

ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE SISTEMA DESSECANTE PARA CONTROLE DE UMIDADE NO CICLO BRAYTON

P. C. Quintans, pauloquintans@id.uff.br¹

F. O. Quintanilha, felipe.o.quintanilha@gmail.com²

L. A. Sphaier, lasphaier@id.uff.br³

^{1,3}Universidade Federal Fluminense

²Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET-RJ

Resumo: *Sistemas envolvendo tecnologias dessecantes têm sido amplamente estudados devido suas vantagens econômicas e ambientais. Uma característica conhecida deste tipo de ciclo é o de poder modificar significativamente as condições ambientais, realizando um tratamento do ar de entrada por fazer uso de um sistema pré-dessecante. O objetivo deste trabalho é analisar a utilização de um sistema de pré-dessecante acoplado a um ciclo Brayton padrão. A propriedade de adsorção de um sistema dessecante, aliado a um trocador de calor sensível, possibilita um controle da umidade e da temperatura na entrada do compressor. Este ciclo modificado utiliza o calor rejeitado entre os estágios de compressão para regenerar uma roda dessecante fazendo uso de um trocador de calor sensível entre os compressores. O sistema proposto foi analisado computacionalmente onde a eficiência de cada componente foi preestabelecida. A modelagem utilizada para a roda dessecante é extremamente difundida na literatura e pode ser encontrada em diversos trabalhos. Os resultados obtidos com o sistema proposto mostram um aumento considerável de eficiência quando comparado com o ciclo Brayton tradicional.*

Palavras-chave: Roda dessecante, ciclo Brayton, controle de umidade.

1. NOMENCLATURA

T	temperatura (K - Kelvin)
Y	razão de umidade (kg/kg)
i	entalpia (kJ/kg K)
c	calor específico (kJ/kg)
C	Capacitância térmica
r	razão de pressão
k	razão de calor específico

Símbolos Gregos

ϵ	efetividade
η	eficiência

Subscrito

dw	roda dessecante
hw	trocador de calor sensível
ic	intercooler sensível
r	regeneração
F	parâmetro da roda dessecante
t	turbina
c	compressor

2. INTRODUÇÃO

Turbinas a gás têm uma ampla aplicação na matriz energética de diversos países ao redor do mundo (ASHRAE, 2008). As aplicações mais comuns são a geração de energia elétrica e a propulsão de aviões. O mecanismo de funcionamento deste equipamento, de maneira simplificada, consiste em um compressor para aumentar a pressão do ar que será utilizado para combustão, uma câmara de combustão, onde o ar é misturado ao combustível e queimado de maneira isobárica e de uma turbina que, através de uma expansão, extrai energia dos gases da combustão. Estes ciclos geralmente operam de acordo com o ciclo termodinâmico aberto de Brayton (Zhang *et al.*, 2009; Lazzareto and Manete, 2009).

Os trabalhos (Basrawi *et al.*, 2011; Erden and Sevelgen, 2006; Ibrahim A. M. and A., 2010) mostraram que o desempenho das turbinas variam significativamente com os locais e as condições ambientais onde estejam situadas. Devido a

esta variação de desempenho a ISO (International Organization of Standardization) desenvolveu relações que especificam as condições de entrada para cada projeto de turbina a gás (ASHRAE, 2008). Para padronizar tais parâmetros foi criado a "ISO ratings", que é baseado na "ISO standards 3977-2" (Gas Turbines - Part 2: Standards Reference Conditions and Ratings). As três condições padrões especificadas são temperatura ambiente de 15 °C, umidade relativa 60% e a pressão ambiente de 101.325 kPa (ASHRAE, 2008).

Vale destacar que as condições de entrada estabelecidas pela ISO, não são de grande aplicação no Brasil, tendo em vista que os valores de umidade relativa e de temperatura ambiente costumam ser bem diferentes. Dessa forma, esse trabalho tem por objetivo variar os parâmetros de entrada, considerando o ciclo Brayton tradicional e o ciclo Brayton com um sistema de pré-dessecante acoplado. Os valores de eficiência térmica e trabalho líquido foram comparados para os casos do ciclo modificado e considerando o ciclo tradicional.

