

ESTUDO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR INTEGRADO A UM SISTEMA DE COGERAÇÃO

Alvaro Antonio Ochoa Villa, ochoaalvaro@hotmail.com¹
Jose Carlos Charamba Dutra, charamba@gmail.com²
Jorge Recarte Henriquez Guerrero, rjorgeh@gmail.com³

¹Universidade Federal de Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brasil.

²Universidade Federal de Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brasil.

³Universidade Federal de Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brasil.

Resumo: Este trabalho tem como finalidade o estudo teórico sobre o funcionamento de um chiller de absorção (LiBr-água) de simples efeito, com capacidade de 10TR, acionado por água quente e tendo como fonte de calor os gases de exaustão de uma micro-turbina a gás natural de 30kW de potência, localizado no laboratório Cogencasa da Universidade Federal de Pernambuco. Foi desenvolvida uma metodologia computacional na plataforma EES-32, para avaliar a influência dos principais parâmetros de operação do sistema sobre a capacidade de resfriamento e o COP. A modelagem termodinâmica baseia-se nos princípios de conservação de energia, massa e das espécies, além de correlações de transmissão de calor, sendo conformado por uma série de funções para a determinação das propriedades termodinâmicas (entalpia e entropia da mistura H₂O-BrLi) e coeficientes dos trocadores de calor. Para a análise exergética foi calculada a Exergia total dos fluidos de trabalho levando em consideração as parcelas físicas e químicas. O modelo matemático adota uma forma semi-empírica, já que os parâmetros característicos dos componentes do chiller são fornecidos pelo fabricante. Para o sistema de cogeração a maior irreversibilidade foi encontrada na microturbina com 52,88 kW e a menor no chiller de absorção com 1,784 kW. Através da variação da temperatura de entrada da água quente e temperatura de saída da água gelada, pode-se determinar o COP do sistema baseado na primeira e segunda lei, obtendo-se os valores máximos de 0,74056 e 0,2409 respectivamente. Finalmente foi determinada a eficiência energética e exergética global de cogeração, com valores de 49,61% e 26,23% respectivamente.

Palavras-chave: Chiller de absorção, Brometo de Lítio e COP.

1. INTRODUÇÃO

O uso de cogeração na tecnologia de refrigeração é fortemente ligado aos sistemas de absorção, que usam a energia térmica para produzir frio, geralmente, para acondicionar espaços físicos, sem a necessidade de usar grande consumo de energia elétrica. Nos últimos anos o incremento nas tarifas elétricas tem levado à procura de um melhor sistema que ajude na economia e por outra parte a aumentar a eficiência dos equipamentos que são utilizados para o conforto humano (como o ar condicionado) ou para qualquer outro processo industrial onde a eletricidade exerce um papel importante na viabilidade econômica. Isto levou à utilização de novos sistemas térmicos com estas características mencionadas, entre eles; os Chillers de absorção, os quais têm como principal benefício a utilização da cogeração, reutilizando o calor rejeitado por outros processos. Outra importante vantagem, é que, por não ter partes móveis (só bombas necessárias para seu funcionamento), brinda uma manutenção mais econômica e uma melhor vida útil do equipamento. Além de ser menos poluente ao meio ambiente, por não utilizar substâncias perigosas à camada de ozônio.

Em climas quentes, caso do nordeste do Brasil, a utilização de energia térmica, ou seja, aquecimento ou refrigeração representa o valor elevado no consumo elétrico, devido à utilização de equipamentos de refrigeração por compressão. Este consumo pode ser diminuído mediante a utilização de sistemas ativos de refrigeração por absorção usando o par brometo de lítio – água ou amônia- água, que aproveitam o calor rejeitado por processos externos, queima direta de combustível, ou por energia solar. A ideia de usar a energia solar em sistemas de refrigeração por absorção tem sido uma inovação que há trazido bons resultados, já que as temperaturas necessárias para acionar estes sistemas são relativamente pequenas, entre 75 e 95 °C, que podem ser atingidas, quase em totalidade, com a irradiação solar mediante o uso de coletores e reservatório de água quente, desta forma diminuindo o consumo de energia elétrica em, aproximadamente, no 70% anual. (A. Pongtornkulpnich et. al, 2008).

Na análise energética foi considerado que os componentes dissipativos do chiller não trocam calor com a vizinhança, além de considerar a bomba da solução com 100% de eficiência, os dados da micro-turbina foram extraídos pelo fabricante Capstone (apud Correia R, 2006), assim como os dados do recuperador de calor do sistema. Foi levada em consideração a torre de resfriamento e sua bomba para uma simulação mais próxima da realidade. O chiller em estudo foi o fabricado por a Yazaki Energy Systems tipo *WFC-SC10* usando o par brometo de lítio – água de forma indireta (Yazaki Energy Systems, 2003), ou seja, usa água quente como insumo, fornecida pelo aquecimento de água mediante os gases de combustão da micro-turbina Capstone modelo 330 com capacidade nominal de 30 kW de energia (condições ISO), através de um recuperador de calor (trocador de calor de contracorrente, de fabricação local, Correia R, 2006).

