

ANÁLISE EXERGÉTICA DO CICLO EINSTEIN DE ÚNICA PRESSÃO

Wilson Luciano de Souza, wilson@ufs.br¹
Carlos Antonio Cabral dos Santos, cabral@les.ufpb.br²
Ednildo Andrade Torres, ednildo@ufba.br³
Gabriel Francisco da Silva, gabriel@ufs.br¹
Jacques Cesar dos Santos, jcquesles@yahoo.com.br²
Igor Cavalcanti da Silveira, igor.cavalcanti@gmail.com²

¹Universidade Federal de Sergipe (UFS), Av. Marechal Rondon, s/n, Jardim Rosa Elze, 49100-000, São Cristovão-SE.

²Universidade Federal da Paraíba (UFPB), Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa-PB.

³Universidade Federal da Bahia (UFBA), Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador-BA.

Resumo: *Esse estudo apresenta um modelo exergetico, de um sistema de refrigeração por absorção de única pressão, que permitem avaliar exergeticamente a performance deste sistema através de uma simulação paramétrica. O ciclo em estudo é o Einstein, que opera com três fluidos de trabalho: butano como refrigerante, água como absorvente e amônia como gás equalizador de pressão. A circulação dos fluidos de trabalho ocorre por meio de uma bomba de bolha e pelo efeito da gravidade, não precisando de eletricidade e sem partes móveis. O código computacional foi desenvolvido no EES (Engineering Equation Solver), permitindo avaliar o grau de perfeição termodinâmica e a eficiência racional para os diversos equipamentos que constituem o ciclo.*

Palavras-chave: *Ciclo Einstein, Análise exergetica, Refrigeração de única pressão, Desenpenho termodinamico.*

1. INTRODUÇÃO

O Brasil teve durante muitos anos energia farta e barata para o seu crescimento econômico, fruto do seu elevado potencial hidráulico, que produz quase 83 % de toda energia elétrica gerada no País (ANEEL, 2005). Entretanto, na última década, o consumo de energia elétrica apresentou um crescimento de em média 4 % ao ano (MME, 2006), enquanto que a capacidade de geração não conseguiu acompanhar este crescimento, devido à diminuição dos investimentos na construção de novas usinas e do continuado crescimento do consumo. Chegou-se então a uma situação de colapso, como o registrado em 2001 no qual o Governo Federal decretou um racionamento envolvendo a redução de 20% no consumo de eletricidade do país, tendo por base o ano 2000. Isto significou retornar aos níveis de consumo do início da década de 90. Ficou, então, premente a necessidade de se usar de forma mais racional a energia, e/ou aumentar a oferta, empregando-se novas fontes de energia (Souza, 2004).

Setores industriais e comerciais, que necessitasse utilizar, no período de racionamento, um sistema de refrigeração baseado na compressão de vapor, cujo consumo de energia elétrica é bastante elevado, amargaram consideráveis prejuízos neste período, seja pelo elevado preço da energia elétrica¹, ou pela irregularidade no fornecimento.

Já o setor residencial apesar de ser o segundo maior consumidor de energia elétrica do País, perdendo apenas para o industrial, foi o que mais contribuiu para a racionalização do consumo em 2001 (ANEEL, 2005). Neste setor, os refrigeradores estão presentes em 88,6% das moradias, sendo que no nordeste este índice cai para 71,8% (IBGE, 2006), mas para cerca de 10 milhões de brasileiros que vivem no meio rural sem acesso a energia elétrica (ELETROBRÁS, 2005), o uso de refrigeradores que operam a partir deste insumo energético, fica inviabilizado.

As tecnologias baseadas na compressão de vapor, que necessitam e tem um alto consumo de energia elétrica, e que se tornam inviáveis em comunidades isoladas, desprovidas de energia elétrica, possuem um outro inconveniente que é de utilizar, em geral, gases que ao serem liberados na atmosfera, colaboram com o aquecimento global e atacam a camada de ozônio, que protege os seres vivos dos nocivos raios ultravioleta, como os refrigerantes sintéticos CFC's, HCFC's e HFC's, que tendem a serem banidos conforme tratados internacionais, Protocolo de Montreal e de Kyoto, por exemplo. Por isso, mundialmente vêm sendo buscadas alternativas mais ecológicas e de custo viável.

Neste cenário, as tecnologias de refrigeração que são acionadas termicamente, como a refrigeração por absorção, tornaram-se competitivamente viáveis, ganhando cada vez mais espaço, seja por utilizar fluidos refrigerantes naturais

¹ O qual em setembro do ano de 2001, em pleno "apagão", chegou a ultrapassar os R\$ 680,00/MWh (Gazeta, 2002).

que não afetam a camada de ozônio bem como não contribuem para o aquecimento global, seja pela possibilidade de atender comunidades isoladas, no caso residencial, pois o seu insumo energético pode ser energia solar ou queima direta de um combustível, ou por propiciarem um aproveitamento energético mais racional, no caso comercial e industrial, pois podem utilizar: rejeitos térmicos de um processo de cogeração ou a queima direta do gás natural, este ainda mais fortalecido com o incremento da matriz energética nacional (ANEEL, 2005).

Na refrigeração por absorção, recebem maior atenção os sistemas que operam em dois níveis de pressão, tais como os que utilizam o par água-amônia ou água-brometo de lítio, como fluido de trabalho. Porém estes sistemas, ainda, necessitam de energia elétrica ou mecânica para elevar a pressão da solução, sendo mais aplicáveis no setor industrial e comercial.

