

APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DISPONÍVEL NOS GASES DE EXAUSTÃO DE UM GRUPO MOTOR GERADOR EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE PRESSÃO TOTAL ÚNICA

G.R. Campos, gustavocuia@hotmail.com²

L.R. Ferreira, luan-rafa@live.com²

C.B. Maia, cristiana@pucminas.br¹

S.M. Hanriot, hanriot@pucminas.br¹

G.L.F. Vasconcellos, guivasconcellos@hotmail.com^{1,2}

¹Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas MG, Brasil

²Centro Universitário de Belo Horizonte – UNIBH, MG, Brasil

Resumo: Com a crescente demanda mundial por energia e a preocupação em se encontrar fontes alternativas e ou renováveis de energia cresceram as pesquisas que visam reutilizar os gases de exaustão de motores combustão interna como fonte de energia em cogeração. Como a principal forma de energia advinda dos gases de exaustão é a térmica este trabalho visou avaliar a possibilidade de se reutilizar a energia térmica dos gases de escape de um grupo motor gerador como fonte de energia térmica para fazer funcionar um gerador de um ciclo de refrigeração por absorção. Para isso, o comportamento das temperaturas nos principais pontos de um sistema de refrigeração que opera segundo o ciclo de absorção de pressão total única (amônia, água, hidrôgenio) foram avaliados. Com a necessidade de um fornecimento de temperatura de pelo menos 180°C no gerador do ciclo de absorção e uma potência de troca de calor de 190,5 W os resultados obtidos nos testes experimentais no refrigerador e no grupo motor gerador foram analisados para avaliar a possibilidade do seu uso em cogeração. Os resultados para o refrigerador mostram que o COP do ciclo quando funcionando com uma resistência térmica de 180 W fazendo o papel dos gases de exaustão é de aproximadamente 1,36 com uma carga térmica de refrigeração de 848 BTU/h. Os testes demonstraram que para a utilização em cogeração é importante analisar a vazão mássica de saída dos gases de exaustão para que as condições de cogeração sejam atendidas.

Palavras-chave: motores de combustão interna, ciclo de refrigeração por absorção, gases de escape, coeficiente de desempenho

1. INTRODUÇÃO

O custo da energia elétrica aumentou de forma considerável nos últimos anos [1]. Um dos grandes vilões do consumo energético, tanto no setor residencial quanto nos setores industrial e comercial, é o sistema de refrigeração. Este importante recurso é indispensável em muitos processos industriais e para a manutenção de conforto térmico de instalações. Desenvolvido em 1860 pelo francês Ferdinand Carré [2], o ciclo de refrigeração por absorção utiliza uma fonte de energia térmica para operar, e trabalha com dois níveis de pressão. O princípio fundamental desse sistema é o uso de um par refrigerante-absorvente como fluidos de trabalho. Um par refrigerante-absorvente é uma mistura de dois fluidos na qual um deles é a substância refrigerante, que fará o papel de transportar o calor pelo ciclo, e o outro é a substância absorvente, que tem o papel de absorver o fluido refrigerante do meio vizinho formando uma mistura [3]. Os sistemas refrigeração por absorção de pressão total única (RAPTU), desenvolvidos posteriormente por Platen e Munters em 1920 e por Einstein e Szilard em 1928, o ciclo de refrigeração por absorção de pressão total única obteve como principal melhoria a adição de mais um fluido de trabalho que tem como função unificar a pressão e com isso eliminar do sistema a necessidade de componentes mecânicos (compressor ou bomba de solução), melhorando assim a confiabilidade e a portabilidade do sistema [4,5,6].

