refrigeração. Para simular o sistema de coleta solar considerou-se uma perda de carga de 20% no trocador de calor e nas tubulações. Os parâmetros e variáveis de entrada na simulação são apresentados na Tab. 1, sendo consideradas as configurações base para esse trabalho. O modelo consiste em realizar balanços de energia, exergia e concentração em todos os componentes do sistema.

Tabela 1 – Variáveis e parâmetros de entrada utilizados na simulação.

DEFINIÇÃO	VALOR
Eficiência da turbina do ciclo COR	80%
Eficiência do gerador elétrico	95%
Eficiência das bombas	80%
Eficiência dos coletores solares	50%
Potência elétrica gerada	500 kW
Temperatura da água na saída dos coletores solares (T_1)	600 K
Perda de pressão nos coletores solares	20%
Pressão de entrada nos coletores solares (P_3)	0,2 MPa
Irradiância	500 W/m ²
Pressão do N-octano na entrada da turbina (P_5)	2 MPa
Temperatura do N-octano na entrada da turbina (T_5)	570 K
Pressão do N-octano na saída da turbina (P_6)	50 kPa
Pressão da solução forte amônia - água na entrada do gerador do ciclo de absorção (P_{15})	1,35 MPa
Temperatura da solução forte amônia - água na entrada do Gerador do ciclo de absorção (T_{15})	353 K
Temperatura do vapor de amônia na entrada do Condensador do ciclo de absorção (T_9)	363 K
Temperatura da amônia líquida na saída do Condensador (T_{10})	308 K
Pressão do vapor úmido de amônia na entrada do evaporador do ciclo de absorção (P_{11})	0,55 MPa
Temperatura de saída do vapor saturado de amônia do evaporador do ciclo de absorção (T_{12})	283 K

2.2.1 Análise energética

A análise energética foi utilizada para determinar variáveis de saída dos equipamentos e do sistema levando em conta as variáveis de entrada mostradas na Tab. 1.

Conjunto turbo gerador

O modelo adotado para a turbina foi baseado no balanço de energia em regime permanente e na eficiência isoentrópica da mesma, conforme mostrado na Eq. (1).

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_5) \cdot \eta_{turb} \quad (1)$$

Em que: \dot{W}_{turb} é a potência da turbina, e \dot{m}_5 a vazão mássica do N-Octano no ponto 5, h_5 e h_6 as entalpias na entrada e saída da turbina e η_{turb} a eficiência isoentrópica do equipamento, considerando a pressão de saída da turbina igual a 50 kPa.

Sistema de aquecimento

O sistema de aquecimento é composto por um trocador de calor que, ao promover o resfriamento do fluido de trabalho (i.e. N-Octano), gera calor para ser consumido em um processo térmico. Ao sair do trocador de calor, o fluido de trabalho, que continua na condição de vapor superaquecido, passa pelo gerador do ciclo de absorção e em seguida pela bomba, que por sua vez, promove o aumento da pressão. O balanço energético do trocador de calor é apresentado na Eq. (2).

$$\dot{Q}_{AQ} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (2)$$

Em que: \dot{m}_6 e \dot{m}_7 são as vazões mássicas do N-Octano no trocador de calor; h_6 e h_7 são as suas entalpias na entrada e saída do trocador de calor respectivamente; e \dot{Q}_{AQ} é a taxa de calor fornecido para o processo de aquecimento.

Sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração por absorção utilizando como fluido de trabalho amônia aproveita parte do calor rejeitado pelo ciclo de potência. Os balanços de energia e massa de amônia nos equipamentos que compõem o sistema de refrigeração são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 – Equações utilizadas no sistema de refrigeração

Balanço energético no Condensador	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9$
Balanço energético no Evaporador	$\dot{Q}_L = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$
Balanço energético no Absorvedor	$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_{18} \cdot h_{18} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{12} \cdot h_{12}$
Balanço de massa de Amônia no Absorvedor	$\dot{m}_{18} \cdot x_{18} - \dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{12} \cdot x_{12} = 0$
Balanço energético no trocador do sistema de refrigeração	$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16}$
Balanço energético no Gerador	$\dot{Q}_{ger} = -\dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_9 \cdot h_9$
Balanço de massa de amônia no gerador	$\dot{m}_{15} \cdot x_{15} - \dot{m}_{16} \cdot x_{16} - \dot{m}_9 \cdot x_9 = 0$
Balanço energético nos dispositivos de expansão	$h_{10} = h_{11}$ e $h_{18} = h_{17}$