3. APRESENTAÇÃO DO MODELO DE PRÉ-RESFRIAMENTO COM DESSECANTE

A configuração proposta para o ciclo com o sistema de pré-dessecante está apresentada na Fig. 1. Nela, pode-se observar a utilização de uma roda dessecante acoplada a um trocador de calor sensível antes da entrada dos estágios de compressão. A roda dessecante é utilizada para reduzir a participação do vapor d'água no ciclo antes de atingir o primeiro estágio de compressão. O trocador de calor (HW) tem a função de reduzir a temperatura do ar após a passagem pela roda dessecante utilizando o ar externo.

A Fig. 2 mostra a turbina dividida em dois estágios que está acoplada ao sistema de compressão com pré-dessecante. Do ponto 5, presente na Fig. 1, a corrente de ar passa por uma caldeira, onde recebe calor de maneira isobárica, atingindo o estado apresentado no ponto 6 da Fig. 2. Para comparação entre os modelos com o sistema pré-dessecante e o ciclo Brayton padrão, essa adição de calor foi fixada, isto é, em ambos os casos a energia adicionada a corrente de ar foi a mesma.

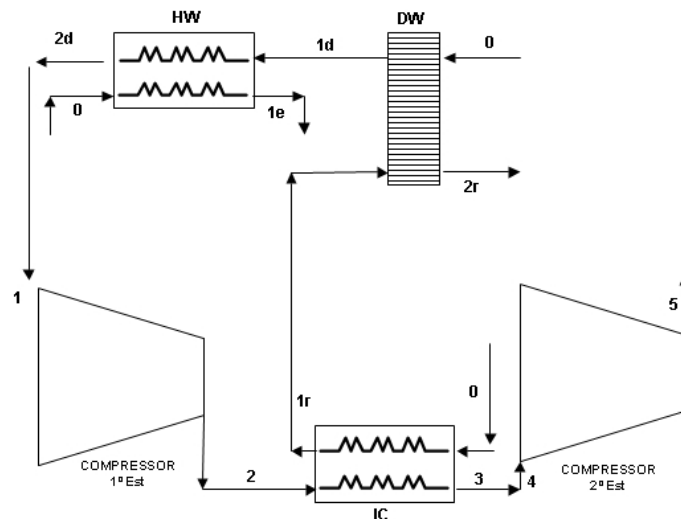


Figura 1: Sistema de Pré-resfriamento com dessecante.

A configuração mostrada na Fig. 1 garante um aumento na vazão mássica do ar admitido, reduzindo assim o trabalho de compressão. Foi verificado que há uma diminuição no trabalho de expansão quando comparado com o sistema não modificado, porém em menor escala. Assim, pode-se perceber um aumento no trabalho líquido e consequente um ganho na eficiência térmica do ciclo proposto. Este aumento é da ordem de 0.5%, todavia, quando considera-se uma matriz energética capaz de gerar Megawatts, esse ganho de eficiência resulta em uma considerável diferença de potência.

4. EQUAÇÕES E CONSIDERAÇÕES MATEMÁTICAS

Com o objetivo de simplificar os sistemas estudados foram feitas algumas considerações. Entre essas, vale destacar:

1. O ar é considerado um gás ideal (mistura de ar seco e vapor d'água);
2. Vazão de ar seco foi considerada constante;
3. Os calores específicos foram considerados constantes;
4. Somente foi avaliado a situação em regime permanente;
5. A efetividade dos trocadores de calor sensíveis e dos evaporadores são independentes das condições de operação;

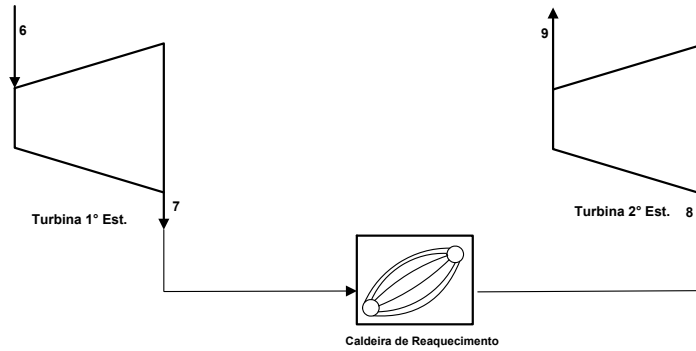


Figura 2: Turbina acoplado ao sistema de compressão.

6. As eficiências de compressão e expansão são independentes das taxas de vazão mássica;
7. As condições do ambiente externo (T_{en} , Y_{en}) são previamente conhecidas, oriundo de uma configuração preestabelecida.

