

ANÁLISE ENERGÉTICA E DO CUSTO DE OPERAÇÃO DE UM CHILLER POR QUIMIOSSORÇÃO ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR TÉRMICA COM AUXÍLIO DE GLP EM FLORIANÓPOLIS E EM RECIFE

Rogério Gomes de Oliveira – rogerio.oliveira@ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Campus Araranguá, LABCITEA, Brasil

Carlos Javier Noriega Sanchez – noriegacarlosjavier@hotmail.com

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN, Brasil

Sérgio Colle – sergio.colle@ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN, Brasil

Resumo. *Analisamos através de simulação numérica o consumo energético e o custo de operação de um chiller por adsorção química alimentado por energia solar térmica com apoio de gás liquefeito de petróleo (GLP) para retirar a carga térmica de um escritório comercial de um pavimento, ao longo de um ano típico nas cidades de Florianópolis, SC, e Recife, PE, e os resultados foram comparados com aqueles de um chiller por compressão mecânica operando nas mesmas condições. O modelo matemático da edificação considerou um escritório de 150 m² com 15 pessoas, onde as fontes de calor sensível e latente, internas e externas, foram utilizadas no cálculo da carga térmica horária. Considerou-se que coletores solar do tipo tubo evacuado instalados diretamente sobre o telhado da edificação aqueciam água que foi utilizada como principal fonte energética do chiller por adsorção. O cálculo do coeficiente de desempenho e da potência de climatização do chiller por adsorção foi feito conforme dados experimentais de um chiller que tinha brometo de sódio impregnado em grafite expandido como adsorvente e amônia como refrigerante. O modelo do chiller por compressão mecânica considerou o uso de um compressor recíproco e R134a como refrigerante. Os resultados indicaram que em Florianópolis, o chiller por adsorção operou com fração solar mensal acima de 0,8 na maior parte do ano, enquanto que em Recife, esse valor ficou sempre abaixo de 0,45. O chiller por adsorção em Florianópolis teve menor custo de operação e consumo de energia primária que o chiller por compressão mecânica, diferentemente do que ocorreu em Recife, onde o chiller por adsorção apresentou consumo de energia primária semelhante ao do chiller por compressão mecânica, porém com maior custo de operação, pois a razão entre a energia solar captada e a carga de climatização foi menor na edificação de Recife que na de Florianópolis.*

Palavras-chave: *Adsorção, Carga térmica, Chiller, Edificação, Energia Solar Térmica.*

1. INTRODUÇÃO

O setor residencial, comercial e público no Brasil corresponde por cerca de 50 % do consumo de energia elétrica (Epe, 2013), sendo que no setor de prédios públicos e residenciais, mais de 45 % do consumo de energia elétrica se deve ao uso de equipamentos para a climatização desses ambientes (Eletrobras, 2009). Parte da carga térmica dessas edificações pode ser reduzida utilizando-se técnicas construtivas e de ocupação adequadas para esse fim, tais como uso de sistemas de iluminação e de equipamentos elétricos mais eficientes e que portanto, dissipem menos calor, uso de aberturas protegidas por anteparos para permitir iluminação natural sem que haja excessiva penetração de radiação solar, uso de paredes e telhados com maior isolamento térmico, etc (Lamberts et al., 1997). Todavia, mesmo com o uso dessas soluções, a utilização de climatização artificial ainda se faz necessária para que o interior da edificação mantenha-se em condições de temperatura e umidade relativa apropriadas para que seus ocupantes desempenhem satisfatoriamente suas atividades laborais.

Nos últimos anos, intensificou-se o uso de sistemas de climatização por sorção como opção para reduzir o uso de energia elétrica para fins de climatização e para a redução das emissões de CO₂ nos países onde a energia elétrica provém principalmente da queima de combustíveis fósseis. A principal vantagem dos sistemas de climatização por sorção em relação aos sistemas por compressão mecânica se deve ao fato daqueles sistemas poderem utilizar energia solar térmica ou rejeito térmico de baixa temperatura (abaixo de 100 °C) como principal fonte energética.