Em que: \dot{m}_i , x_i e h_i representam a vazão mássica, fração de massa de amônia e entalpia de cada ponto respectivamente. \dot{Q}_{cond} , \dot{Q}_L , \dot{Q}_{ab} e \dot{Q}_{ger} são os calores trocados no Condensador, Evaporador, Absorvedor e Gerador respectivamente, este último é também expresso pela Eq. (3).

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (3)$$

Bomba do Ciclo de Potência

O balanço de energia na bomba do ciclo de potência é apresentado na e Eq. (4):

$$\dot{W}_{bomba} \cdot \eta_{bomba} = \dot{m}_8 \cdot (h_4 - h_8) \quad (4)$$

Em que: \dot{W}_{bomba} é a potência da bomba; η_{bomba} a eficiência isentrópica da bomba; \dot{m}_8 é vazão mássica do N-Octano; h_8 e h_4 são as entalpias do N-Octano na entrada e saída da bomba, respectivamente. Os balanços de energia para as bombas dos sistemas de refrigeração e do coletor solar são similares à Eq. (4).

Coletores solares

Os balanços de energia neste equipamento estão apresentados pelas nas Eq. (5) e (6).

$$\dot{Q}_{útil} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{útil} = I \cdot A \cdot \eta_{col} \quad (6)$$

Em que: $\dot{Q}_{útil}$ é a taxa de calor útil proveniente da radiação solar; I é a irradiância no plano dos coletores; A é a área de abertura dos coletores solares; \dot{m}_1 e \dot{m}_3 são as vazões mássicas de água nos coletores; h_1 e h_3 as entalpias na saída e entrada do campo solar, respectivamente e η_{col} a eficiência dos coletores.

Trocador de calor do ciclo de Potência

O trocador de calor do ciclo de potência é responsável por transferir o calor absorvido pela água nos coletores solares para o N-Octano, utilizado no Ciclo Orgânico de Rankine. O balanço de energia deste equipamento é apresentado pela Eq. (7).

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (7)$$

Em que \dot{m}_1 e h_1 são a vazão mássica de água na entrada do trocador e sua respectiva entalpia; \dot{m}_2 e h_2 a vazão mássica de água e a entalpia na saída do coletor. Adicionalmente, \dot{m}_4 e \dot{m}_5 as vazões mássicas de N-Octano na entrada e saída do trocador, respectivamente, e h_4 e h_5 as entalpias de entrada e saída do fluido de trabalho N-Octano.

2.2.2 Análise exergetica

A análise exergetica baseada na primeira e segunda leis da Termodinâmica ultrapassa algumas limitações que a análise energética apresenta. Esse estudo exergetico apresenta os locais de maiores destruição de exergia e, conseqüentemente, de maior irreversibilidade, permitindo desta forma, conhecer melhor os processos e as tecnologias envolvidas. A exergia é definida como sendo o trabalho máximo que pode ser obtido de um sistema em um dado estado termodinâmico. A taxa de exergia destruída \dot{E}_{x_d} em um volume de controle para um estado estacionário é definida pela Eq. (8).

$$\dot{E}_{x_d} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e (h_e - T_0 \cdot s_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_s - T_0 \cdot s_s) \quad (8)$$

Em que: T_j , \dot{Q}_j e \dot{W} são a temperatura, as taxas de calor e de trabalho, respectivamente. Os subscritos e e s são propriedades de estado do volume na entrada e saída, T_0 é a temperatura da vizinhança. A eficiência exergetica da trigerção é um importante fator a ser analisado no ciclo, sendo definida como a razão entre a exergia recuperada e a exergia fornecida ao sistema. Para o sistema de trigerção proposto a eficiência exergetica total foi modelada conforme Eq. (9).

$$\eta_{ex,tot} = 1 - \frac{ex_{des,tot}}{ex_{col}} \quad (9)$$

Em que: $ex_{des,tot}$ é a exergia destruída total no sistema e ex_{col} é a exergia do coletor solar, sendo a exergia do coletor a exergia total disponível do sistema. Para os coletores solares a exergia de entrada devido à radiação foi calculada baseada em *Patela* (2005) sendo definida pela Eq. (10).

$$ex_{col} = A \cdot I \cdot \left(1 + (1/3) \cdot (T_0/T_s)^4 - (4/3) \cdot (T_0/T_s) \right) \quad (10)$$

Em que: A é a área de abertura dos coletores, I a irradiância no plano de abertura dos coletores, T_0 e T_s a temperatura ambiente e da superfície do sol, respectivamente.