4.1 Estágios de compressão

O primeiro e segundo estágio de compressão são dados pelas equações Eq. (1a) e Eq. (1b). A relação Eq. (1c) mostra que a umidade absoluta não varia quando a corrente de ar passa pelos compressores, tendo em vista que, nesse processo, a massa de água e a massa de ar seco permanecem constantes:

$$T_2 = T_1 \left[\left(r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} + 1 \right], \quad (1a)$$

$$T_5 = T_4 \left[\left(r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} + 1 \right], \quad (1b)$$

$$Y_2 = Y_1 = Y_3 = Y_4 = Y_5, \quad (1c)$$

As eficiências de compressão e de expansão foram calculadas mediante as relações:

$$\eta_c = 0.91 - \frac{r_c - 1}{300} \quad \eta_t = 0.90 - \frac{r_t - 1}{250} \quad (2)$$

onde r_t e r_c podem ser relacionados da seguinte forma:

$$r_t = r_c \left(1 - \sum \frac{\Delta p_0}{p_0} \right) \quad (3)$$

Estas relações podem ser vistas em (Alhazmy and Najjar, 2004; Korakianitis and Wilson, 1992). Onde o r_{c^*} é razão de compressão parcial após a passagem da corrente de ar por um estágio de compressão. Esta razão de compressão parcial r_{c^*} é calculada conforme mostra a equação Eq. (4). Para os casos estudados neste trabalho ambos os compressores possuem o mesmo r_{c^*} .

$$r_c = \sqrt{r_{c^*}} \quad (4)$$

4.2 Estágios de expansão

Os estágios de expansão na turbina presente no ciclo Brayton são equacionados da seguinte forma:

$$T_7 = T_6 \left[1 - \eta_t \left(1 - \left(\frac{1}{r_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right], \quad (5a)$$

$$T_9 = T_8 \left[1 - \eta_t \left(1 - \left(\frac{1}{r_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right], \quad (5b)$$

$$Y_6 = Y_7 = Y_8 = Y_9 \quad (5c)$$

A equação Eq. (5c) mostra que não há alteração de umidade em nenhum dos estágios de expansão.

4.3 Intercooler sensível (IC)

As equações para o intercooler sensível são oriundos de um balanço de massa e de energia neste componente, e também da efetividade de troca de calor que foi preestabelecida para cada caso estudado:

$$C_C (T_2 - T_3) = \dot{Q}_{IC} = C_R (T_{1r} - T_0) \quad (6a)$$

$$Y_2 = Y_3, \quad (6b)$$

$$Y_{1r} = Y_0, \quad (6c)$$

$$\epsilon_{IC} = \frac{C_C}{C_{min}} \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_0}, \quad (6d)$$

onde $C_{min} = \min(C_C, C_R)$, e as relações de capacitância térmicas das linhas de compressão e de regeneração são dadas por:

$$C_C = \tilde{c}_1 \dot{m}_C, \quad (7a)$$

$$C_R = \tilde{c}_0 \dot{m}_R, \quad (7b)$$

A taxa de transferência de calor ($\dot{Q}_{IC}$) corresponde a energia removida pelo intercooler, sendo essa utilizada para fornecer o calor necessário para regenerar a roda dessecante.

4.4 Roda dessecante (DW)

Para a roda dessecante, o processo também foi modelado utilizando os balanços de massa e energia das duas correntes de ar que passam através da roda.

$$\dot{m}_R (\tilde{v}_{1r} - \tilde{v}_{2r}) = \dot{m}_D (\tilde{v}_{1d} - \tilde{v}_0), \quad (8a)$$

$$\dot{m}_R (Y_{1r} - Y_{2r}) = \dot{m}_D (Y_{1d} - Y_0), \quad (8b)$$

Além dessas relações, foram utilizadas correlações algébricas estabelecidas por Maclainc Cross e Banks (Banks, 1985a,b). Onde faz-se necessário a utilização de dois parâmetros de performance (η_1 e η_2) para equacionar a roda dessecante.

$$\eta_1 = \frac{F_1(T_{1d}, Y_{1d}) - F_1(T_0, Y_0)}{F_1(T_{1r}, Y_{1r}) - F_1(T_0, Y_0)}, \quad \eta_2 = \frac{F_2(T_{1d}, Y_{1d}) - F_2(T_0, Y_0)}{F_2(T_{1r}, Y_{1r}) - F_2(T_0, Y_0)}, \quad (8c)$$

as funções F_1 e F_2 são determinadas por:

$$F_1(T, Y) = -\frac{2865}{T^{1.49}} + 4.344 Y^{0.8624}, \quad F_2(T, Y) = \frac{T^{1.49}}{6360} - 1.127 Y^{0.07969}, \quad (8d)$$

η_1 e η_2 são previamente conhecidos e valores típicos podem ser encontrados em diversos trabalhos como descrito em (Sheridan and Mitchell, 1985; Van den Bulck *et al.*, 1985; Joudi and Dhaidan, 2001; Zhang and Niu, 2003; Panaras *et al.*, 2007).