Sparber et al. (2007) relataram que até 2007 havia cerca de 9 MW de potência frigorífica sendo produzidas por sistemas de refrigeração por sorção, que eram alimentados pela energia proveniente de 24 000 m² de coletores solar em mais de 10 países. Jakob (2009a) menciona que o mercado para climatização por energia solar na Europa cresceu mais de 50 % entre 2004 e 2008, e que 60 % das unidades instaladas são de sistemas por adsorção, 11 % são de sistemas por adsorção e 29 % de sistemas com dessecantes. Este mesmo autor menciona que em 2009 foi formada na Alemanha, uma associação que representa 60 % dos fabricantes e instaladores de sistemas de climatização por sorção Europeus. Os sistemas de climatização desenvolvidos pelas empresas dessa associação são por adsorção de amônia em água ou de água em brometo de lítio, e por adsorção de água em sílica gel ou de água em zeólita.

Geralmente, os sistemas por adsorção são projetados para operar com temperaturas a partir de 80 °C, enquanto que os sistemas por absorção são projetados para operar com temperaturas de pelo menos 88 °C; todavia, recentemente, alguns estudos (Oliveira et al., 2009; Kiplagat et al., 2012) demonstraram que uma mistura de brometo de sódio e grafite expandido podem ser utilizados como adsorvente químico em sistemas onde o refrigerante era amônia e a temperatura de fornecimento de calor variou entre 55 e 75 °C. A utilização de uma máquina que opera adequadamente com temperaturas abaixo de 75 °C permite um maior aproveitamento da energia solar ao longo de todos os anos e portanto, neste trabalho consideramos que o adsorvente utilizado no sistema de climatização por sorção era uma mistura de brometo de sódio e grafite expandido.

De forma que neste trabalho, calculamos o custo de operação do chiller estudado por Kiplagat (2012) ao longo de um ano em um mesmo escritório comercial, porém localizadas em duas cidades brasileiras com características climáticas distintas (Florianópolis e Recife) para podermos inferir a influência do clima na viabilidade de uso do sistema de climatização por quimiossorção. Além disso, calculamos o custo de operação que seria obtido com o uso de um chiller convectivo, por compressão mecânica, para que esse custo fosse comparado a da utilização do chiller por quimiossorção estudado por Kiplagat (2012). Assumiu-se que o chiller por compressão mecânica utilizou R134a como refrigerante e tinha um compressor recíproco, que era o equipamento responsável pela maior parte do consumo de energia desse chiller. A principal fonte de energia do chiller por quimiossorção era a energia solar proveniente de coletores solares instalados no telhado da edificação, e optou-se por utilizar gás liquefeito de petróleo (GLP) como fonte complementar de energia, quando a energia solar não fosse suficiente para atender a demanda de energia térmica do chiller por quimiossorção.

Devido ao fato de ainda não haver comercialmente um chiller com o adsorvente escolhido e também pelo fato do custo dos sistemas comerciais depender de impostos, fretes e outros fatores que variam consideravelmente com o local de utilização, optou-se por excluir da comparação, os custos de aquisição e instalação dos equipamentos, para focarmos apenas nos custos de operação dos chillers. A exclusão daqueles custos da análise feita neste trabalho também se justifica pelo fato de que a priori, já se sabe que o custo de uma instalação de climatização por sorção é bem maior que o de uma instalação por compressão mecânica, e portanto, não ser que o custo de operação da instalação do chiller por adsorção seja bem menor que o de uma instalação por compressão mecânica, não existe justificativa para aprofundar esse estudo incluindo os valores de aquisição e instalação dos chillers. Além disso, os custos de operação levaram em conta apenas o valor da energia elétrica consumida pelo compressor do chiller por compressão mecânica e o valor do GLP utilizado como fonte de calor complementar do chiller quimiossorção, pois considerou-se que a energia elétrica consumida por bombas e ventiladores seria semelhante para os dois tipos de chiller.

Além do custo de operação dos chillers, também calculamos a razão de energia primária para os dois chillers estudados, pois nas localidades onde a energia elétrica provém de termoeletricas, essa variável serve como indicativo da quantidade de energia primária necessária para produção de uma unidade energética de efeito frigorífico.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são apresentadas os métodos utilizados para a determinação da carga térmica da edificação, os modelos matemáticos dos chillers, do sistema de captação e armazenamento de energia solar térmica auxiliado por GLP, e os cálculos utilizados para determinar o coeficiente de desempenho dos chillers (COP), a fração de utilização solar do chiller por quimiossorção, e os custos de operação e a razão de energia primária de ambos os chillers.