3. RESULTADOS E ANÁLISES

Nesse trabalho a eficiência exergetica da trigerção, as destruições de exergia no trocador de calor do ciclo de potência, na turbina, no coletor e no sistema de aquecedor do são avaliadas variando-se a pressão da saída da turbina. Nessa seção são apresentados os resultados encontrados e as discussões pertinentes aos dados encontrados.

3.1 Resultados e discussão da análise energética do sistema de trigerção

Primeiramente, a Tab. 3 apresenta as variáveis e propriedades termodinâmicas obtidas nos pontos do sistema de trigerção, nas condições apresentadas anteriormente, quando pressão da saída da turbina (P_6) igual a 50 kPa.

Tabela 3 – Propriedades termodinâmicas dos pontos do sistema proposto a $P_6 = 0,05$ MPa.

Pontos	Fluido	Vazão [kg/s]	T [K]	P [Mpa]	h [kJ/kg]
1	Água	1,405	600	0,16	3127
2	Água	1,405	386,5	0,16	475,4
3	Água	1,405	386,5	0,2	475,4
4	N-Octano	5,171	375,7	2,0	185,9
5	N-Octano	5,171	570	2,0	906,1
6	N-Octano	5,171	509,7	0,05	809,4
7	N-Octano	5,171	375	0,05	500,9
8	N-Octano	5,171	375	0,05	185,9
9	Amônia-Água	0,955	363,2	1,35	1478
10	Amônia-Água	0,955	308,2	1,35	145,8
11	Amônia-Água	0,955	280,8	0,55	145,8
12	Amônia-Água	0,955	283	0,55	964,7
13	Amônia-Água	9,327	319,2	0,55	-33,51
14	Amônia-Água	9,327	319,3	1,35	-32,29

15	Amônia-Água	9,327	353,2	1,35	130,2
16	Amônia-Água	8,371	363,2	1,35	170,9
17	Amônia-Água	8,371	323,1	1,35	-10,11
18	Amônia-Água	8,371	323,3	0,55	-10,11

3.2 Resultados e discussão da análise exergética do sistema de trigeriação

A análise de destruição de exergia dos diferentes componentes do sistema de trigeriação nas condições base apresentada na Tab. 3 é apresentada na Fig. 2. O valor absoluto e a porcentagem relativa de destruição de exergia do coletor solar, do trocador de calor do ciclo de potência, do trocador de aquecimento e da turbina são apresentados na figura citada. A definição de ‘outros’ na Fig. 2 é relativa aos demais equipamentos que apresentaram uma destruição de exergia baixa e foram agrupados para facilitar o entendimento. Tais equipamentos são as bombas, as válvulas de expansão, evaporador, absorvedor, condensador e trocador de calor de solução.

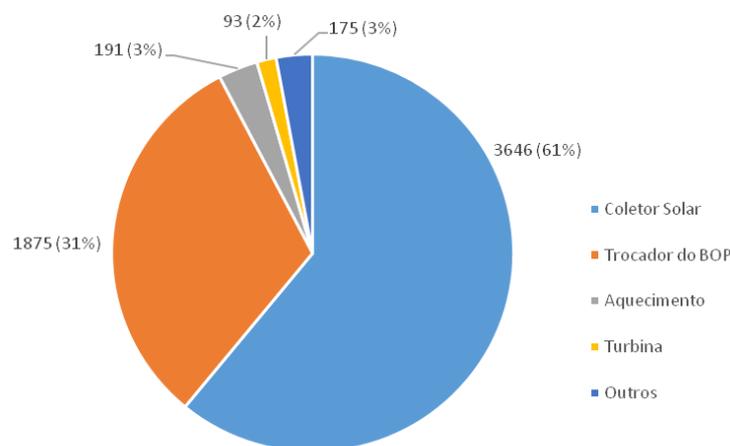


Figura 2 – Destruição de exergia em kW e porcentagem do total de exergia destruída para os diferentes componentes da trigeriação a $P_6 = 0,05$ kPa.