De acordo com os valores atribuídos para os η 's pode-se obter rodas dessecantes de alta e de baixa eficiência. Valores típicos para os η 's são mostrados à baixo:

- Roda dessecante de alta eficiência (HPD): $\eta_1 = 0.05$, $\eta_2 = 0.95$;
- Roda dessecante de baixa eficiência (LPD): $\eta_1 = 0.07$, $\eta_2 = 0.80$;

Para a análise desse sistema, foi utilizado apenas a roda dessecante de alta eficiência. O impacto da variação da roda dessecante de alta e baixa eficiência foi investigado em (F. O. Quintanilha, 2012).

4.5 Trocador de calor sensível (HW)

Balanços de massa e energia foram realizados para as duas correntes do trocador de calor:

$$C_D (T_{1d} - T_{2d}) = \dot{Q}_{HW} = C_E (T_{1e} - T_0), \quad (9a)$$

$$Y_{1e} = Y_0, \quad Y_{2d} = Y_{1d}, \quad (9b)$$

e a relação de efetividade para este componente é dada por:

$$\epsilon_{HX} = \frac{C_D}{C_{min}} \frac{T_{1d} - T_{2d}}{T_{1d} - T_0} \quad (9c)$$

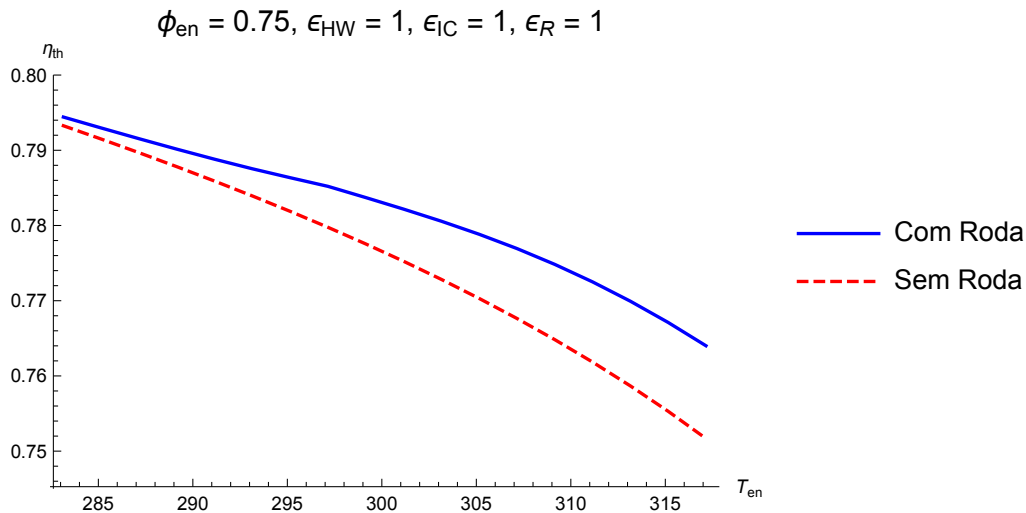


Figura 3: Curvas ($\eta_{th} - T$) que mostra o efeito da variação da temperatura de entrada do sistema.

onde $C_{min} = \min(C_D, C_E)$. A taxa de capacidade térmica da corrente de desumidificação e da corrente de ar externo (para resfriarem o ar após a desumidificação) são dados por:

$$C_D = \tilde{c}_{1d} \dot{m}_D, \quad (10a)$$

$$C_E = \tilde{c}_0 \dot{m}_E, \quad (10b)$$

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nessa seção, foram analisados os resultados obtidos mediante a variação das condições de entrada e das eficiências que envolvem os equipamentos que formam o sistema. Tendo em vista que o objetivo é comparar o sistema proposto neste trabalho com o ciclo Brayton padrão, as curvas apresentadas fazem a comparação direta entre os dois sistemas.