2.1 Determinação da carga térmica da edificação

A edificação considerada neste trabalho foi um escritório de um pavimento, com 15 m de comprimento por 10 m de largura e pé-direito de 3 m, com telhado de uma água ao longo da maior dimensão e voltada para o norte geográfico. O escritório era ocupado por 15 indivíduos, entre as 9:00 h da manhã e 17:00 h da tarde.

Como medida para simplificar a instalação dos coletores na edificação, considerou-se que os mesmos estavam diretamente apoiados na água do telhado, sendo que a inclinação do telhado da edificação localizada em Florianópolis e em Recife foi de, respectivamente, 37° e 20°. Todas as demais características da edificação foram iguais nas duas cidades.

Como o telhado tinha um beiral de 70 cm, a área disponível para instalação de coletores solares na edificação em Florianópolis foi de até 13,40 m x 16,40 m, sendo que em Recife, essa área foi de até 11,40 m x 16,40 m.

A face sul e oeste da edificação tinha 30 % da área coberta por janelas com persianas, enquanto que as faces norte e leste tinham, respectivamente, 20 % e 15 %.

A base de dados meteorológica SWERA que dispõe de dados horários no formato TMY (Typical Meteorological Year) foi utilizada para fornecer os dados relativos à radiação solar global, direta e difusa, à temperatura de bulbo seco e à umidade relativa de Florianópolis e de Recife.

O ganho de calor instantâneo da edificação foi composto por componentes externos e internos. A partir do conhecimento do ganho de calor instantâneo foi possível calcular a carga térmica utilizada para calcular a vazão mássica de ar que passava pelos sistemas de climatização. A carga térmica foi calculada de acordo com o método da transferência de função (Mitalas, 1972; Ashrae, 1997). Este método permite estimar a carga térmica de uma edificação a cada hora do dia, e desta forma, prever a necessidade de climatização para diferentes tipos e horários de ocupação da

mesma. Ele consiste em primeiramente calcular a temperatura sol-air, que é uma temperatura fictícia que emula a temperatura externa da edificação que na ausência de radiação, fornece a mesma taxa de transferência de calor que seria obtida considerando as transferências de calor convectiva e radiativa do exterior para o interior da edificação. Esta temperatura foi calculada para todas as horas do ano típico nas cidades consideradas neste trabalho. Na sequência, foi calculado o ganho de calor sensível através das superfícies da edificação utilizando a temperatura sol-air como representativa da temperatura de bulbo seco externa, e a temperatura interna da edificação. Os coeficientes de transferência de calor interno e externo foram assumidos como constantes, assim como a condutividade térmica dos materiais que compõem as paredes e telhado, e a resistência térmica das camadas que compõem o forro da edificação. A transferência de calor através das janelas foi amenizada por um fator de sombreamento igual a 0,64 devido ao uso de persianas abertas em 45° (Ashrae, 2001).

Os ganhos de calor internos consideraram o calor sensível e latente liberado pelos ocupantes, pela cafeteira, pelo ar infiltrado (que foi igual a 1,5 vezes o volume interno da edificação por hora) e pelo ar de renovação, calculado conforme norma NBR 16401-3 (Abnt, 2008a). O calor sensível liberados pelos computadores, impressoras, geladeira, bebedouro, também foi incluído nos cálculos de ganhos de calor internos, e foram obtidos com auxílio dos dados contidos no anexo C da norma NBR 16401-1 (Abnt, 2008b).

As condições de conforto dentro da edificação, conforme dados apresentado na literatura (Mcquiston et al., 2005), consideraram que o ar de exaustão tinha temperatura de bulbo seco de 23 °C e que a umidade relativa era menor que 60 %, com exceção da primeira hora de ocupação da edificação nos meses de Maio, Junho e Julho em Florianópolis.

A temperatura do ar insuflado na edificação foi de 14 °C, para garantir que a umidade absoluta do ar insuflado na edificação fosse de no máximo 0,01 g/g. A quantidade de ar insuflado na edificação num período de uma hora era calculada para que o ar tivesse um aumento de temperatura de 9 °C quando retirasse toda carga térmica de calor sensível nesse período. A umidade relativa de saída do ar variava conforme a carga térmica latente e a quantidade de ar que era insuflado na edificação durante esse período.