Uma proposta para um refrigerador por absorção doméstico são os ciclos de refrigeração de única pressão, como o de Baltzar Carl von Platen e Carl Georg Munters, ciclo de difusão-absorção (1928), e de Albert Einstein e Leo Szilard, ciclo Einstein (1930). Ambos os ciclos operam sem uso de energia elétrica ou mecânica, apenas por uma fonte de energia térmica constante e usam pelo menos três fluidos de trabalho para criar mudanças de temperatura impondo pressões parciais no refrigerante. O ciclo de Platen e Munters usa o hidrogênio, gás inerte, para uniformização das pressões ao longo do ciclo, permitindo a circulação dos fluidos e estabelecendo uma pressão parcial mais baixa do refrigerante no evaporador, enquanto mantém uma pressão mais alta do refrigerante no condensador, a amônia é utilizada como refrigerante e a água como absorvente. Já o ciclo Einstein opera com um evaporador, um condensador/absorvedor combinado, e um gerador a uma pressão uniforme única. Utiliza butano como refrigerante, amônia, como fluido equalizador de pressão, e água como fluido absorvente.

Enquanto chamam de ciclo de “única pressão”, mas na verdade, ainda há uma leve variação de pressão global dentro destes ciclos devido ao atrito do fluxo e a gravidade. Assim, apesar de não existir a necessidade de bombear o fluido para uma pressão muito alta, para criar uma mudança na temperatura de saturação, um mecanismo é necessário para mover o fluido através do ciclo contra o atrito do fluxo e a gravidade². Para eliminar a necessidade de uma força mecânica, a ação da gravidade e uma bomba de bolha³ impulsionada por calor são usadas para este propósito. Desta forma, como não existe nenhuma parte móvel nestes ciclos (compressor ou bomba da solução), eles não geram barulho e vibração durante a sua operação, sendo recomendado a sua aplicação em quartos de hotéis de luxo, escritórios, hospitais, veículos recreativos, acampamentos e etc. Além destas vantagens, o sistema opera sem clorofluorcarbonos, exhibe boa segurança, durabilidade, simplicidade, portabilidade (a unidade pode utilizar qualquer fonte de calor, podendo desta forma operar em qualquer lugar) e custos de manutenção mínimos (Chen *et al.*, 1996; Herold *et al.*, 1996; Srihirin *et al.*, 2001 e Koefman *et al.*, 2003).

Recentemente, os sistemas de refrigeração por absorção foram estudados por muitos pesquisadores na busca de melhorar o desempenho atual destes ciclos. Herold *et al.* (1996) dá uma revisão dos detalhes de sua operação e desempenho. Chen *et al.* (1996) modificou o sistema original de von Platen e Munters com a inclusão de um trocador de calor ao gerador. Os fluidos de trabalho foram amônia-água-hidrogênio. O sistema com o novo gerador demonstrou uma melhoria significativa no COP de até 50% comparado ao sistema original.

Srihirin *et al.* (2002) estudaram o ciclo com amônia-água-hélio como fluidos de trabalho. Eles fabricaram uma unidade experimental baseado no ciclo de Platen e Munters. Os resultados foram comparados com o modelo matemático desenvolvido por eles com os resultados experimentais, e mostrou que o desempenho do sistema é fortemente dependente das características da bomba de bolha e da transferência de massa do absorvedor e do evaporador.

Zohar *et al.* (2005a e 2005b) desenvolveram um modelo termodinâmico para um refrigerador de difusão-absorção água-amônia, fabricada pela empresa sueca Eletrolux, cujo gás inerte era hidrogênio ou hélio. O desempenho do ciclo foi investigado por simulação de computador e os resultados deles mostraram que o melhor desempenho foi obtido para uma gama de concentração da solução rica de 0,2 a 0,3 da fração mássica da amônia e a concentração indicada de solução fraca era 0,1. Os resultados mostraram que o sistema que opera com hélio como gás auxiliar apresentou o coeficiente de performance até 40% maior que o sistema trabalhando com hidrogênio.

Delano (1997 e 1998) executou uma análise do projeto do ciclo Einstein e adicionou dois trocadores de calor regenerativo para melhorar a eficiência, um trocador de calor regenerativo interno no gerador e um pré-refrigerador no evaporador.

Enquanto modelos atuais predisseram que o COP de refrigeração do ciclo Einstein seja de aproximadamente 0,4, estudos mais recentes mostraram ser de aproximadamente 0,17 (Delano, 1997 e 1998; Schaefer, 2000; White, 2001), o qual é relativamente baixo comparado à eficiência térmica de ciclos de refrigeração de dupla pressão, mas competitivo em relação ao ciclo de difusão-absorção com COP de cerca de 0,09 (Zohar *et al.*, 2005a).

Souza (2007) fez uma extensa revisão bibliográfica das tecnologias de refrigeração por absorção e desenvolveu modelos termodinâmicos para analisar a performance, proporcionar otimização e identificação dos componentes que

² Para eliminar o uso da bomba, se requer que a pressão seja a mesma em todo o sistema, só existindo pequenas diferenças de pressão de origem hidrostática, que são as que originam em parte o movimento dos fluidos. Todavia, no caso dos sistemas convencionais de absorção, a pressão da amônia no conjunto gerador-condensador é mais alta que o conjunto evaporador-absorvedor, devido a grande diferença nas condições de operação. Para compensar esta diferença em pressões, é necessário adicionar um gás não condensável as condições normais de operação e, que por sua natureza não modifique o comportamento dos fluidos nos processos de absorção e que tenha um caráter inerte e seja pelo menos mais leve que o gás amônia para que este possa separasse facilmente da mistura gasosa.

³ O propósito da bomba de bolha, além da circulação do fluido de trabalho, sob condições de fluxo bifásico, é dissociar o refrigerante, da solução.

geram maiores irreversibilidades e custos nos ciclos de absorção de única pressão, representado pelos ciclos de difusão-absorção e o ciclo Einstein.