A primeira variação proposta foi a da temperatura de entrada (T_{en}). Sabe-se que a eficiência térmica de um ciclo Brayton padrão tende a se reduzir em cerca de 0.1% para cada Kelvin de variação da temperatura de entrada acima da condição prevista pela norma ISO (Thamir and Ahmed, 2011). Assim, o objetivo foi analisar se a implementação desse sistema de pré-dessecante seria capaz de minimizar essa queda de rendimento, apresentando uma maior eficiência quando comparada com o ciclo Brayton padrão. Foi possível observar pelo gráfico apresentado na Fig. 3, que de fato o sistema proposto foi capaz de amortizar essa queda de eficiência, apresentando melhores resultados quando comparado com o ciclo Brayton padrão. Essa diferença de eficiência gerou ganho em torno de 1% em alguns pontos. No entanto, essa melhora é devido a queda de umidade na entrada do primeiro compressor. A corrente de ar na entrada não é resfriada a uma temperatura abaixo da temperatura ambiente. Na verdade, a temperatura ambiente é o limite inferior que a corrente de ar na entrada do compressor pode atingir. Com isso, não há um ganho real devido ao aumento da vazão de ar na entrada do ciclo. Observa-se que esse ganho se deve à regeneração da roda dessecante. Esse modelo proposto só regenera a roda dessecante completamente quando a temperatura ambiente atinge um valor próximo a $25^\circ C$. Assim, a partir desse valor de temperatura, a roda dessecante consegue reduzir ainda mais a umidade relativa de entrada no compressor (atingindo um valor quase nulo), apresentando um melhor desempenho. O gráfico apresentado na Fig. 3 ilustra bem esse caso, tendo em vista que pode-se observar uma diferença mais relevante de eficiência térmica a partir desse valor de temperatura.

Outro caso estudado foi a variação da umidade relativa de entrada (ϕ_{en}) apresentado na Fig. 4. Pode-se perceber que o ciclo modificado proposto teve apenas uma leve variação em sua eficiência térmica. Isso porque, quando analisa-se o caso de uma roda dessecante de alta performance (HPD), a umidade relativa de saída desse equipamento apresenta um valor extremamente baixo (quase nulo) para a maioria dos valores de umidade na entrada do sistema. Todavia, para o caso do ciclo Brayton padrão, há uma queda considerável de eficiência devido à presença da alta umidade na corrente de entrada. Assim, quanto maior for o valor da umidade relativa de entrada, mais o sistema proposto se apresenta como uma solução eficiente.