2.2 Modelo matemático do chiller por compressão mecânica

A potência elétrica consumida pelo compressor do chiller para condicionar o ar que era insuflado na edificação foi calculada pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{Comp} = \frac{\dot{W}_{Ideal}}{\eta_{Comp}} \quad (1)$$

Onde \dot{W}_{Ideal} é a potência de um compressor ideal e calculada conforme a Eq. (2) (Cleland, 1994), η_{Comp} é a eficiência total do compressor que foi assumida igual a 0,59, conforme dados indicados na literatura (Cabello et al., 2004).

$$\dot{W}_{Ideal} = \dot{m}_{Re\ frig} \frac{c}{c-1} v p_{Ev} \left[\left(\frac{p_{Cond}}{p_{Ev}} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] \quad (2)$$

$$\dot{m}_{Re\ frig} = \frac{\dot{m}_{ar,renov} (h_{ar,e} - h_{ar,ext}) + \dot{m}_{ar,recirc} (h_{ar,e} - h_{ar,s})}{(h_{v,Ev} - h_{l,Cond})} \quad (3)$$

Onde \dot{m}_{refri} é a vazão mássica de refrigerante, c é um fator empírico calculado conforme descrito na literatura (Cleland, 1994), v é o volume específico do refrigerante na entrada do compressor, p_{Ev} é a pressão de evaporação e p_{Cond} é a pressão de condensação, $\dot{m}_{ar,renov}$ é a vazão mássica do ar de renovação, $\dot{m}_{ar,recirc}$ é a vazão mássica do ar de recirculação, $h_{ar,e}$ é a entalpia do ar insuflado na edificação, $h_{ar,ext}$ é a entalpia do ar externo a edificação, $h_{ar,s}$ é a entalpia do ar de exaustão da edificação, que recircula pelo sistema de climatização, $h_{v,Ev}$ é a entalpia do vapor de refrigerante saturado na condição da temperatura de evaporação e $h_{l,Cond}$ é a entalpia do refrigerante líquido saturado na condição da temperatura de condensação. Assumiu-se que a temperatura da água gelada que retornava do trocador de calor que resfriava o ar insuflado na edificação era de 10 °C, e que a temperatura de evaporação era de 6 °C.

Como a potência elétrica consumida pelo compressor foi calculada a cada hora como um valor único, o custo da eletricidade foi obtido multiplicando-se essa potência elétrica pelo preço do kWh de energia elétrica. Assumiu-se um valor de 0.404 R\$/kWh para Santa Catarina e de 0.418 R\$/kWh para Recife, conforme valores fornecidos pela Federação das Indústrias do Estado de São Paulo (FIESP) e disponível no sítio eletrônico <http://www.energiaaprecojusto.com.br/simulador/#>.

O coeficiente de desempenho (COP_{Comp}) foi calculado com a Eq. (4), e a razão de energia primária (PER_{Comp}) foi calculada com a Eq. (5), onde assumiu-se que a eficiência na queima de combustível fóssil (η_{Elec}) para produção de energia elétrica no Brasil é de 0,29 conforme apresentado na literatura (Licks e Pires, 2010).

$$COP_{Comp} = \frac{\dot{m}_{Re\ frig} (h_{v,Ev} - h_{l,Cond})}{\dot{W}_{Comp}} \quad (4)$$

$$PER_{Comp} = \frac{1}{COP_{Comp} \eta_{Elec}} \quad (5)$$

2.3 Modelo matemático do chiller por quimiossorção

Kiplagat et al. (2012) estudaram um chiller por quimiossorção de amônia em um composto de grafite expandido e brometo de sódio, e através de experimentos baseados em um planejamento fatorial, conseguiram obter equações para descrever o COP e a potência de refrigeração do chiller como função da temperatura de entrada do fluido térmico quente no reator do chiller durante a etapa de regeneração ($T_{Ds,e}$), a temperatura de entrada do fluido térmico no evaporador ($T_{Ev,e}$) e no tempo de ciclo (t_C), conforme apresentado na Eq. (6).

$$Rs = a_1 + a_2 T_{Ev,In} + a_3 T_{Ev,In}^2 + a_4 T_{Ds,In} + a_5 T_{Ds,In}^2 + a_6 t_C + a_7 t_C^2 + a_8 T_{Ev,In} T_{Ds,In} + a_9 T_{Ev,In} t_C + a_{10} T_{Ds,In} t_C \quad (6)$$

Onde Rs representa o coeficiente de desempenho do chiller por quimiossorção (COP_{Ad}) ou a potência de climatização em kW, e os coeficientes da Eq. (6) estão apresentado na Tab. 1.