Juntamente a isso, sabe-se que os processos de geração de energia, em sua grande maioria, possuem grandes perdas através da energia térmica dissipada. Os motores de combustão interna (MCI) são um dos equipamentos mais comumente utilizado para gerar energia elétrica nos dias de hoje, entretanto, cerca de 35% da energia disponível em motores de combustão interna são perdidas na forma de gases de exaustão. Com isso, diversos estudos têm sido realizados para poder utilizar essa energia disponível nos gases de exaustão de um grupo motor gerador como fonte de energia para algum outro ciclo em cogeração. Como o ciclo de pressão total única não possui componentes mecânicos

de movimento em seu interior para funcionar necessitam de uma fonte de energia térmica para seu gerador, sua utilização em cogeração com motores de combustão interna através dos gases de exaustão têm sido cada vez mais estudados [7,8]. O presente trabalho tem como objetivo avaliar o comportamento do coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração operando juntamente com um MCI e avaliar a viabilidade da utilização conjunta de ambos.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Testes experimentais foram feitos em um refrigerador que funciona sobre o ciclo de absorção de pressão total única para avaliar a necessidade de potência para seu funcionamento. Além disso, também foram feitos testes em um grupo motor gerador para avaliar a energia disponível e a vazão mássica de saída dos gases de exaustão para avaliar a viabilidade da cogeração.

O refrigerador utilizado nos testes experimentais, Figura 1, opera através de um ciclo de refrigeração por absorção de pressão única e foi fabricado pela Norcold, modelo N305-3R, com uma capacidade de 76,46 litros. O funcionamento do refrigerador permite sua utilização em três fontes de calor no gerador: termoresistor de corrente alternada (127 V), termoresistor de corrente contínua (12 V) e combustão de GLP (gás liquefeito de petróleo). Sua potência de trabalho é de 180 W, quando operado com corrente alternada, e tem uma pressão total de 5,52 MPa. Esta geladeira usa a mistura de água, amônia e hidrogênio como absorvente, refrigerante e gás inerte.



Figura 1. Refrigerador utilizado e sensores posicionados em seu interior.

O gerador elétrico é um equipamento mecânico, que gera energia elétrica através de combustíveis fósseis. Ele foi o responsável pela geração de gases de exaustão, os quais podem ser utilizados como fontes de energia térmica para um sistema de refrigeração por absorção-difusão [4]. No experimento, para simular as temperaturas e as correntes a fim de poder medir a transferência de calor, foi utilizado um gerador elétrico da marca Branco [10], modelo BD-4000CF de combustível Diesel e potência máxima de 3,3 kVA, mostrado na Figura 2. O gerador utilizado trabalha no ciclo Diesel, pois com os motores a diesel é possível atingir maiores temperaturas nos gases de exaustão, do que as temperaturas obtidas em motores que funcionam a partir do ciclo Otto [9].



Figura 2. Conjunto Motor-Gerador.

Os testes experimentais no gerador foram feitos para avaliar a temperatura dos gases de exaustão e a potência térmica dissipada por estes gases. As cargas efetivamente aplicadas sobre o gerador diferem das cargas nominais. Elas foram calculadas através das medições de corrente e tensão. Com base nas cargas efetivas, as temperaturas de fluxo de gases de exaustão e de ar admitido foram medidas.

Para os testes foram utilizados os seguintes equipamentos uma balança para medir a massa do combustível no decorrer do procedimento; um alicate amperímetro/multímetro para medir a corrente e a tensão do equipamento em funcionamento; um termo higrômetro para medir a umidade relativa do ar. Para variação das cargas elétricas aplicadas,

foi utilizado um banco de cargas composto por resistências elétricas com potência nominal de 0,5 KW e um analisador de gases para o cálculo do calor específico a pressão constante dos gases de exaustão.

Para a realização dos testes do grupo motor gerador foi realizado o seguinte procedimento: o gerador foi ligado e deixado em funcionamento por cerca de 20 minutos, para que o mesmo entrasse em regime permanente, após isso os dados de temperatura e vazão mássica foram coletado de 5 em 5 minutos para cada uma das seis cargas adicionadas.