Na análise exérgica foi considerada a Exergia física e química do fluxo, levando em consideração a atividade da água e do brometo de lítio para o cálculo da exergia química da solução, (Kim D. S. e Ferreira I. C. A., 2006). Para a exergia química da água pura foi considerada a exergia padrão para a atmosfera modelo 2. (Moran M. J., e Shapiro H. N., 2006). Para as Exergias químicas do ar e os produtos da combustão foi considerada a metodologia segundo a literatura (Kotas T. J., 1995). Foi desenvolvido um código computacional na plataforma EES (Engineering Equations Solver), para a simulação do funcionamento do sistema de cogeração, energética e Exergeticamente, criando funções para a determinação das entalpias e entropias da solução de brometo de lítio – água, (Kim D. S. e Ferreira I. C. A., 2006), Exergias do ar e dos produtos da combustão.

2. METODOLOGIA

Para a avaliação do sistema de absorção de simples efeito proposto neste trabalho, foi necessária a inclusão dos equipamentos que conformam o sistema de cogeração para o funcionamento do chiller de absorção *WFC-SC10* localizado no laboratório Cogencasa. Os dados utilizados foram extraídos das informações do fabricante, de cada componente, como dos resultados obtidos em (Correia R., 2006)

A figura 1 mostra um esquema simplificado do sistema de refrigeração por absorção aplicando a cogeração. Este sistema de cogeração é basicamente composto por uma micro-turbina Capstone modelo 330 com capacidade nominal de 30 kW de energia (condições ISO), um recuperador de calor, bombas de circulação, um chiller de absorção e uma torre de resfriamento.

A idéia fundamental deste sistema de cogeração é o reaproveitamento da energia rejeitada ao ambiente pela micro-turbina mediante os gases da combustão, os quais são a matéria prima para aquecer a água quente que circula pelo gerador do chiller para seu funcionamento, e assim poder gerar água gelada para ao processo de climatização.

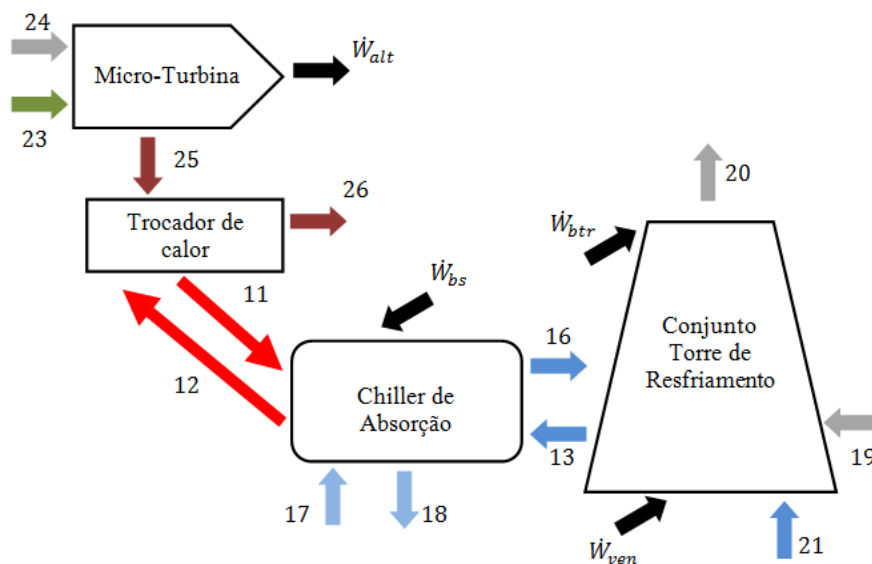


Figura 1. Sistema de cogeração simulado para o chiller de absorção WFC-SC10.

O processo de cogeração é iniciado com a queima de gás natural, combustível da micro-turbina, a qual gera energia elétrica. Os gases da combustão são aproveitados mediante a utilização de um recuperador de calor de contracorrente. A energia contida na linha dos gases é transmitida à linha de água para seu aquecimento. A água quente entra no chiller de absorção pelo gerador com o objetivo de gerar água gelada para a climatização. O circuito de água fria é encarregada da troca de calor do condensador e o absorvedor, mediante o uso da torre de resfriamento. A água gelada produzida pode atingir valores entre 7 e 12°C, dependendo da energia quente entre ao mesmo (Água quente).

3. ANÁLISE ENERGÉTICA

Para a análise energética do sistema de cogeração, micro-turbina, recuperadores de calor, chiller de absorção e conjunto torre de resfriamento, foram aplicadas as equações de balanço de massa e energia, como mostrado nas Eq. (1) e Eq. (2).