Por causa da baixa eficiência e elevado limite de temperatura, os ciclos de refrigeração de única pressão têm aplicações limitadas onde características como: mobilidade, simplicidade, portabilidade, solidez, operação silenciosa, e baixo custo são importantes. Eficiência melhorada abriria outras aplicações comerciais em potencial.

2. DESCRIÇÃO DO CICLO

A descrição do funcionamento do ciclo de refrigeração Einstein pode ser encontrado na literatura (Delano., 1997 e 1998, Einstein e Szilard, 1930, Schaefer, 2000, Shelton, *et al.*, 1999a e 1999b, Souza, 2007). O ciclo de refrigeração Einstein estudado é mostrado na Fig. (1).

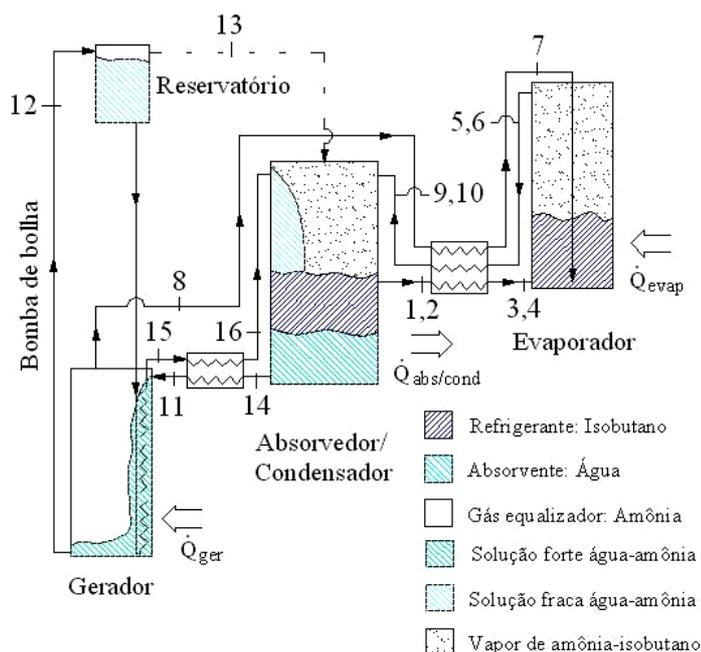


Figura 1. Diagrama esquemático do ciclo de refrigeração Einstein.

Começando a descrição do ciclo no evaporador, o butano líquido que chega do absorvedor/condensador (ponto 3), tem sua pressão parcial reduzida pelo vapor de amônia vinda do gerador (ponto 7), o que permite a evaporação do refrigerante próxima à temperatura de saturação de sua pressão parcial, esfriando a si próprio e a amônia, e conseqüentemente, provendo refrigeração externa. O vapor da mistura amônia – butano deixa o evaporador (ponto 5,6) e entra no pré-refrigerador onde esfria o vapor de amônia quente que vem de contra-corrente do gerador (ponto 8). Já o fluxo da mistura superaquecida de amônia-butano que sai do pré-refrigerador se dirige ao condensador/absorvedor, que são combinados em um mesmo componente e continuamente esfriados pelo ar ambiental⁴. Ao mesmo tempo em que o vapor da mistura amônia-butano rejeita calor para o ambiente, a solução fraca de água-amônia líquida proveniente do gerador (ponto 15) é pulverizada no condensador/absorvedor (ponto 16). Devido à afinidade da amônia com a água, o vapor de amônia, da mistura de vapor amônia-butano, é absorvida pela água, ocorrendo o aumento da pressão parcial do vapor de butano para próximo da pressão total. Com isso, o refrigerante condensa à temperatura de saturação relativa a esta pressão. Note que esta é mais alta que a temperatura de saturação do butano na pressão parcial no evaporador. O butano e a mistura água-amônia são separados devido à diferença de densidade e ao fato de que a mistura água-amônia é imiscível com o butano na pressão e na temperatura de condensação. Visto que, butano líquido é menos denso que a mistura líquida água-amônia, ele pode ser sinfonado no topo do condensador/absorvedor (ponto 1) de volta para o evaporador. Enquanto isto, a solução forte de água-amônia líquida deixa o condensador/absorvedor por baixo e entra no trocador de calor de solução (ponto 14). A mistura é pré-aquecida pelo trocador de calor regenerativo interno antes de ser aquecido por uma fonte de calor externa, no gerador de vapor. Neste componente, calor é aplicado à solução forte de água-amônia a fim de separá-los. O vapor de amônia (ponto 8) segue para o evaporador e a solução fraca é bombeada através da bomba de bolha (ponto 12) para o reservatório. No reservatório, qualquer resíduo de amônia⁵ (ponto 13) é enviado ao condensador/absorvedor e a solução fraca de água-amônia desce para o trocador de calor regenerativo interno do gerador onde deixa seu calor na solução forte de água-amônia que vem do condensador e flui para o gerador. Finalmente, a água é pulverizada no condensador/absorvedor, fechando o ciclo.

⁴ No ciclo original da Patente de Einstein, é refrigerado por uma camisa de água fria.

⁵ Este fluxo de vapor é pequeno, e tem sido negligenciado em análises deste ciclo (Delano, 1998).

3. MODELAGEM TERMODINÂMICA

Com o objetivo de analisar a performance do ciclo de difusão, foi desenvolvido um modelo baseado na 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica envolvendo as equações de conservação da massa, da espécie e da energia, bem como os conceitos de geração de entropia, grau de perfeição termodinâmica e de eficiência pela 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica. Também foi desenvolvido o modelo Exergoeconômico

Este modelo foi simulado em plataforma EES (Engineering Equation Solver), que possibilitou o uso das propriedades termofísicas intrínsecas a este software tanto para o par água-amônia quanto para o gás hélio/hidrogênio. Na modelagem termodinâmica, as seguintes suposições foram realizadas:

- Todos os componentes operam em regime permanente;
- O volume de controle de cada componente envolve apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída;
- As variações de energias cinética e potencial são consideradas desprezíveis;
- Desprezadas as perdas de carga nas tubulações;
- Não há realização de trabalho;
- Desde que sejam resfriados a ar, a temperatura do condensador é igual à do trocador de calor de solução;
- Na saída do gerador, solução e bolhas de vapor água-amônia possuem temperaturas iguais;
- Todos os processos são adiabáticos, a menos os que envolvem o gerador, retificador, condensador, evaporador e absorvedor;
- As propriedades do gás equalizador foram determinadas considerando-o comportar-se como gás ideal.