O cálculo da potência dissipada depende dos valores de vazão volumétrica de cada fluxo e das propriedades térmicas dos gases de exaustão para as faixas de temperatura do escoamento. A vazão mássica foi calculada através de uma modelagem descrita pela Equação (1) da potência específica considerando-se ar como gás ideal [8]:

$$\dot{m}_{exh} = V_d \cdot \frac{d \cdot \eta}{x} \cdot i \cdot \rho \cdot \eta_V + \dot{m}_{comb} \quad (1)$$

Onde $\dot{m}_{exh}$ é a vazão mássica de gás de exaustão [kg/s]; V_d é o volume deslocado pelo cilindro [m³]; n é o número de rotações do motor [rps]; x é o fator de potência do motor [-]; i é o número de cilindros do motor [-]; ρ é a massa específica do ar [kg/m³]; e η_V é a eficiência volumétrica [-].

As propriedades: viscosidade dinâmica, calor específico, massa específica e coeficiente de condutividade térmica dos gases de exaustão foram determinados utilizando o banco de dados do programa EES (Engineering Equation Solver) a partir da temperatura, composição e pressão medidos nos testes experimentais.

Para os testes no refrigerador foram utilizados termopares do tipo K inseridos para possibilitar o cálculo do coeficiente de desempenho do refrigerador, como a entrada e a saída do gerador e a entrada e a saída do evaporador. O experimento no refrigerador buscava produzir resultados do COP e de temperatura no gerador com o comportamento de variação das temperaturas em oito pontos importantes do ciclo durante o regime transiente de operação do equipamento, e a determinação do coeficiente de desempenho (COP) com base nos valores de temperatura apresentados em pontos específicos do conjunto de pontos analisados anteriormente, no momento em que o equipamento comesse a operar em regime permanente.

O cálculo do COP foi feito a partir da utilização da equação (2) dada por [4]:

$$COP = \frac{T_R(T_S - T_A)}{T_S(T_A - T_R)} \quad (2)$$

Na qual T_R é a temperatura do refrigerante no evaporador [K]; T_S é a temperatura da solução no gerador [K]; T_A é a temperatura do absorvedor [K].

Para poder se iniciar os testes, foram necessários que se calibrassem corretamente os termopares. Utilizou-se um equipamento calibrador de banho térmico seco Figura 3, na qual através de uma temperatura conhecida é possível comparar e calibrar a medição de um dado termopar. Com isso, obteve-se melhor confiabilidade nos resultados obtidos.



Figura 3. Calibrador de banho térmico.

Os picos de pressão para os resultados com microfone foram avaliados. Eles visaram encontrar alguma redução da pressão acústica dos testes. A Figura 6 mostra o espectro de pressão sonora encontrado para a média de 15 testes realizados para a entrada (a) e a saída (b) da seção de testes do túnel de vento. É possível perceber que os resultados não se alteraram da maneira esperada, tendo os gráficos, demonstrado características muito semelhantes.

A incerteza atribuída às medições foi a incerteza intrínseca do equipamento. Para as propriedades que resultam de funções dos dados medidos, a incerteza atribuída aos valores de tais propriedades foi obtida por meio do método de propagação de incertezas, que consiste em aplicar a Equação 3 [11]

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_{X_i}^2} \quad (3)$$

Na qual,

U_Y é a incerteza propagada para a propriedade calculada;

U_x é a incerteza da propriedade medida;

Y é a função da propriedade calculada em relação as propriedades medidas;

X_i é a i-ésima variável que representa a propriedade medida.

3. RESULTADO E DISCUSSÃO

A velocidade média do escoamento do motor foi obtida diretamente da medida da vazão volumétrica. Com estes parâmetros e a partir das equações necessárias, assim a potência térmica dissipada pode ser calculada. Todos os resultados foram dispostos na Tabela 1.

Tabela 1. Resultados do experimento.