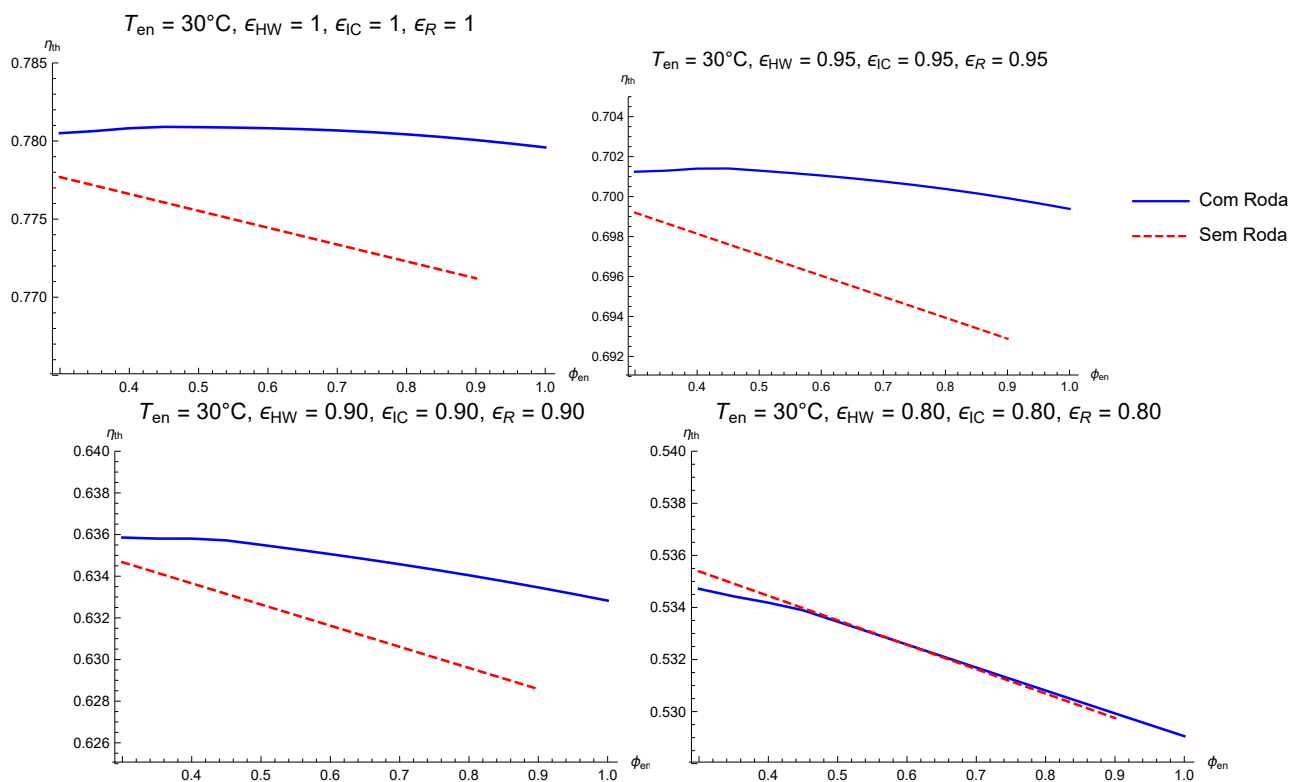


Figura 4: Curvas ($\eta_{th} - \phi$) que mostram o efeito da variação da umidade relativa de entrada do sistema.

Por fim, foi realizada uma análise variando a eficiência do trocador de calor sensível (HW). Esse equipamento é de crucial importância para um bom funcionamento desse ciclo modificado, tendo em vista que em conjunto com a roda dessecante, o trocador é o responsável por diferenciar o sistema proposto do ciclo Brayton padrão. Como pode ser observado na Fig. 5, o sistema com pré-dessecante só se apresenta como uma alternativa eficiente caso o trocador de calor sensível acoplado antes do primeiro estágio de compressão apresente uma eficiência um pouco superior a 80%.

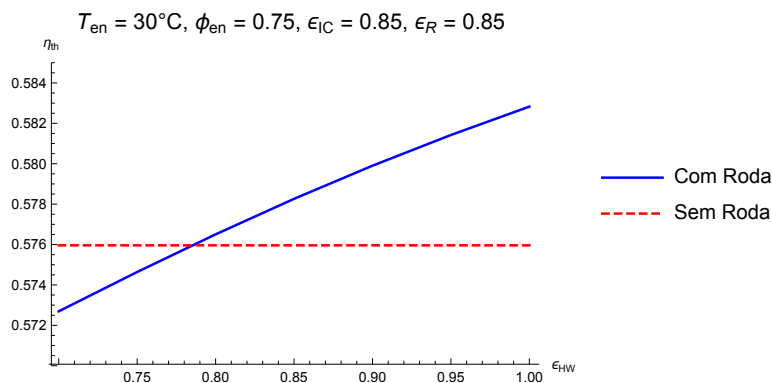


Figura 5: Eficiência x Trocador.

6. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma proposta de melhoria de rendimento do ciclo padrão a ar de Brayton. Esta modificação foi baseada no tratamento das condições de entrada do ciclo, ou seja, foi adicionada uma roda dessecante junto com um trocador de calor sensível com o objetivo de gerar uma redução de umidade do ar na entrada do sistema. Com isso foi possível observar uma melhoria em torno de 1% na eficiência para temperaturas de entrada elevada. Este resultado é relevante para países que apresentam clima com altas temperaturas e utilizam turbinas à gás para geração de energia. É possível observar que existe uma melhora significativa quando a umidade relativa do ar na entrada do ciclo é elevada. Isso se deve à presença da roda dessecante que tem a função de reter vapor d'água da corrente de entrada do sistema. Estes resultados podem ajudar a otimizar a utilização de turbinas que operam em locais onde a umidade do ar é elevada.

Foi observado também que o ciclo proposto começa a apresentar resultados relevantes quando a eficiência dos componentes internos do sistema são maiores que 80 %. Por se tratar basicamente de trocadores de calor e da roda dessecante é razoável encontrar equipamentos que apresentem essa faixa de eficiência. Sendo assim, pode-se afirmar que o ciclo Brayton com pré-dessecante apresentado neste trabalho pode gerar um aumento significativo de eficiência para uma faixa específica de condições ambientais.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao suporte financeiro promovido pela CNPq e CAPES.