A Tabela 1 apresenta as variáveis de entrada para a simulação computacional do modelamento proposto, que serviram como base de dados de entrada no estudo paramétrico desenvolvido na plataforma EES.

Tabela 1. Parâmetros de entrada para a simulação computacional do sistema de refrigeração Einstein.

Parâmetros	Artigos	DELANO (1998)	SHELTON <i>et al.</i> (1999a e b)	MEJBRI <i>et al.</i> (2006) - configuração 1	Adotado neste trabalho
Concentração da solução forte		0,4589	–	0,38	0,45
Concentração da solução fraca		0,1698	–	0,08	0,16
Concentração da amônia na saída do gerador		1	1	0,99	1
Temperatura de aquecimento no gerador (°C)		102	102	125	102
Temperatura no absorvedor/condensador (°C)		42	42	30	43
Temperatura no evaporador (°C)		-7	-7	5	-7
Pressão total do sistema (bar)		4	4	5	4

3.1. Volumes de Controle do Ciclo Einstein

A definição dos volumes de controles foi delineada para que todos os componentes fossem envolvidos, permitindo contornar os problemas, pela aplicação de balanços de massa, espécie e de energia, da ausência de dados de medições e na literatura para alguns pontos dos ciclos.

Os volumes de controle escolhidos foram: gerador de vapor, bomba de bolha e reservatório; trocador de calor de solução, evaporador, pré-resfriador, condensador/absorvedor, Tab. (2).

Tabela 2. Volumes de controle e equacionamento proposto para o sistema de refrigeração Einstein.

	Equações ⁶	Volumes de Controle
Gerador, bomba de bolha e reservatório	<ol style="list-style-type: none"> $\dot{m}_8 + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15} = \dot{m}_{11}$; $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13}$ e $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} / 23,5$⁷ $\dot{m}_8 y_8 + \dot{m}_{13} y_{13} + \dot{m}_{15} x_{15} = \dot{m}_{11} x_{11}$ $\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_{\text{gerador,bomba}}$ $\dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_{15} s_{15} = \dot{m}_{11} s_{11} + \frac{\dot{Q}_{\text{gerador,bomba}}}{T_8} + \dot{S}_{\text{ger,gerador,bomba}}$ $\eta_{\text{gerador,bomba}} = \frac{\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{11} h_{11}}{\dot{Q}_{\text{gerador,bomba}}}$ $\varepsilon_{\text{gerador,bomba}} = \frac{\dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{m}_{15} ex_{15} - \dot{m}_{11} ex_{11}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_8}\right) \dot{Q}_{\text{gerador,bomba}}}$ 	
Trocador de calor de solução	<ol style="list-style-type: none"> $\dot{m}_{11} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15}$ $\dot{m}_{11} x_{11} + \dot{m}_{16} x_{16} = \dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_{15} x_{15}$ $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{15} h_{15}$ $\dot{m}_{11} s_{11} + \dot{m}_{16} s_{16} = \dot{m}_{14} s_{14} + \dot{m}_{15} s_{15} + \dot{S}_{\text{ger,TCS}}$ $\eta_{\text{TCS}} = \frac{\dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{14} h_{14}}{\dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16}}$ $\varepsilon_{\text{TCS}} = \frac{\dot{m}_{11} ex_{11} - \dot{m}_{14} ex_{14}}{\dot{m}_{15} ex_{15} - \dot{m}_{16} ex_{16}}$ $\xi_{\text{TCS}} = \frac{\dot{m}_{11} ex_{11} + \dot{m}_{16} ex_{16}}{\dot{m}_{14} ex_{14} + \dot{m}_{15} ex_{15}}$ 	
Evaporador	<ol style="list-style-type: none"> $\dot{m}_{B,5} + \dot{m}_6 = \dot{m}_{B,3} + \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ $\dot{m}_{B,5} y_{B,5} + \dot{m}_6 y_6 = \dot{m}_{B,3} x_{B,3} + \dot{m}_4 y_4 + \dot{m}_7 y_7$ $\dot{m}_{B,5} h_{B,5} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_{B,3} h_{B,3} + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$ $\dot{m}_{B,5} s_{B,5} + \dot{m}_6 s_6 = \dot{m}_{B,3} s_{B,3} + \dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_7 s_7 + \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{T_6} + \dot{S}_{\text{ger,evaporador}}$ $\eta_{\text{evaporador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{m}_{B,5} h_{B,5} + \dot{m}_6 h_6 - (\dot{m}_{B,3} h_{B,3} + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7)}$ $\varepsilon_{\text{evaporador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}} \left(1 - \frac{T_0}{T_6}\right)}{\dot{m}_{B,5} ex_{B,5} + \dot{m}_6 ex_6 - (\dot{m}_{B,3} ex_{B,3} + \dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_7 ex_7)}$ $\xi_{\text{evaporador}} = \frac{\dot{m}_{B,5} ex_{B,5} + \dot{m}_6 ex_6}{\dot{m}_{B,3} ex_{B,3} + \dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_7 ex_7 + \dot{Q}_{\text{evaporador}} \left(1 - \frac{T_0}{T_6}\right)}$ 	

⁶ Onde, os números 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8 significam respectivamente: balanço de massa, espécie, energia, geração de entropia, eficiência de 1ª e 2ª Lei e grau de perfeição Termodinâmica.