Tabela 1 – Coeficientes da Eq. (6) (Kiplagat et al., 2012).

Coeficientes	Potência de climatização	COP
a1	1.828111	0.341269
a2	0.358820	0.030630
a3	0.100385	0.014574
a4	0.221782	-0.023140
a5	0.009377	0.015698
a6	-0.327012	0.037344
a7	0.133704	0.015017
a8	0.104443	0.014160
a9	-0.150299	-0.011457
a10	-0.024125	0.006125

A potência térmica consumida pelo chiller durante a desorção de cada ciclo frigorífico foi calculada como:

$$\dot{Q}_{Ds} = \frac{\dot{m}_{ar,renov} (h_{ar,e} - h_{ar,ext}) + \dot{m}_{ar,recirc} (h_{ar,e} - h_{ar,s})}{COP_{Ad}} \quad (7)$$

O valor de $T_{Ds,e}$ era igual ao valor da temperatura que deixava o coletor solar quando esse valor fosse maior que 55 °C. Esse valor foi utilizado pois é o menor valor de fluido térmico utilizado na regeneração do adsorvente do chiller testado por Kiplagat et al. (2012). Caso a água na saída do coletor fosse menor esse valor, ela era aquecida até essa temperatura em um aquecedor de passagem alimentado com GLP, antes de seguir para o chiller por adsorção.

A razão de energia primária do chiller por adsorção (PER_{Ad}) foi calculada com a Eq. (8).

$$PER_{Ad} = \frac{\dot{Q}_{GLP}}{COP_{Ad} \dot{Q}_{Ds} \eta_{GLP}} \quad (8)$$

Onde \dot{Q}_{GLP} é a potência de calor proveniente da queima de GLP e η_{GLP} é a eficiência na queima de GLP para produção de calor, que foi assumida como 0,97, conforme aquecedor a GLP modelo REU-KM 3237 FFUD-E da

Rinnai, com informações disponíveis no sítio eletrônico <http://www.rinnai.com.br>. O valor de \dot{Q}_{GLP} foi calculado conforme equação apresentada na seção 2.4.

Assim como considerado para o chiller por compressão mecânica, a temperatura da água gelada ($T_{Ev,e}$) que retornava do trocador de calor que resfriava o ar insuflado na edificação foi de 10 °C. O tempo de ciclo foi assumido como 1 hora, uma vez que todos os dados de carga térmica da edificação foram calculados com essa periodicidade.

2.4 Modelo matemático do sistema de aquecimento de água por energia solar auxiliado por queima de GLP

O número de coletores solar que poderia ser instalado na edificação é função da área disponível no telhado da mesma e das dimensões do coletor. O coletor escolhido foi o modelo Vitosol 300-SP3 (Srcc, 2006), que tinha área total de 4,29 m², e 2,04 m de comprimento, de forma que levando-se em consideração a área do telhado da edificação disponível para a instalação dos coletores, assumiu-se a existência de 42 coletores instalados na edificação localizada em Florianópolis e 35 coletores na edificação localizada em Recife. A água aquecida nos coletores era armazenada em um reservatório isolado de 3 m³ de volume interno. A vazão de água pelos coletores solar foi escolhida de forma que durante o período de uma hora, toda água do reservatório passasse pelo coletor. A eficiência do coletor (η_{Col}) baseada na área total foi calculada a partir das seguintes equações (Srcc, 2006):

$$\eta_0 = 0,5079 - 0,9156 \frac{(T_{Ag,e} - T_{BS})}{I} - 0,0030 \frac{(T_{Ag,e} - T_{BS})^2}{I} \quad (9)$$

$$IAM_\theta = 1,0 - 0,31 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right), \quad 0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ \quad (10)$$

$$IAM_\gamma = 1,0 + 0,5192 \left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right) - 0,7428 \left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right)^2, \quad 0^\circ \leq \gamma \leq 60^\circ \quad (11)$$

$$\eta_{Col} = \eta_0 \cdot IAM_\theta \cdot IAM_\gamma \quad (12)$$

Onde η_0 é a eficiência medida nas condições padrões, $T_{Ag,e}$ é a temperatura de entrada do água no coletor solar, T_{BS} é a temperatura de bulbo seco do ar, I é a potência de radiação solar recebida pelo coletor por unidade de área total de coletor, IAM_θ é fator modificador do ângulo de incidência da radiação solar paralelo aos tubos e IAM_γ é fator modificador do ângulo de incidência da radiação solar transversal aos tubos.