A análise da destruição de exergia mostra que 61% da exergia destruída do sistema ocorrem nos coletores solares, com um valor de 3646 kW, e seguido pela destruição no trocador de calor do ciclo de potência, com uma destruição nesse equipamento de 1875 kW, ou 31%. Os demais equipamentos apresentam uma destruição exergética baixa, não ultrapassando 3% da exergia disponível.

Uma análise da destruição de exergia na turbina e no sistema de aquecimento do ciclo de potência é apresentada na Fig. 3 considerando diferentes pressões de saída da turbina.

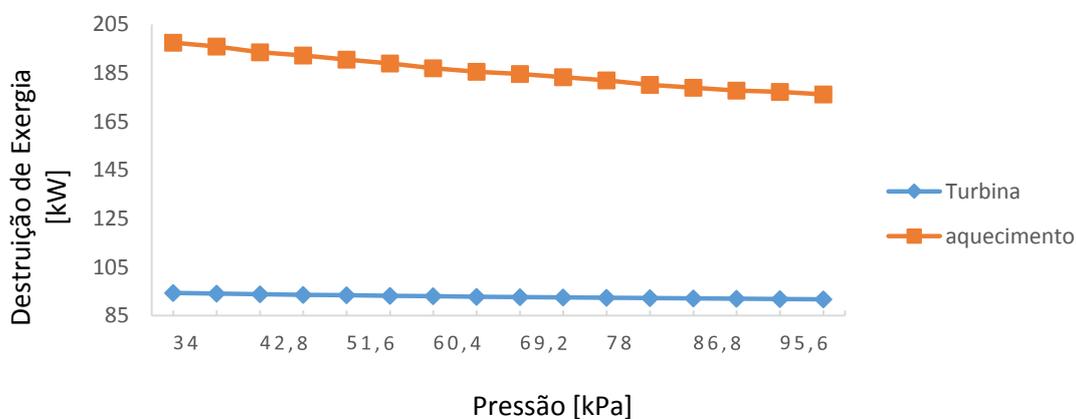


Figura 3 – Curva de destruição de exergia no sistema de aquecimento e na turbina variando-se a pressão de saída da turbina.

Uma análise da Fig. 3 revela existir uma redução de 2,85% e 12% na destruição de exergia na turbina e no sistema de aquecimento do bloco de potência, respectivamente, quando a pressão de saída da turbina aumenta de 34 a 100 kPa.

A destruição de exergia na turbina depende principalmente da entalpia de entrada e de saída bem como da potência gerada. Como a potência gerada é constante e a entalpia depende da eficiência isentrópica do equipamento, que também é um valor constante, a destruição de exergia deste equipamento se torna função apenas da entropia de saída da turbina. Desta forma, à medida que a pressão de saída da turbina aumenta o valor da entropia na saída da turbina aumenta, acarretando uma menor destruição de exergia deste equipamento.

O aumento da pressão de saída da turbina implica numa redução da exergia destruída no trocador de calor do sistema de aquecimento. Este fenômeno é justificável, pois o aumento da pressão na saída da turbina aumenta a entalpia de entrada do trocador de calor do sistema aquecimento, entretanto, o aumento da entalpia na saída do trocador é ainda maior. Isso faz com que a variação de entalpia no sistema de aquecimento aumente, e conseqüentemente, o calor trocado seja maior, diminuindo assim a exergia destruída.

O aumento da destruição da exergia do campo solar (i.e., coletores solares) e do trocador de calor do ciclo de potência (i.e., pontos 1, 2, 4 e 5) em função da variação da pressão de saída da turbina são apresentados na Fig. 4.