⁷ Delano (1998).

Pré-resfriador	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\dot{m}_{B,3} + \dot{m}_4 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{B,9} + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{B,1} + \dot{m}_2 + \dot{m}_{B,5} + \dot{m}_6 + \dot{m}_8$ e $\dot{m}_{B,1} + \dot{m}_2 = \dot{m}_{B,3} + \dot{m}_4$ 2. $\dot{m}_{B,3}x_{B,3} + \dot{m}_4y_4 + \dot{m}_7y_7 + \dot{m}_{B,9}y_{B,9} + \dot{m}_{10}y_{10} = \dot{m}_{B,1}x_{B,1} + \dot{m}_2y_2 + \dot{m}_{B,5}y_{B,5} + \dot{m}_6y_6 + \dot{m}_8y_8$ 3. $\dot{m}_{B,3}h_{B,3} + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_{B,9}h_{B,9} + \dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{B,1}h_{B,1} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{B,5}h_{B,5} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_8h_8$ 4. $\dot{m}_{B,3}s_{B,3} + \dot{m}_4s_4 + \dot{m}_7s_7 + \dot{m}_{B,9}s_{B,9} + \dot{m}_{10}s_{10} = \dot{m}_{B,1}s_{B,1} + \dot{m}_2s_2 + \dot{m}_{B,5}s_{B,5} + \dot{m}_6s_6 + \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{ger,PR}$ 5. $\eta_{PR} = \frac{\dot{m}_{B,9}h_{B,9} + \dot{m}_{10}h_{10} - (\dot{m}_{B,5}h_{B,5} + \dot{m}_6h_6)}{\dot{m}_{B,1}h_{B,1} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_8h_8 - (\dot{m}_{B,3}h_{B,3} + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7)}$ 6. $\varepsilon_{PR} = \frac{\dot{m}_{B,9}ex_{B,9} + \dot{m}_{10}ex_{10} - (\dot{m}_{B,5}ex_{B,5} + \dot{m}_6ex_6)}{\dot{m}_{B,1}ex_{B,1} + \dot{m}_2ex_2 + \dot{m}_8ex_8 - (\dot{m}_{B,3}ex_{B,3} + \dot{m}_4ex_4 + \dot{m}_7ex_7)}$ 7. $\xi_{PR} = \frac{\dot{m}_{B,3}ex_{B,3} + \dot{m}_4ex_4 + \dot{m}_7ex_7 + \dot{m}_{B,9}ex_{B,9} + \dot{m}_{10}ex_{10}}{\dot{m}_{B,1}ex_{B,1} + \dot{m}_2ex_2 + \dot{m}_{B,5}ex_{B,5} + \dot{m}_6ex_6 + \dot{m}_8ex_8}$ 	
Condensador + Absorvedor	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\dot{m}_{B,1} + \dot{m}_2 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{B,9} + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{16}$ 2. $\dot{m}_{B,1}x_{B,1} + \dot{m}_2y_2 + \dot{m}_{14}x_{14} = \dot{m}_{B,9}y_{B,9} + \dot{m}_{10}y_{10} + \dot{m}_{13}y_{13} + \dot{m}_{16}x_{16}$ 3. $\dot{m}_{B,1}h_{B,1} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{B,9}h_{B,9} + \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{Q}_{cond,abs}$ 4. $\dot{m}_{B,1}s_{B,1} + \dot{m}_2s_2 + \dot{m}_{14}s_{14} = \dot{m}_{B,9}s_{B,9} + \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{m}_{13}s_{13} + \dot{m}_{16}s_{16} + \frac{\dot{Q}_{cond,abs}}{T_2} + \dot{S}_{cond,abs}$ 5. $\eta_{cond,abs} = \frac{\dot{Q}_{cond,abs}}{\dot{m}_{B,1}h_{B,1} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{14}h_{14} - (\dot{m}_{B,9}h_{B,9} + \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{16}h_{16})}$ 6. $\varepsilon_{cond,abs} = \frac{\dot{Q}_{cond,abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)}{\left[\dot{m}_{B,1}ex_{B,1} + \dot{m}_2ex_2 + \dot{m}_{14}ex_{14} - (\dot{m}_{B,9}ex_{B,9} + \dot{m}_{10}ex_{10} + \dot{m}_{13}ex_{13} + \dot{m}_{16}ex_{16}) \right]}$ 7. $\xi_{cond,abs} = \frac{\dot{m}_{B,1}ex_{B,1} + \dot{m}_2ex_2 + \dot{m}_{14}ex_{14} + \dot{Q}_{cond,abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)}{\dot{m}_{B,9}ex_{B,9} + \dot{m}_{10}ex_{10} + \dot{m}_{13}ex_{13} + \dot{m}_{16}ex_{16}}$ 	

Onde os símbolos, presente na Tab. (2), x e y representam respectivamente mistura na fase líquida e gasosa. O sub-índice “B” representa o gás refrigerante (isobutano).

A irreversibilidade para os volumes de controles definidos podem ser calculada pelo Teorema de Gouy-Stodola, Eq. (1).

$$\dot{I}_{vc} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger,vc} \geq 0 \quad (1)$$

A performance do sistema de refrigeração é analisada através do COP (coeficiente de desempenho), sendo definido como a razão entre o calor removido pelo evaporador e o calor fornecido ao gerador, Eq. (2).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (2)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos da análise do ciclo de refrigeração Einstein, através do código computacional, estão mostrados nas Figs. (2) a (7).

A taxa de transferência de calor nos diversos volumes de controle é representada de forma gráfica na Fig. (2). Note que não foi considerado o sentido do fluxo, mas o seu valor absoluto.