Para realizar a análise energética do sistema foram incluídas hipóteses simplificadoras para desenvolver a modelagem geral do sistema, foram elas:

- A variação de pressão só acontece nos componentes de expansão;
- As trocas de calor com a vizinhança são desprezíveis;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- O processo total ocorre em regime permanente;
- Os coeficientes globais de transferência de calor são considerados constantes ao longo do processo.

$$\left(\frac{\partial m}{\partial t}\right)_{vc} = \sum_{en} \dot{m}_{en} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial E}{\partial t}\right)_{vc} = \sum_j \dot{Q}_j - \sum_{vc} \dot{W}_{vc} + \sum_{en} \dot{m}_{en} h_{en} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} h_{sai} \quad (2)$$

Na análise termodinâmica será aplicado as equações de transmissão de calor, (Herold et. al., 1995), ou seja, as equações que envolvem o uso das equações de transferência de calor, coeficientes globais de transferência de calor (UA) e a determinação das temperaturas médias logarítmicas.

Para a determinação das efetividades dos trocadores de calor do sistema, é considerada a relação geral de transmissão de calor como a taxa entre o calor máximo possível transferido e a quantidade real retirado do componente em estudo, (Incropera P. F., Dewitt D, 1998).

$$\dot{Q}_i = UA_i \Delta T l m_i \quad (3)$$

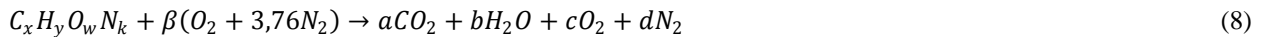
$$\Delta T l m_i = \frac{(T_{en,q} - T_{sa,f}) - (T_{sa,q} - T_{en,f})}{Ln \left\{ \frac{(T_{en,q} - T_{sa,f})}{(T_{sa,q} - T_{en,f})} \right\}} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_i = \varepsilon_i \cdot \dot{Q}_{max_i} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{max_i} = C_{min_i} \cdot (T_{en,q} - T_{en,f}) \quad (6)$$

$$C_{min_i} = \min \{ (c p_q \cdot \dot{m}_q, c p_f \cdot \dot{m}_f) \} \quad (7)$$

Para determinar a vazão de gás natural a partir da potência e vazão dos produtos foi considerada a Lei da Conservação das Espécies, levando em conta uma reação para cada hidrocarboneto presente no combustível, segundo a composição do gás natural fornecida pela Copergas. Estas turbinas funcionam considerando combustão completa com excesso de ar (entre 450 a 500%) para o processo. Não foi considerado o fenômeno de dissociação química. A seguinte equação apresenta o balanço geral para o cálculo da composição química dos produtos da combustão.



Para a determinação do calor específico, massa molar dos produtos foi considerada as frações parciais dos componentes dos produtos, da seguinte forma:

$$c p_p = \sum_i y_i c p_i \quad (9)$$

$$P M_p = \sum_i y_i P M_i \quad (10)$$

$$\text{Sendo } y_i \text{ a fração molar do componente } i, \text{ definida como; } y_i = \frac{n_i}{n_{total}}. \quad (11)$$

3.1. Eficiência Energética

A eficiência baseada na primeira lei da termodinâmica é a razão entre a energia desejada e a energia consumida pelo componente em estudo, definida pela eq. (7). (Moran M. J., e Shapiro H. N., 2006)

$$\eta = \frac{\text{Energia_Desejada}}{\text{Energia_Consumida}} \quad (12)$$

3.2. Coeficiente de Performance, COP (Energético)

O coeficiente de desempenho ou performance (COP), segundo o balanço energético representa a taxa entre a energia requerida para a refrigeração e a energia subministrada ao sistema (Herold et. al, 1995, Moran M. J., e Shapiro H. N.,2006), sendo expresso como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}_{bs}} \quad (13)$$

3.3. Eficiência global de cogeração

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{alt} + \dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{gn} PCI_{gn}} \quad (14)$$

4. ANÁLISE EXERGÉTICA

O estudo da exergia tem seu fundamento da quantidade útil da energia utilizada nos processos térmicos (Moran M. J., e Shapiro H. N.,2006, Kotas T. J., 1995), sendo esta exergia dividida comumente em quatro partes: física, química, cinética e potencial. Como já foi dito anteriormente, neste caso foram consideradas apenas a parte física e química da exergia.

4.1. Exergia Física

Representa o máximo trabalho possível quando um sistema sai do seu estado original e alcança o equilíbrio com o ambiente, geralmente uma atmosfera padrão (estado morto T_0, p_0). (Moran M. J., e Shapiro H. N.,2006, Kotas T. J., 1995).

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (15)$$

4.2. Exergia Química

A Exergia química consiste em levar cada estado desde o ponto morto com (T_0, p_0), a um estado padrão da atmosfera ($T_0, p_0 \cdot Y_i$), onde o termo ($p_0 \cdot Y_i$) representa a pressão parcial do elemento ou substância. (Moran M. J., e Shapiro H. N.,2006, Kotas T. J., 1995).