A energia total recebida pelo conjunto de coletores em kWh durante o período de uma hora foi calculada como:

$$Q_{Col} = A_{Col} \cdot n_{Col} \cdot \eta \cdot I \quad (13)$$

Onde A_{Col} é a área de cada coletor e n_{Col} é o número de coletores.

A temperatura da água na saída do coletor foi calculada como:

$$T_{Ag,s} = T_{Ag,e} + \frac{Q_{Col}}{m_{Ag,R} \cdot C_{Ag}} \quad (14)$$

Onde $T_{Ag,s}$ é a temperatura de saída do água no coletor solar, $m_{Ag,R}$ é a massa total de água armazenada no reservatório e C_{Ag} é o calor específico da água.

Considerou-se que a água que saía do coletor se acumulava no alto do reservatório e dali, saía com a mesma temperatura que saiu do coletor para o chiller por adsorção, conforme Fig. 1. Além disso, assumiu-se que a mesma vazão de água que circulava pelo coletor, também circulava pelo chiller por quimiossorção.

Como assumiu-se que toda a água do reservatório circulava pelos coletores solar a cada hora, a temperatura da água na entrada do coletor era atualizada a cada hora e tinha valor igual a da temperatura do reservatório no início daquele período. Essa temperatura foi calculada com a Eq. (15), que considerava a temperatura do reservatório no hora anterior ($T_{Ag,R}^{t-1}$) e um balanço de energia englobando as entradas de energia pelo coletor solar (Q_{Col}) e pelo aquecedor à GLP (Q_{GLP}), e as saída de energia utilizadas no chiller por quimiossorção (Q_{Ds}) e perdas para o ambiente (Q_{Perda}):

$$T_{Ag,R}^t = T_{Ag,e}^t = T_{Ag,R}^{t-1} + \frac{Q_{Col} - Q_{Perda} - Q_{Ds} + Q_{GLP}}{m_{Ag,R} \cdot C_{Ag}} \quad (15)$$

$$Q_{Perda} = \frac{(\bar{T}_{Ag,R} - T_{BS})}{R_R} \quad (16)$$

$$Q_{GLP} = m_{Ag,R} C_{Ag} (T_{Ds,SP} - T_{Ag,s}) \quad (17)$$

Onde $\bar{T}_{Ag,Re,s}$ é a temperatura média do reservatório no horário considerado, R_R é a resistência a transferência de calor do reservatório, cujo valor calculado foi de 491,1 K/kW, $T_{Ds,SP}$ é a mínima temperatura que o chiller funcionou sem complemento de GLP, Q_{Ds} é a quantidade de calor consumida pelo chiller por quimiossorção no período de uma hora e calculada a partir da Eq. (7).

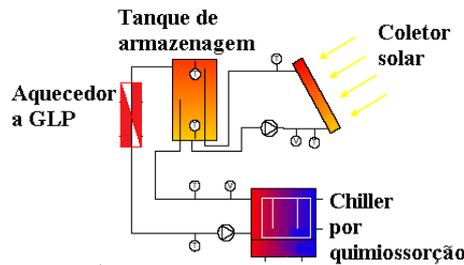


Figura 1 – Esquema do chiller por quimiossorção conectado ao sistema de aquecimento de água.

A massa de GLP consumida por hora de utilização foi calculada como:

$$m_{GLP} = \frac{Q_{GLP}}{PCI_{GLP} \eta_{GLP}} \quad (16)$$

Onde PCI_{GLP} é a capacidade calorífica inferior por unidade de massa de GLP.