<i>Carga Nominal (W)</i>	<i>Carga Efetiva (W)</i>	<i>Temperatura dos Gases de Exaustão (°C)</i>	<i>Vazão volumétrica de gás de exaustão (m³/h)</i>	<i>Potência Térmica Dissipada (W)</i>
0	0±0	117.5±0,6	36,40±0,06	-80,32±0,15
500	295,0±7,1	133,6±0,7	37,78±0,07	-62,20±0,10
1000	655,5±15,8	140,0±0,7	38,50±0,07	-54,22±0,09
1500	1029,6±23,3	153,0±0,8	39,94±0,08	-38,10±0,08
2000	1368,5±32,5	186,0±0,9	43,12±0,09	9,22±0,03
2500	1682,0±39,7	210,0±1,1	45,52±0,10	47,61±0,09
3000	2029,2±48,4	250,8±1,3	49,63±0,12	123,62±0,23

Os pontos monitorados foram: parede interna e parede externa do refrigerador, entrada e saída do gerador, entrada e saída do condensador, entrada do evaporador, e interior do refrigerador. Os resultados obtidos podem ser vistos nas Figuras 4a e 4b.

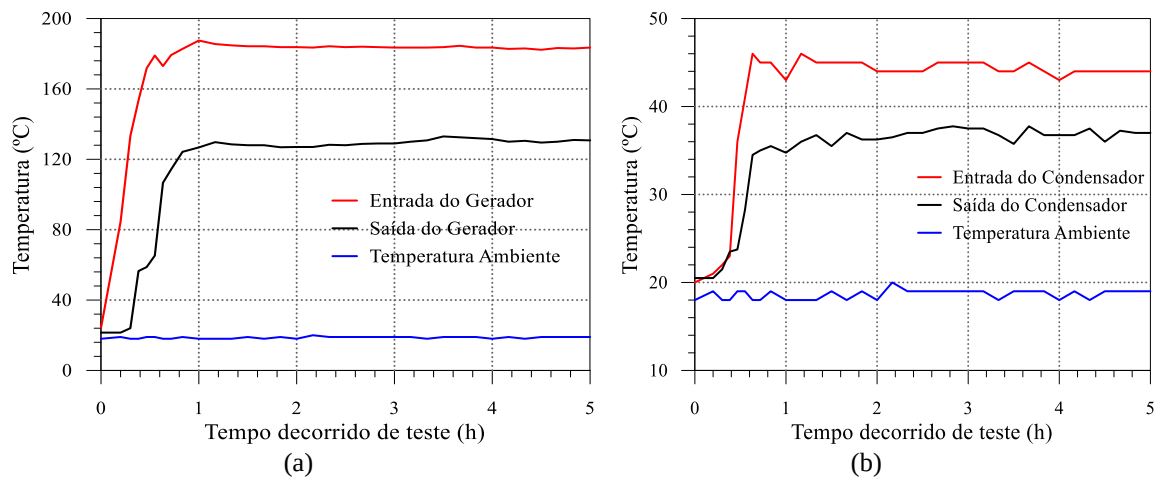


Figura 4. Variação das temperaturas de entrada e saída do (a) gerador e do (b) condensador ao longo do tempo.

Para a determinação do coeficiente performance (COP), os dados das Figuras 1, 2 foram utilizados. Ambas as equações forneciam formulações para o mesmo COP utilizando dados de entrada diferentes. $COP^I=0,73$.

4. CONCLUSÃO

Os experimentos feitos em ambos os equipamentos permitiram concluir as seguintes afirmações:

A temperatura necessária no gerador para o funcionamento do refrigerador é de aproximadamente 180 °C de acordo com a Figura 12. Portanto de acordo com a Tabela 1, a temperatura do gás de exaustão é suficiente para a correta operação do refrigerador, mas somente nas cargas efetivas maiores que 1390 W.

O superaquecimento do gerador (temperaturas muito acima de 180 °C) proporciona o mal funcionamento do refrigerador, portanto para que o mesmo operasse corretamente, para cargas efetivas acima de 2000 W, seria necessário um sistema de controle de temperatura assim como feito por [4]. Uma vez que a temperatura do gerador pudesse ser controlada (através da variação fluxo de gás de exaustão direcionado para o gerador do refrigerador ou por algum outro método), quaisquer valores de potência efetiva maior do que 2000 W poderiam ser utilizados.

Na carga efetiva de aproximadamente 1680 W, a temperatura do gás de exaustão estaria dentro do limite aceitável, cerca de 210 °C. Porém a potência térmica dissipada seria muito baixa para a operação do refrigerador: 47,61 W. Proporcionando uma baixa carga térmica de refrigeração.