4.2.1. Exergia química da solução

Esta parcela (exergia química) foi considerada devido às mudanças na concentração da solução de LiBr - água no sistema. A exergia química para os estados de mistura de LiBr-água foi determinada segundo a eq. (10) (Kotas T. J., 1995)

$$ex_{ch} = \frac{1}{M_{sol}} [\sum_{i=1}^n y_i \cdot \tilde{\epsilon}^{pa} + \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n y_i \ln a_i] \quad (16)$$

4.2.2. Exergia química da água pura

Nos casos dos estados puros da água foi utilizada a exergia padrão proposta na literatura (Moran M. J., e Shapiro H. N.,2006, KotasT. J., 1995).

$$\tilde{\epsilon}_{H_2O}^{pa} = 900 \text{ [kJ/kmol]}$$

4.2.3. Exergia química do ar

$$ex_{ch} = \left[\frac{\sum (y_i \cdot \tilde{\epsilon}_i^{pa}) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum y_i \ln(y_i)}{M} \right] \quad (17)$$

4.3. Exergia Total do Sistema

A Exergia total representa a soma das exergia física e química do estado, representada pela Eq. (18). A Fig. (2) representa esquematicamente o processo de exergia para um estado qualquer.

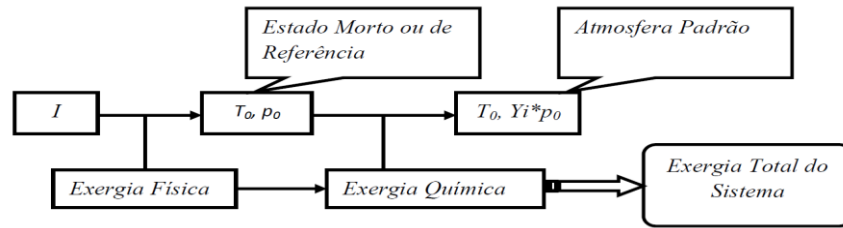


Figura 2. Esquema do Processo de Exergia Total.

$$ex_{tot} = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (18)$$

4.4. Distribuição de Exergia no sistema de simples efeito

Para a análise dos componentes do sistema de cogeração foram determinadas as exergias dos fluxos nos diferentes estados do ciclo, seguindo o procedimento anteriormente mencionado. Aplicando a combinação da primeira e segunda lei da termodinâmica tem-se que:

$$\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \cdot \frac{\partial V}{\partial t}\right) + \sum_{en} \dot{Ex}_{tot,en} - \sum_{sa} \dot{Ex}_{tot,sa} - \dot{I}_d \quad (19)$$

$$\text{Sendo: } \dot{Ex}_{tot} = \dot{m} \cdot ex_{tot} \quad (20)$$

Esta equação permite determinar a destruição de exergia ou irreversibilidade em cada componente, por conseguinte, a distribuição ao longo do ciclo. Como a troca de calor com o ambiente é desprezível, e o processo ocorre em regime permanente, os termos $\left(\frac{\partial Ex}{\partial t}\right)_{vc}$ e $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j$ da eq. (19) são nulos.

Para determinar o rendimento exerético dos componentes do sistema será tomada a teoria de eficiência racional do sistema (Kotas T. J., 1995), expressa como:

$$\Psi_{ex} = \frac{\text{Exergia do produto}}{\text{Exergia de insumo}} \quad (21)$$

Além desta, que não se adéqua para componentes dissipativos, podem ser determinadas as eficiências ou taxas de eficiências exeréticas em função das entradas e saídas dos fluxos exeréticos dentro do volume de controle analisado, ou seja, os insumos e produtos do mesmo, também chamado de grau de perfeição termodinâmico, expresso da seguinte forma:

$$\delta_{ex} = \frac{\sum_{sa} Ex_{tot,sa} + \sum_{sa} W_{sa} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,sa}}\right) \dot{Q}_{j,sa}}{\sum_{en} Ex_{tot,en} + \sum_{en} W_{en} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,en}}\right) \dot{Q}_{j,en}} \quad (22)$$

Para realizar uma melhor distribuição das irreversibilidades dos componentes é usado o termo de irreversibilidade relativa, (Kotas T. J., 1995), dado por:

$$I_{d,rel} = \frac{I_d}{I_{tot}} \quad (23)$$

4.5. Coeficiente de Performance, COP (Energético)

Finalmente, pode-se definir o COP exerético do sistema de simples efeito através da seguinte equação:

$$COP_{ex} = \frac{\Delta Ex_{tot, evaporador}}{\Delta Ex_{tot, ger} + W_{bs}} \quad (24)$$

4.6. Eficiência exerética global de Cogeração

$$\psi_{global} = \frac{W_{alt} + (Ex_{17} - Ex_{18})}{Ex_{gn}} \quad (25)$$

5. ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Para a validação do modelo computacional foram tomados os dados do fabricante do *chiller* WFC-SC10, e procedeu-se a simular o COP em função da temperatura da água gelada de saída. Os resultados são apresentados na Tab. (1) e na Fig. (3).