O custo de utilização do GLP foi obtido multiplicando a massa de GLP consumida pelo preço de R\$3,75, conforme valor divulgado pela Companhia de Gás de Santa Catarina no sítio eletrônico <http://www.scgas.com.br/site/residencial/info/comparativoglp/pegn/idse/337>.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. 2 apresenta os valores médios mensais do COP do chiller por quimiossorção, da eficiência térmica dos coletores solar e da fração solar de utilização da energia solar pelo chiller de quimiossorção. Em Florianópolis, o COP anual médio do chiller foi de 0,40 e a eficiência média anual foi de 0,35, enquanto que em Recife, esses valores foram de respectivamente, 0,42 e 0,41.

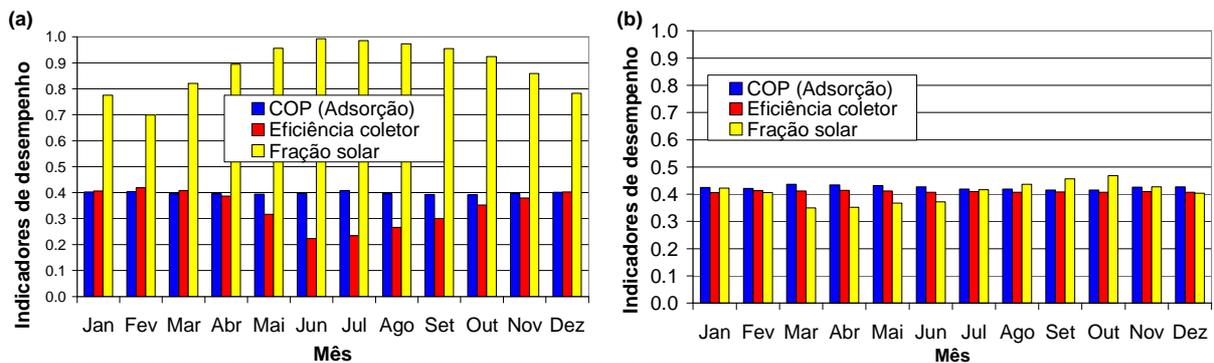


Figura 2 - Indicadores de desempenho médio mensal ao longo de um ano típico. (a) Florianópolis. (b) Recife.

Em Recife, a fração de utilização de energia solar pelo chiller por quimiossorção foi menor que 0,45 na maior parte do ano, sendo que em Florianópolis, o menor valor foi de 0,7. Os coletores em Recife captaram uma energia solar média diária de $2,38 \text{ kWh/m}^2$, enquanto os coletores em Florianópolis captaram $1,79 \text{ kWh/m}^2$. Porém, mesmo com uma maior captação de energia solar por unidade de área de coletor solar, Recife teve uma menor fração de utilização da energia solar em relação a Florianópolis, pois a edificação daquela cidade apresentou maior carga de climatização dos chillers e tinha menor área total de captação de energia solar.

A edificação de Florianópolis tinha $1,30 \text{ m}^2$ de coletor solar por kWh de carga de climatização média diária enquanto que em Recife, esse valor foi de $0,696 \text{ m}^2/\text{kWh}$. Portanto, a razão entre energia solar absorvida pelos coletores e a carga de climatização da edificação foi de 2,33 em Florianópolis e de 1,66 em Recife e para que ambas as edificações tivessem fração de utilização de energia solar semelhante, a área total de coletores solar em Recife deveria ser de 210 m^2 ao invés de 150 m^2 considerado nesse trabalho.

Em Florianópolis, os meses com menor captação de energia solar (entre Abril e Outubro), fração de utilização de energia solar pelo chiller foi de pelo menos 0,9, sendo que nesse meses, conforme pode ser observado na Fig. 3, o consumo energético de GLP pelo chiller por quimiossorção foi menor que o consumo de energia elétrica do chiller por compressão mecânica. Em Recife, o consumo energético de GLP foi maior que o consumo de energia elétrica em todos os meses do ano.