O grupo motor elétrico-gerador analisado não forneceria aporte térmico para a operação do refrigerador devido a parâmetros de vazão e temperatura dos gases de exaustão, portanto considerando o projeto de um sistema de controle de temperatura do gerador do equipamento que opera sob o ciclo por absorção-difusão, este sistema de refrigeração pode ser utilizado em grandes plantas industriais que operam com grupos motores elétricos-geradores a ciclo Diesel por longos períodos de tempo.

5. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi apoiado pela PUC Minas, CAPES, CNPq, FAPEMIG e UnibH.

6. REFERÊNCIAS

- [1] ANAEL, Agência Nacional de Energia Elétrica, 2002, Atlas de energia elétrica do Brasil, Brasília.
- [2] STOECKER, W. F.; JONES, J. W. Refrigeração e ar-condicionado. Tradução de José M. Saiz Jabardo, euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior, Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- [3] SRIKHIRN P., Aphornratana S., 2002, "Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator", Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.1181-1193.
- [4] ARAÚJO, Josegil Jorge Pereira de et al. Simulação de uma Unidade de Refrigeração por Absorção Usando o Par Água-Amônia nos Regimes Permanente e Transiente. 2010.
- [5] DELANO, A., Design Analysis of the Einstein Refrigeration cycle, Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta. 1998
- [6] SOUZA, Wilson L. de, Comparações Termo-Energéticas e Econômicas de Opções de Cogeração de uma Destilaria. M.Sc. dissertação, CT/UFPA, João Pessoa, PB, Brasil. 2004.
- [7] RÊGO, Attenister Tarcísio. Aproveitamento da energia dos gases de exaustão de um motor em um sistema de refrigeração por absorção. DOUTORADO - departamento de engenharia Mecânica, pontifícia universidade católica de minas gerais, 2012.
- [8] BRUNETTI, F. Motores de combustão interna, 1a edição. Blucher. 554p. 2012
- [9] MORAES, André Neves de. Simulação numérica de um ciclo de refrigeração por absorção. 2011. ix, 61 f., il. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) —Universidade de Brasília, Brasília, 2012.
- [10] BRANCO. Manual de Instruções B4T-8.0H. 2016. Disponível em: <<http://www.branco.com.br/produto/motor-b4t-8-0h>> Acesso em: 10 novembro. 2017.
- [11] TAYLOR B.N. and KUYATT, C.E., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297, 1994.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

USE OF THE THERMAL ENERGY AVAILABLE IN THE EXHAUST OF A MOTOR GROUP GENERATOR IN A TOTAL PRESSURE COOLING SYSTEM ONLY

G.R. Campos, gustavocuia@hotmail.com²

L.R. Ferreira, luan-rafa@live.com²

C.B. Maia, cristiana@pucminas.br¹

S.M. Hanriot, hanriot@pucminas.br¹

G.L.F. Vasconcellos, guivasconcellos@hotmail.com^{1,2}

¹Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas MG, Brasil

²Centro Universitário de Belo Horizonte – UNIBH, MG, Brasil

Abstract. *Currently, with the growth in the demand for electrical sources, renewable energy as an alternative is increasingly important. The main type of energy in an exhaust gas is the thermal energy that turns the Internal Combustion Engines into a great alternative to reuse the energy of these gases in cogeneration with other devices such as absorption refrigeration cycles. For this, the behavior of the main temperature points of a single refrigeration cycle by pressure absorption was evaluated (ammonia, water, hydrogen). This cycle requires a temperature of 180 ° C to heat your generator and a heat exchange power of 190.5 W. The results for the cooler show that the COP is approximately 1.36 with a cooling thermal load of 848 BTU / H. The tests have demonstrated that it's important to known the mass flow of the exhaust gas and the temperature of it to establish if the cogeneration conditions is possible.*

Keywords: *Internal Combustion Engine, Absorption cycle, exhaust gas*