8. REFERÊNCIAS

- Alhazmy, M. and Najjar, Y., 2004. "Augmentation of gas turbine performance using air coolers". *Applied Thermal Engineering*.
- ASHRAE, 2008. *ASHRAE Handbook - HVAC System and equipment (SI)*. ASHRAE.
- Banks, P.J., 1985a. "Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part I – Basis". *Journal of Heat Transfer (ASME)*, Vol. 107, pp. 222–229.
- Banks, P.J., 1985b. "Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part II – Comparison of methods". *Journal of Heat Transfer (ASME)*, Vol. 107, pp. 230–238.
- Basrawi, F., Yomada, T., Nakanishi, K. and Naing, S., 2011. "Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region". *Applied Thermal Engineering*.
- Erden, H.H. and Sevelgen, S.H., 2006. "Case study: effect of ambient temperature on the electric production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in turkey". *Applied Thermal Engineering*.
- F. O. Quintanilha, C. E. L. Nobrega, L.A.S., 2012. "Analysis of desiccant ventilation and recirculation cycles under different environmental conditions". *14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*.
- Joudi, K. and Dhaidan, N., 2001. "Application of solar assisted heating and desiccant cooling systems for a domestic building". *Energy conversion and management*, Vol. 42, No. 8, pp. 995–1022.
- Korakianitis, T. and Wilson, D., 1992. "Models for predicting the performance of brayton-cycles engines". *Engineering for Gas Turbine and Power*.
- Lazzareto, A. and Manente, G., 2009. "Analysis of superimposed elementary thermodynamic cycles: from the brayton-joule to advanced mixed (auto-combined) cycles". *International Journal of Thermodynamics*.

- Ibrahim A. M., A. and A., V., 2010. "A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia". *Applied Thermal Engineering*.
- Panaras, G., Mathioulakis, E. and Belessiotis, V., 2007. "Achievable working range for solid all-desiccant air-conditioning systems under specific space comfort requirements". *Energy and buildings*, Vol. 39, No. 9, pp. 1055–1060.
- Sheridan, J.C. and Mitchell, J.W., 1985. "A hybrid solar desiccant cooling system". *Solar energy*, Vol. 34, No. 2, pp. 187–193.
- Thamir, K.I. and Ahmed, N.A., 2011. "Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review". *International Journal of Physical Sciences*.
- Van den Bulck, E., Mitchell, J.W. and Klein, S.A., 1985. "Design theory for rotary heat and mass exchangers – I: Wave analysis of rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1575–1586.
- Zhang, L.Z. and Niu, J.L., 2003. "A pre-cooling munters environmental control desiccant cooling cycle in combination with chilled-ceiling panels". *Energy*, Vol. 28, No. 3, pp. 275–292.
- Zhang, W., Lingen, O. and Fengrui, S., 2009. "Power and efficiency optimization for combined brayton and inverse brayton cycles". *Applied Thermal Engineering*.

9. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(is) pelo conteúdo deste trabalho.

ANALYSIS OF DESICCANT SYSTEM FOR HUMIDITY CONTROLLING IN BRAYTON CYCLES

P.C. Quintans, pauloquintans@id.uff.br¹

F.O. Quintanilha, felipe.o.quintanilha@gmail.com²

L.A. Sphaier, lasphaier@id.uff.br³

¹³Universidade Federal Fluminense

²Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - CEFET-RJ

Resumo: Systems which makes use of desiccant technologies have been widely studied because of its economic and environmental advantages. A well-known feature of this type of cycle is that it's able to modify significantly the environmental conditions, performing an inlet air treatment by making use of pre-desiccant. The objective of this study is to analyze the use of a desiccant pre-cooling system coupled to a standard Brayton cycle. The adsorption property of a desiccant system, combined with a pre-cooling, enables control of humidity and temperature at the compressor inlet. This modified cycle uses the heat rejected by the compression stages to regenerate the desiccant wheel making use of a sensible heat exchanger between the compressor. The proposed system was analyzed computationally where the efficiency of each component has been pre-established. The modeling used for desiccant wheel is extremely widespread in the literature. The results obtained with the system proposed shown a considerable increase in efficiency compared to the traditional Brayton cycle.

Keywords: Desiccant wheel, Brayton cycle, humidity control.