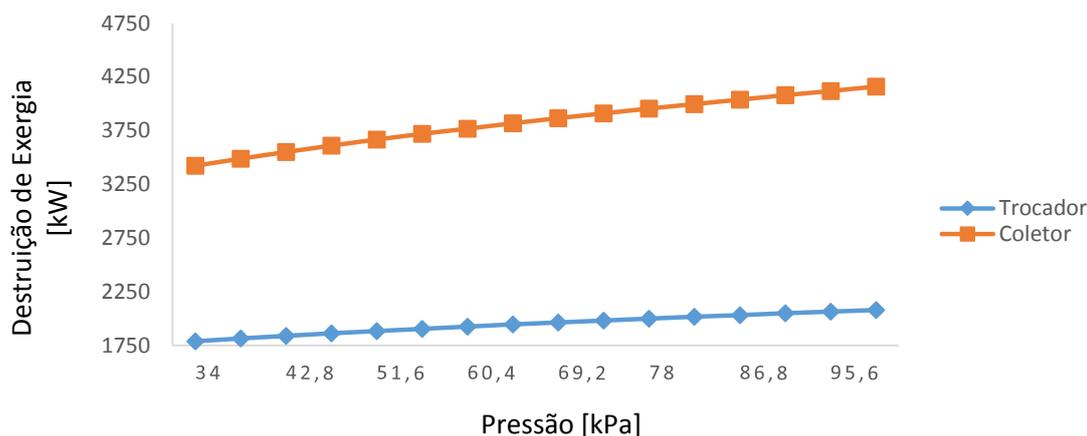


Figura 4 – Curva de destruição de exergia nos coletores solares e do trocador de calor do ciclo de potência em diferentes pressões de saída da turbina.

Conforme mostrado na Fig. 4 a destruição de exergia nos coletores solares aumenta 18% com o aumento da pressão de saída da turbina. Este comportamento é explicado, pelo aumento do calor rejeitado pelo sistema no condensador, absorvedor e trocador de calor do sistema de aquecimento. O aumento do calor útil que sai do sistema faz com que seja necessária uma maior entrada de calor nos coletores, este aumento do calor que é admitido é o responsável pelo crescimento da exergia destruída neste equipamento. O aumento de calor nos coletores solares acarreta em uma área maior de coletor no total, uma vez que a irradiância e a eficiência dos coletores são constantes.

A destruição de exergia no trocador de calor do ciclo de potência apresenta um aumento de 14% com o aumento da pressão de saída da turbina. Isso pode ser explicado de forma análoga ao que ocorre nos coletores solares, uma vez que o aumento da troca de calor no equipamento ocorre para suprir a demanda do sistema total. Essa troca de calor maior acarreta em uma destruição exergética maior.

A variação da eficiência exergética total do sistema de trigerção em função do aumento da pressão da saída da turbina é apresentada na Fig. 5.

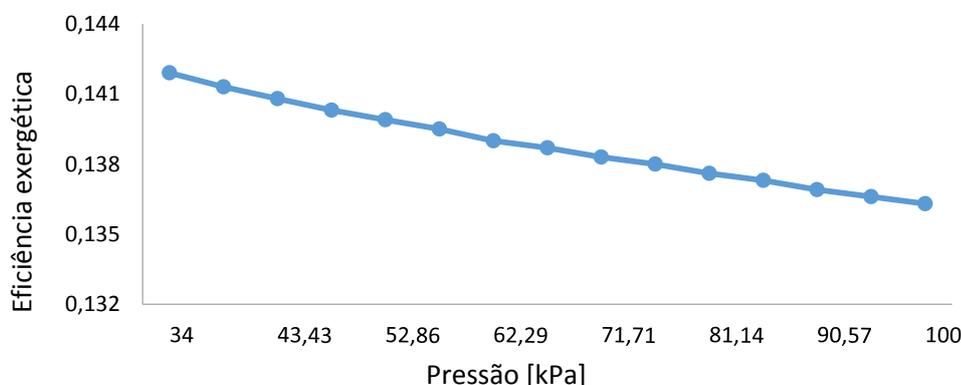


Figura 5– Variação da eficiência exergética do sistema de trigerção em diferentes pressões de saída da turbina.

Analisando a Fig. 5 percebe-se que o aumento da pressão na saída da turbina diminui a eficiência exergética do sistema de trigeração. Isso ocorre devido ao aumento da destruição de exergia nos coletores solares e no trocador de calor do ciclo de potência ter uma participação maior que a diminuição da destruição de exergia na turbina e no trocador de calor do sistema de aquecimento. Sendo assim, o aumento da pressão na saída da turbina é prejudicial à eficiência exergética do sistema de trigeração.