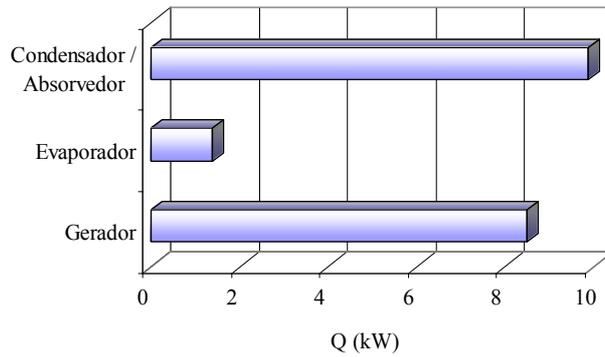


Figura 2. Fluxos energéticos do sistema de refrigeração.

Observa-se na Fig. (2), que o fluxo de calor do absorvedor apresenta um valor significativo, este fato é devido ao processo de absorção que é uma reação exotérmica.

O desempenho do ciclo é avaliado para a temperatura do gerador de vapor na faixa de 80 a 125 °C e seu resultado é apresentado na Fig. (3).

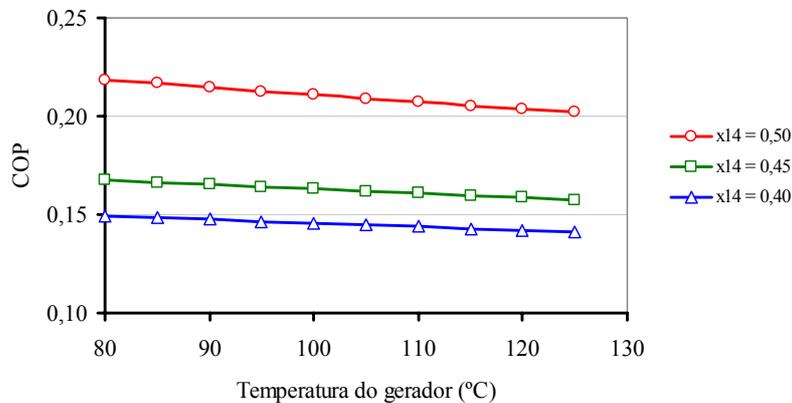


Figura 3. Variação do COP versus temperatura do gerador de vapor, para os valores da concentração da solução forte água-amônia de 0,40, 0,45 e 0,50.

Analisando a Fig. (3), percebe-se um decréscimo suave do COP com o aumento da temperatura do gerador de vapor. Isto ocorre devido o aumento do gradiente de temperatura deste componente proporcionar menor aproveitamento do calor a ele adicionado. Nesta mesma figura, verificaram-se também maiores valores do COP para valores crescentes da concentração da solução forte água-amônia, e isto se deve ao fato que, para a mesma temperatura do gerador, valores crescentes da concentração da solução forte, resultam em maiores quantidades de vapor de amônia enviado para o evaporador, favorecendo mais a evaporação do refrigerante butano.

A Figura (4) mostra as eficiências de primeira e da segunda Lei da Termodinâmica e o Grau de Perfeição Termodinâmica para cada componente.

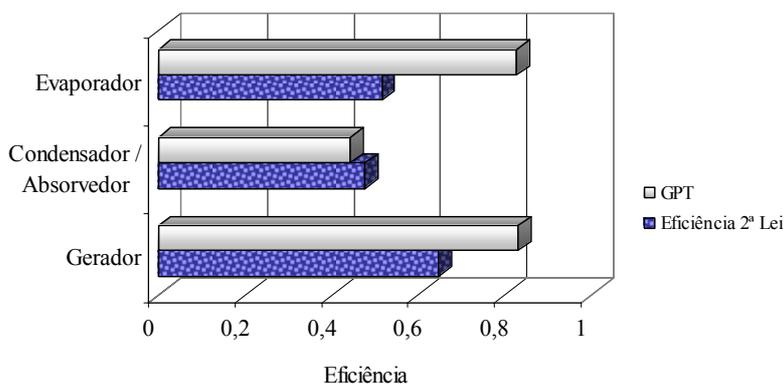


Figura 4. Eficiência pela 2ª Lei e o Grau de Perfeição Termodinâmica.

O complemento da análise energética se expressa pela avaliação exergética, onde o princípio da exergia permite a identificação das irreversibilidades do sistema, bem como a detecção, das perdas mais pronunciadas. Estes resultados possibilitam que o investimento para melhoria do sistema seja direcionado a pontos onde a resposta será mais expressiva.

A Figura (5) mostra as irreversibilidades de cada componente do sistema de refrigeração frente à irreversibilidade total do equipamento. Esta informação é a essência da análise através da Segunda Lei da Termodinâmica, pois informa onde ocorrem as maiores perdas no sistema, destruições exergéticas, indicando assim em quais volumes de controle, os esforços de melhoria devem ser concentrados.

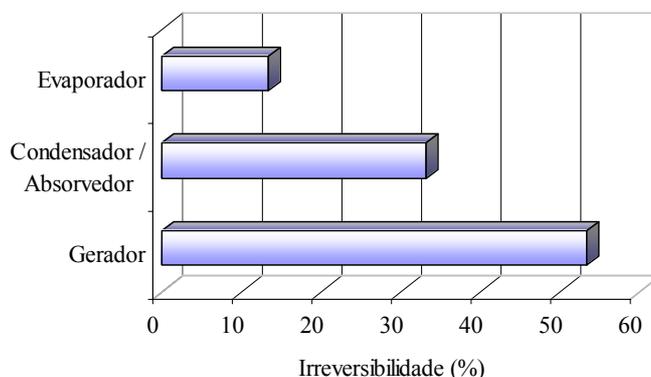


Figura 5. Irreversibilidades de cada componente em relação a total do sistema de refrigeração. Temperatura do gerador fixada em 102°C.