Tabela 1. Resultados simulados do chiller de absorção WFC-SC10 para uma temperatura da água quente de 80°C.

T_eva (°C)	COP_fab	COP_sim	Erro (%)
5	0,6063	0,6412	5,756
6	0,6744	0,6879	2,002
7	0,735	0,7405	0,748
8	0,7426	0,7465	0,525
9	0,7426	0,7487	0,821
10	0,7385	0,7412	0,366
11	0,7311	0,7386	0,868
12	0,7350	0,7370	0,271

Da Tab. (1) e a Fig. (3), pode-se observar que para uma temperatura de água quente de 80°C, o COP simulado forneceu resultados bons, já que o erro máximo foi de 5,75%, tendendo a zero (0,1%) para valores acima de 6°C, temperatura à qual o chiller opera freqüentemente. Como se pôde observar, os valores do fabricante e os simulados são bastante próximos, confirmando a validação da modelagem termodinâmica proposta para o chiller de absorção integrado a um sistema de cogeração.

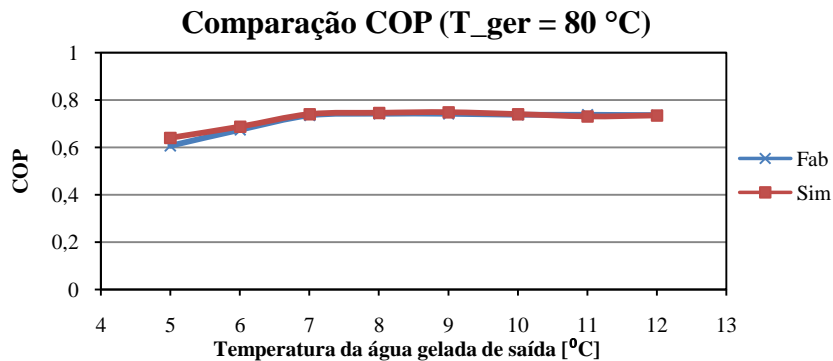


Figura 3. Comparação do COP entre os dados fornecidos pelo fabricante e aqueles obtidos pela simulação, para uma temperatura da água quente de 80 °C.

Primeiramente é necessário verificar as eficiências energética e exérgica da micro-turbina, mostrada nas Fig. (4) equipamento principal para a produção de energia elétrica e térmica do sistema de cogeração. Estas eficiências representam o sistema operando isoladamente, ou seja, sem reaproveitamento dos gases da combustão.

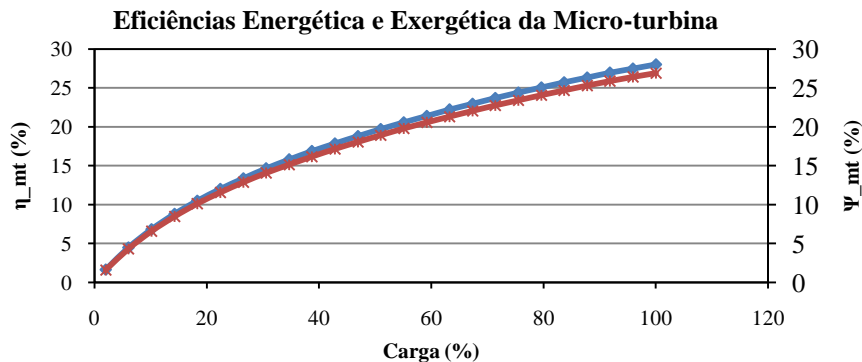


Figura 4. Eficiência energética e exérgica da micro-turbina.

A idéia fundamental deste sistema de cogeração é o fornecimento de energia térmica ao chiller, assim como energia elétrica. A continuação apresenta-se a variação do COP do chiller em função da carga da micro-turbina. As figuras 5 e 6 mostram a variação energética e exergetica do COP para o sistema de cogeração. Esta simulação foi realizada mediante a variação da carga da micro-turbina, e fixando os parâmetros de entrada do chiller de absorção, ou seja, as temperaturas de entrada dos circuitos de água fria e gelada, 31 e 7 °C, respectivamente, considerando fixas também as vazões dos três circuitos de água (gelada, quente e fria). O objetivo era determinar a carga mínima da micro-turbina, à qual a temperatura de exaustão fosse capaz de gerar energia térmica necessária para o acionamento do chiller. Para esta verificação, foram tomadas as temperaturas mínimas fornecidas pelo fabricante do chiller, (Yazaki Energy System, 2003) sendo a temperatura de entrada da água quente de 75°C. Para esta condição de operação, o sistema forneceu que o chiller poderá ser acionado a partir de 80% da carga da micro-turbina