4. CONCLUSÃO

Este trabalho avaliou um sistema de trigeração combinado utilizando energia solar como fonte de energia e um Ciclo Orgânico de Rankine. A destruição de exergia nos equipamentos do sistema e a eficiência exergética total foram avaliadas. Adicionalmente, verificou-se como a variação da pressão na saída da turbina afeta as destruições de exergia e a eficiência exergética total. As principais conclusões foram as seguintes: (a) a maior destruição de exergia ocorre nos coletores solares, sendo que esta representa em torno de 60% do total de exergia destruída. Dessa forma, um estudo detalhado no recebimento da radiação solar, que possibilite uma menor destruição exergética seria bastante relevante; (b) a destruição de exergia no sistema de aquecimento corresponde a apenas 3% do total. Mesmo representando uma pequena parcela do valor total, um estudo aprofundado deste sistema faz-se necessário, já que parte do calor utilizado para o aquecimento pode ser destinado à um segundo ciclo de potência em paralelo com o principal; (c) o aumento da pressão de trabalho do fluido na saída da turbina acarretou uma maior destruição exergética nos coletores solares e no trocador de calor do ciclo de potência; (d) para a turbina e trocador de calor do sistema de aquecimento, o aumento de pressão na saída da turbina promove uma redução na destruição exergética; (e) o balanço total de destruição de exergia foi positivo com o aumento da pressão na saída da turbina, acarretando redução da eficiência exergética total do sistema.

REFERÊNCIAS

- Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., Dincer, I., 2010. Exergy analysis of an integrated solid oxide fuel cell and organic Rankine cycle for cooling, heating and power production, *Journal of Power Sources* 195 (2010) 2346-2354.
- Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., Dincer, I., 2011. Exergy modeling of a new solar driven trigeneration system, *Solar Energy* 85 (2011) 2228-2243.
- Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., Dincer, I., 2012. Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating and power production, *Journal of Renewable Energy* 48 (2012) 161-172.
- Buonomano, A., Calise, F., Palombo, A., Vicidomini, M., 2015. Energy and economic analysis of geothermal-solar trigeneration systems: A case study for a hotel building in Ischia, *Applied Energy* 138 (2015) 224-241.
- Kerr, T., 2008. Combined heating and power and emissions trading: options for policy makers, International Energy Agency.
- Patela, R., 2005. Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker. *Solar Energy* 79 (3), 221-233.
- Prabhu, E, 2006. Solar trough ORC. Subcontract report NREL/SR-550-39433.
- Quoilin, S., Lemort, V., 2009. Technological and economical survey of Organic Rankine Cycle systems, 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry.
- Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., Mori, K., 2001. Design and testing of the organic Rankine cycle, *Energy* 2001 (26) 239-51.

EXERGY ANALYSIS OF A TRIGENERATION SYSTEM INTEGRATED WITH ORGANIC RANKINE CYCLE AND SOLAR ENERGY

Abstract. *In this work was implemented an Exergy analysis to verify the performance of a trigeneration system using solar energy and Organic Rankine Cycle. This trigeneration system consist of a heat exchanger to provide the desired heating, a cooling system using an absorption chiller and a power cycle using an organic fluid to produce 500 kW of electricity. Solar energy is captured using concentrating solar trough collectors and is the source of the energy for the proposed trigeneration system. The exergy analyze is by means of exergy destruction of each equipment and through the exergetic efficiency of the cycle as well. The analyzed variables are studied as a function of the pressure variation at the outlet of the turbine of the in the power cycle. It can be seen that the largest sources of exergy destruction of the proposed system occurred in the solar collector, followed by the heat exchanger of the power block, the heating system heat exchanger and the turbine, respectively. Further, it was revealed that the solar collector and the power cycle heat exchanger present a significant reduction of exergy destruction with the increasing of the turbine outlet pressure, whereas the turbine and heat exchanger of the heating system showed a decrease. The system as a whole has a low exergetic reduced efficiency due to the variation of the output pressure turbine.*

Key words: *Trigeneration, Solar Energy, Organic Rankine Cycle*