Na Figura 5, percebe-se que o gerador participa com a maior parcela das irreversibilidades do sistema. Este fato deve-se, como já mencionado, a diversos fatores: i) é no gerador onde se apresentam as maiores temperaturas do sistema; ii) o processo de desorção, ou seja, separação do vapor de amônia da solução é um processo intrinsecamente irreversível por envolver diferentes espécies químicas.

A irreversibilidade do evaporador é devido à mistura do vapor de amônia com o butano para reduzir a pressão parcial do butano, característica fundamental do processo, reduzindo assim sua temperatura de ebulição.

O condensador/absorvedor se destacou como o segundo equipamento que mais gera irreversibilidades. Este fato é devido à mistura da água líquida que flui do gerador e a amônia que vêm do evaporador. Este processo de mistura é necessário para absorver e remover o vapor de amônia da mistura de butano-amônia e para aumentar a pressão parcial do butano, aumentando assim a temperatura de condensação. Isto permite a energia térmica absorvida no evaporador à baixa temperatura ser rejeitada a uma temperatura mais alta.

Os resultados de irreversibilidades obtidos nesse trabalho indicam que os equipamentos responsáveis pelo processo de desorção e absorção requerem investimentos objetivando a melhoria deste tipo de tecnologia de geração de frio.

A Figura (6) relaciona as irreversibilidades de cada componente com a variação da temperatura do gerador, com a concentração da solução forte e fraca fixada em 0,45 e 0,16, respectivamente. Já a Fig. (7) mostra as irreversibilidades dos componentes para a concentração da solução forte variando de 0,35 a 0,50, com a temperatura do gerador fixada em 102 °C.

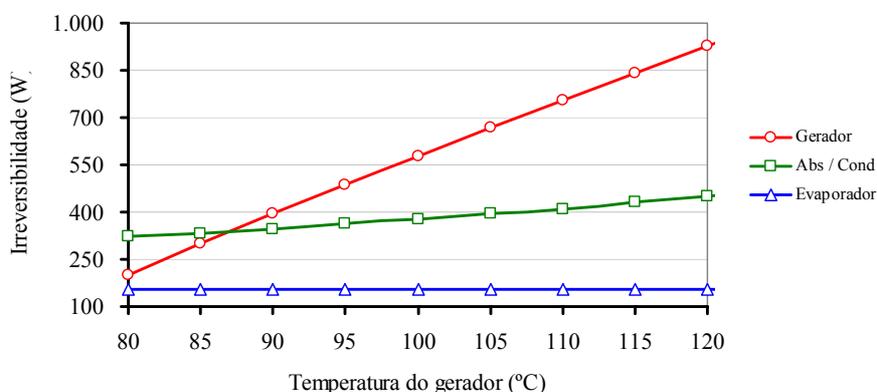


Figura 6. Irreversibilidades dos componentes versus temperatura do gerador.

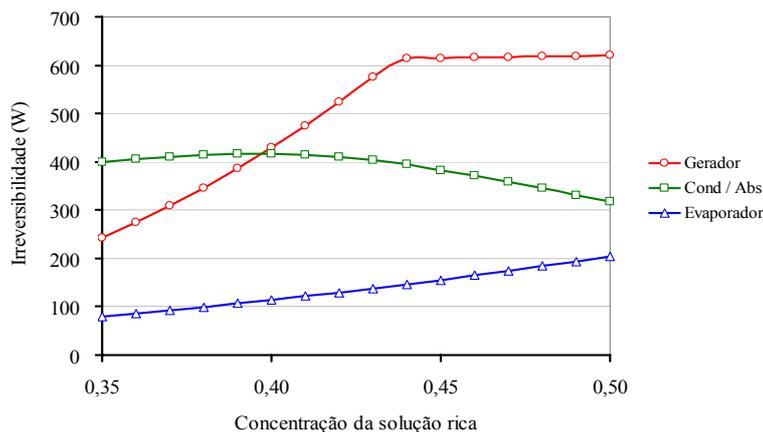


Figura 7. Irreversibilidades dos componentes versus concentração da solução forte.

Ao observar a Fig. 6, percebe-se comportamentos distintos entre os principais componentes do ciclo em relação à variação da temperatura do gerador. Como já discutido, o aumento da temperatura do gerador proporciona maiores irreversibilidades resultando em menores COP's. Já o evaporador mostrou-se insensível com alterações no valor da temperatura do gerador, cuja explicação está no fato que, neste componente ocorre apenas a difusão do vapor de amônia no isobutano, sendo maior calor retirado do ambiente quando maior vazão mássica de amônia é adicionada. No absorvedor/condensador o aumento das irreversibilidades com o aumento da temperatura é mais suave que no gerador de vapor. Estas elevadas perdas são resultados de vários processos acontecendo num mesmo componente.

O mesmo comportamento é observado na Fig. (7), para a concentração de 0,50, os componentes que apresentam maiores irreversibilidades foram o retificador, o trocador de calor de solução, o absorvedor, o gerador e o evaporador, respectivamente.

A eficiência racional e o grau de perfeição Termodinâmica, Fig. (4), ratificam o exposto nas Fig. (6 e 7), visto que as menores eficiências foram dos componentes que apresentaram maiores irreversibilidades.

5. CONCLUSÃO

Os resultados mostram que o COP apresenta um significativo aumento com a redução da temperatura do gerador de vapor. Entretanto o funcionamento da bomba de bolha está relacionado com a temperatura deste componente, restringindo-se a um valor igual ou superior a 80 °C.

O aumento da performance do sistema pode ser conseguido com a otimização do absorvedor/condensador e do evaporador, visto que estes componentes apresentaram menores eficiências racional.