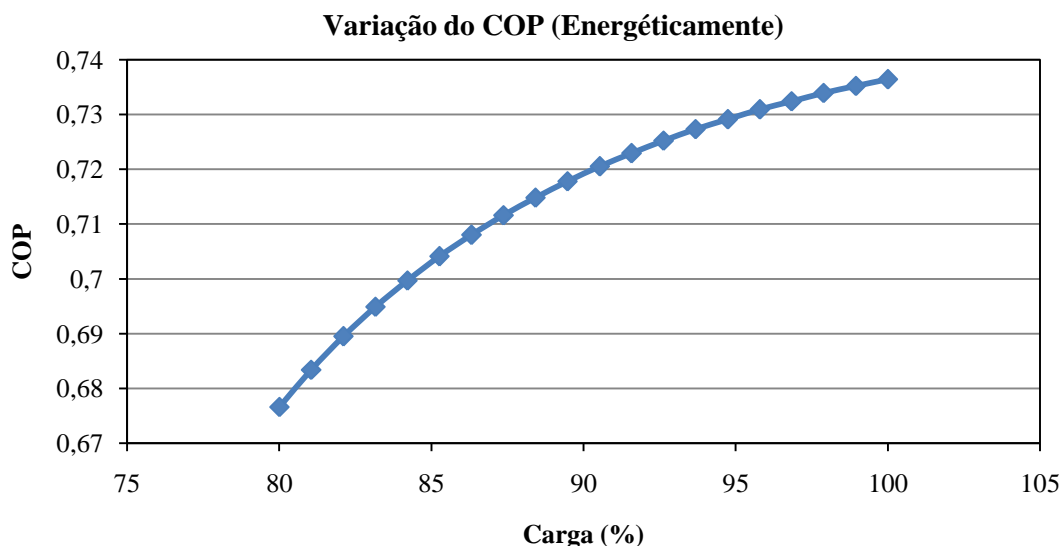


Figura 5. Variação do COP (energético) em função da carga da micro-turbina.

Pode observar-se que à medida que aumenta a carga, aumenta a temperatura de exaustão dos gases, portanto a energia térmica que é fornecida ao chiller, o qual leva a uma maior temperatura de entrada da água quente ao gerador do chiller, acionando-o e produzindo um maior COP, tanto energética e exergeticamente. A máxima temperatura atingida (com 100% da carga) é de 79,54. É importante ressaltar que para temperaturas maiores de 79,54 o COP continua aumentado até um valor máximo, isto é, fornecendo maior energia à água quente mediante outro processo, como por exemplo energia solar ou outro rejeito de energia térmica.

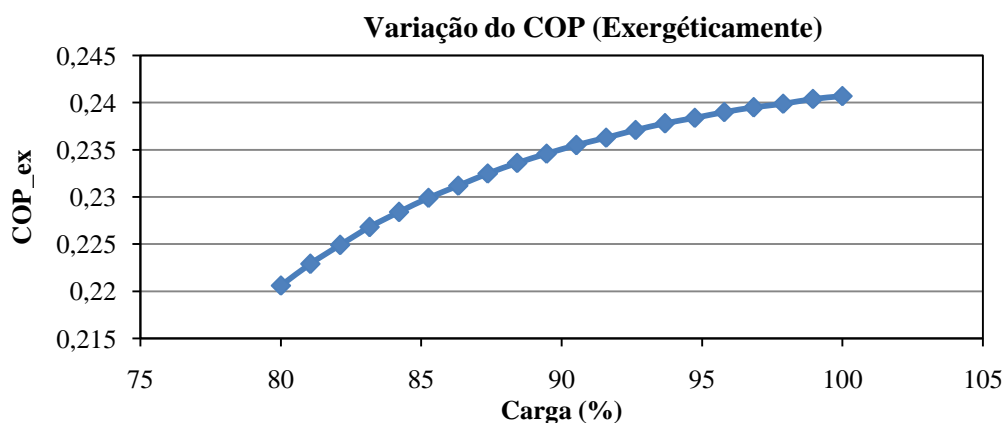


Figura 5. Variação do COP (exergetico) em função da carga da micro-turbina.

As figuras 6 e 7 mostram a variação energética e exergetica da eficiência global do sistema de cogeração, ou seja, a adição de uma nova forma de energia ao sistema. (energia de climatização).

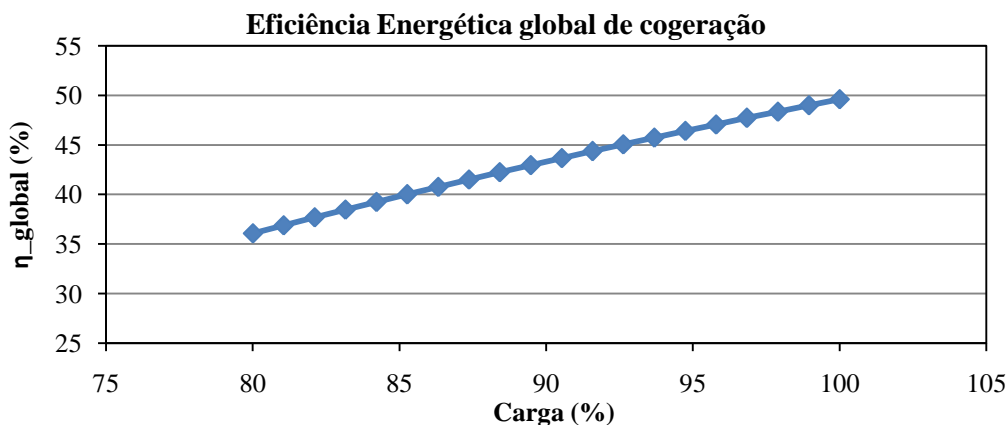


Figura 6. Eficiência energética global de cogeração em função da carga da micro-turbina.

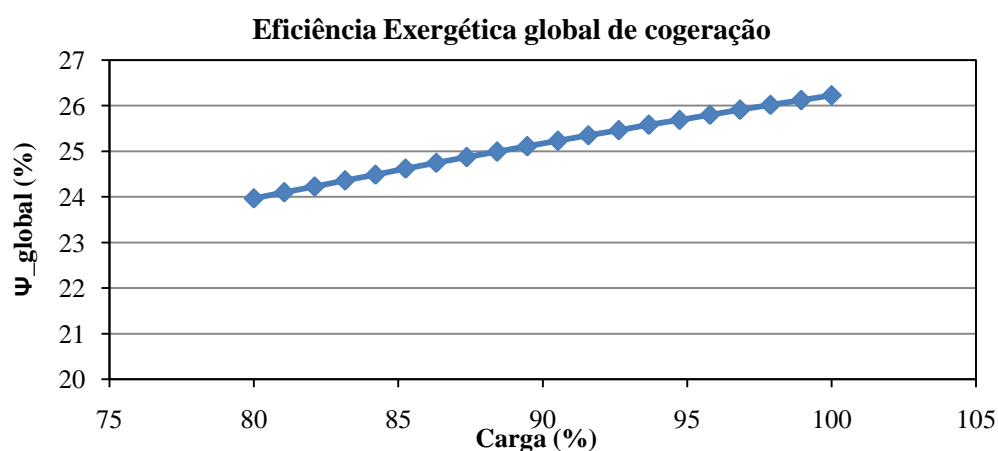


Figura 7. Eficiência exérgica global de cogeração em função da carga da micro-turbina.

Pode-se observar-se que há um aumento na energia global do sistema de cogeração, já que além de produzir energia elétrica, foi fornecida energia térmica ao chiller produzindo água gelada para o processo de climatização. É importante ressaltar que o aumento da eficiência foi aproximadamente de 66%.

Para finalizar a análise energética e exérgica do sistema de cogeração é apresentado um resumo sobre as irreversibilidades dos equipamentos que conformam o sistema, mostrado na Fig. (8).

Os resultados mostram que para valores fornecidos ao modelo a potência do alternador é de 26,28 kW, fornecendo um COP de 0,7364 no sistema de refrigeração, e um COP exérgico de 0,251. A eficiência energética e exérgica do sistema global de cogeração foi de 0,6461 e 0,2407, respectivamente.

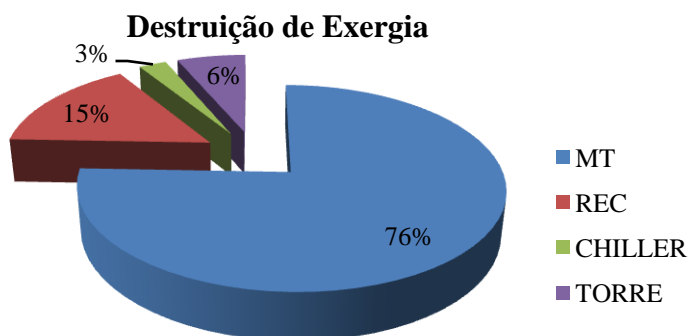


Figura 8. Distribuição da Exergia do sistema de cogeração.

Pode-se observar que o equipamento que fornece maior destruição de Exergia ou irreversibilidade no sistema de cogeração é a micro-turbina com 52,88 kW, como era de esperar-se, devido às reações químicas que ocorrem na câmara de combustão, as eficiências do compressor e turbina, além de perda de carga ao longo da micro-turbina. O componente que fornece menor destruição de Exergia é o chiller de absorção com 1,784 kW, devido a que opera a pressões baixas, menores à atmosférica.

6. CONCLUSÕES

O uso de sistemas de cogeração para geração de energia de climatização e utilização industrial tem aumentado ao longo dos últimos anos devido à otimização dos recursos energéticos. Portanto, este estudo teórico de cogeração demonstrou sua importância.

O modelo permitiu simular o funcionamento do chiller WFC-SC10 integrado a um sistema de cogeração com boa precisão fornecendo erros menores 5% em função do coeficiente de performance e temperaturas da água gelada, para temperaturas de entrada da água quente entre 75 °C e 95°C, como foi especificado pelo fabricante.