Como o COP é de aproximadamente 0,18, a aplicação deste sistema de refrigeração justifica-se apenas nos casos de aproveitamento de energia solar ou de rejeitos de energia de algum processo térmico, locais desprovidos de energia elétrica, ou quando a operação silenciosa, devido não haver partes moveis, é relevante, como nos quartos de hotéis de luxo. Eficiência melhorada abriria outras aplicações comerciais em potencial.

6. AGRADECIMENTOS

Apresentamos nossos agradecimentos ao CNPq pelo apoio financeiro através de bolsa de estudo, como também a FINEP, a PETROBRÁS e a RECOGÁS pelo suporte financeiro ao projeto.

7. REFERÊNCIAS

- ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica, 2005, Atlas de energia elétrica do Brasil. 2ª ed. Brasília.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal Design and Optimization", 1st Ed. New York, Wiley & Sons.
- Chen, J., Kim, K. J., Herold, K. E., 1996, "Performance Enhancement of a Diffusion-Absorption Refrigerator", International Journal of Refrigeration – Elsevier, v. 19, n.3, pp. 208-218.
- Delano, A. D., 1997, Analysis of the Einstein Refrigeration System. Master's thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia.
- Delano, A. D., 1998, Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle. Ph.D. dissertation, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia.
- Einstein, A., Szilard, L., 1930, "Refrigeration". United States: Patent Office - Pat. No. 1,781,541.
- ELETROBRÁS, 2005, Programa nacional de universalização do acesso e uso da energia elétrica: manual de operacionalização. Versão 2.0, ELETROBRÁS, MME.

- Herold, Keith E., Radermacher, Reinhard, Klein, Sanford A., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida, New York, USA, CRC Press.
- IBGE, 2006, PNAD – Pesquisa nacional por amostra de domicílios: Síntese de indicadores 2005. IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, Rio de Janeiro, RJ.
- Jornal Gazeta Mercantil, 22/02/2002, “Caderno Agronegócios”, www.gazeta.com.br, São Paulo.
- Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2003, “An Experimental Investigation of Bubble Pump Performance for Diffusion Absorption Refrigeration System with Organic Working Fluids”, Applied Thermal Engineering – Pergamon, v. 23, pp. 1881-1894.
- MME, Ministério de Minas e Energia, 2006, Balanço Energético Nacional. Brasília.
- Schaefer, L. A., 2000, Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis. Ph.D. thesis, Georgia Institute of Technology, USA.
- Shelton, S. V., Delano, A., Shaefer, L. A., 1999a, “Design Analysis of The Einstein Refrigeration Cycle”. In: Proceedings of the Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century, Hawaii.
- Shelton, S. V., Delano, A., Shaefer, L. A., 1999b, “Second Law Study of The Einstein Refrigeration Cycle”. In: Proceedings of the Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century, Hawaii.
- Shelton, S. V., Stewart, S. W., 2002, “Bubble Pump Design for Single Pressure Absorption Refrigeration Cycles” In: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc – ASHRAE, Atlanta, USA, Article in Press.
- Souza, Wilson L. de, 2004, Comparações Termo-Energéticas e Econômicas de Opções de Cogeração de uma Destilaria. M.Sc. dissertação, CT/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Souza, Wilson L. de, 2007, Análise Exergoeconômica dos Ciclos de Refrigeração por Absorção de Única Pressão. Tese de doutorado, CT/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Srikiirin, Pongsid, Aphornratana, Satha, 2002, “Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator”, Applied Thermal Engineering – Pergamon, v. 22, pp. 1181-1193.
- Srikiirin, Pongsid, Aphornratana, Satha, Chungpaibulpatana, Supachart, 2001, “A review of Absorption Refrigeration Technologies”, Renewable and Sustainable Energy Reviews – Pergamon, v. 5, pp. 343-372.
- White, S. J., 2001, Bubble Pump Design and Performance. Master’s thesis, Georgia Institute of Technology, USA.
- Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2005, “Numerical Investigation of a Diffusion Absorption Refrigeration Cycle”, International Journal of Refrigeration – Elsevier, v. 28, pp. 515-525.
- Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2005, “The Influence of Diffusion Absorption Refrigeration Cycle Configuration on the Performance”, International Journal of Refrigeration – Elsevier, Article in Press.

8. DIREITOS AUTORAIS

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



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

EXERGETIC ANALYSIS OF THE EINSTEIN REFRIGERATION CYCLE

Wilson Luciano de Souza, wilson@ufs.br¹
Carlos Antonio Cabral dos Santos, cabral@les.ufpb.br²
Ednildo Andrade Torres, ednildo@ufba.br³
Gabriel Francisco da Silva, gabriel@ufs.br¹
Jacques Cesar dos Santos, jqquesles@yahoo.com.br²
Igor Cavalcanti da Silveira, igor.cavalcanti@gmail.com²

¹Universidade Federal de Sergipe (UFS), Av. Marechal Rondon, s/n, Jardim Rosa Elze, 49100-000, São Cristovão-SE.

²Universidade Federal da Paraíba (UFPB), Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa-PB.

³Universidade Federal da Bahia (UFBA), Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador-BA.

Abstract. *This article presents a thermodynamic modelling of the Einstein refrigeration cycle. The system in study is a single pressure one, operating with three working fluids: butane as refrigerant, water as absorbent and ammonia as auxiliary gas. The circulation of the working fluids is driven by a bubble-pump and the pressure equalization throughout the cycle is provided by the auxiliary gas. The computational code was developed at the EES (Engineering Equation Solver) Software for the energetic and exergetic analysis having been supplied as main entrance parameters the concentrations of the solution ammonia-water in the input to the generator and in the input to the absorber of the system, condensation temperature and heat supplied to the steam generator. Through the code, were evaluate COP, the irreversibilities and the degree of perfection of each componet.*

Keywords: *Einstein refrigeration cycle, butane-water-ammonia, thermodynamic model and performance*