Em referência ao sistema de cogeração, a eficiência energética e exergética, aproximadamente de 50% e 29% respectivamente, permitiram verificar que o reaproveitamento dos gases da combustão para acionar o chiller de absorção é uma tecnologia viável para produzir água gelada sob o ponto de vista energético.

Referente ao sistema integrado de cogeração, o equipamento que forneceu mais irreversibilidade foi a micro-turbina com 76% do total, devido às reações químicas que ocorrem na câmara de combustão, as eficiências do compressor e turbina, além de perda de carga ao longo da micro-turbina, sendo o chiller de absorção o equipamento de menor irreversibilidade com 3%, devido a que opera a pressões baixas, menores à atmosférica.

7. REFERÊNCIAS

- A. Pongtornkulpsnich, S. Thepa, M. Amornkitbamrung, C. Butcher, 2008, "Experience with operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O". *Renewable Energy*. Vol. 33, pp 943 - 949.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal design and optimization", John Wiley & Sons Inc., Estados Unidos, 542p.
- Correia C. R., 2006, "Relatório de estágio Curricular". Universidade Federal de Pernambuco. UFPE. Recife, Brasil.
- Herold K. E., Radermacher R., Klein S. A., 1996, "Absorption chillers and heat pumps", CRC Press LLC, Estados Unidos, 329p.
- Incropera P. F., Dewitt D. 1998, "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa". 4ta. Edição. Editora LTC: Rio de Janeiro, Brasil. 782 p.
- Kim D.S., Infante Ferreira C.A., 2006. "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions. *International Journal of Refrigeration*", Vol. 29, pp. 36-46.
- Kotas, T. J., 1995. "The exergy method of thermal plant analysis", Krieguer Publishing Company, Florida, 328 p.
- Yazaki Energy System. 2003, "Specifications Chillers and Chiller-Heater WFC-SC (H) 10, 20, 30", Japan.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

9. NOMENCLATURA

\dot{Q}	fluxo de calor (kW)	Subscritos	
\dot{W}	fluxo de Trabalho (kW)	<i>ph</i>	física
T	temperatura (°C)	<i>ch</i>	química
h	entalpia específica (kJ/kg)	<i>alt</i>	alternador
s	entropia específica (kJ/kg K)	<i>en</i>	entra
p	pressão (Kpa)	<i>sai</i>	sai
\dot{m}	fluxo mássico (kg/s)	<i>vc</i>	volume de controle
ex	exergia específica de fluxo (kJ/kg)	<i>min</i>	mínimo
Ex	exergia total do estado (kW)	<i>max</i>	maximo
I_d	destruição de Exergia ou irreversibilidade (kW)	<i>i</i>	componente
y	fração molar do componente	<i>q</i>	fluido quente
a	atividade da substancia	<i>f</i>	fluido frio
M	massa molar do componente (kg/kmol)	<i>o</i>	referência
\bar{R}	constante universal dos gases (kJ/kmol K)	<i>tot</i>	total
C	capacidade calorífica (kJ/K)	<i>rel</i>	relativo



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ENERGY AND EXERGY STUDY OF AN ABSORPTION CHILLER OF 10TR INTEGRATED TO A COGENERATION SYSTEM

Alvaro Antonio Ochoa Villa, ochoaalvaro@hotmail.com¹

Jose Carlos Charamba Dutra, charamba@gmail.com²

Jorge Recarte Henriquez Guerrero, rjorgeh@gmail.com³

¹Federal University of Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brazil.

²Federal University of Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brazil.

³Federal University of Pernambuco, Av., Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Recife-PE, Brazil

Abstract. *This work aims at the theoretical study on the operation of an absorption chiller (LiBr-water) single effect, with a capacity of 10TR, driven by hot water and whose source of heat the exhaust gases from a micro-turbine natural gas 30kW of power, located in the laboratory Cogencasa Federal University of Pernambuco. A methodology was developed in the computational platform EES-32, to evaluate the influence of main operating parameters of the system on the cooling capacity and COP. The thermodynamic model is based on the principles of conservation of energy, mass and species, and correlations of heat transfer, being made up by a series of functions to determine the thermodynamic properties (enthalpy and entropy of mixing H₂O-BR₂) and coefficients of heat exchangers. For the exergetic analysis was calculated Exergy total of working fluids taking into account the physical and chemical plots. The mathematical model adopts a semi-empirical, since the characteristic parameters of the components of the chiller are provided by the manufacturer. For the cogeneration system, the largest irreversibility was found at 52.88 kW micro-turbine with the lowest in the absorption chiller with 1.784 kW. By varying the inlet temperature of the hot water outlet temperature of cold water, one can determine the COP of the system based on the first and second law, obtaining the maximum values of 0.74056 and 0.2409 respectively. Finally it was determined the efficiency and overall exergetic cogeneration, with values of 49.61% and 26.23% respectively.*

Keywords: *Absorption Chiller, Lithium Bromide and COP.*