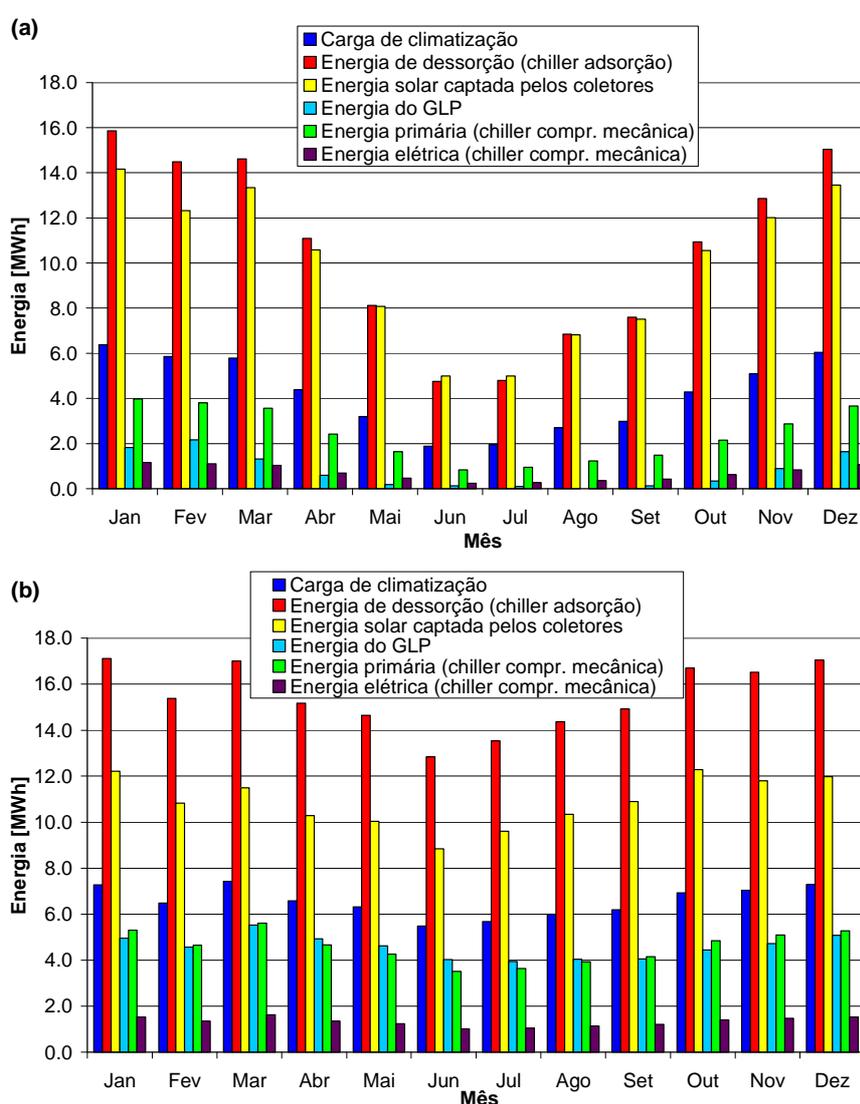


Figura 3 – Energia total mensal consumida e fornecida ao longo de um ano típico. (a) Florianópolis. (b) Recife.

A Fig. 4(a) mostra a razão de energia primária dos chillers, e pode-se ver que em Florianópolis, o chiller por quimiossorção consumiu menos combustível primário por kWh de carga de climatização que o chiller por compressão mecânica ao longo de todo o ano. Em Recife, nos meses de Abril a Agosto, o consumo de energia primária do chiller por compressão mecânica foi maior que o do chiller por quimiossorção.

A Fig. 4(b) mostra os custos de operação dos chillers por kWh de carga de climatização. Em Florianópolis, o chiller por quimiossorção teve custo de operação menor que o chiller por compressão mecânica, com exceção dos meses de verão. Já em Recife, o chiller por quimiossorção teve custo de operação muito maior que o chiller por compressão mecânica todos os meses do ano. Ao longo de um ano, a utilização do chiller por quimiossorção em Florianópolis economizou cerca de R\$550. Jakob (2009b) menciona que o custo de um sistema de climatização por sorção alimentado por energia solar é de cerca de EUR 3 500/kW a EUR 4 500/kW (sem os custos da instalação e da tubulação de distribuição de água gelada). Um sistema projetado para atender capacidade frigorífica de pico em Florianópolis teria que ter 30 kW, de forma que utilizando um custo médio entre os valores apresentados anteriormente, a instalação custaria pelo menos EUR 120 000 (Jakob, 2009b) ou R\$387 000, de acordo com a taxa de conversão do Banco Central em 31/12/2013.

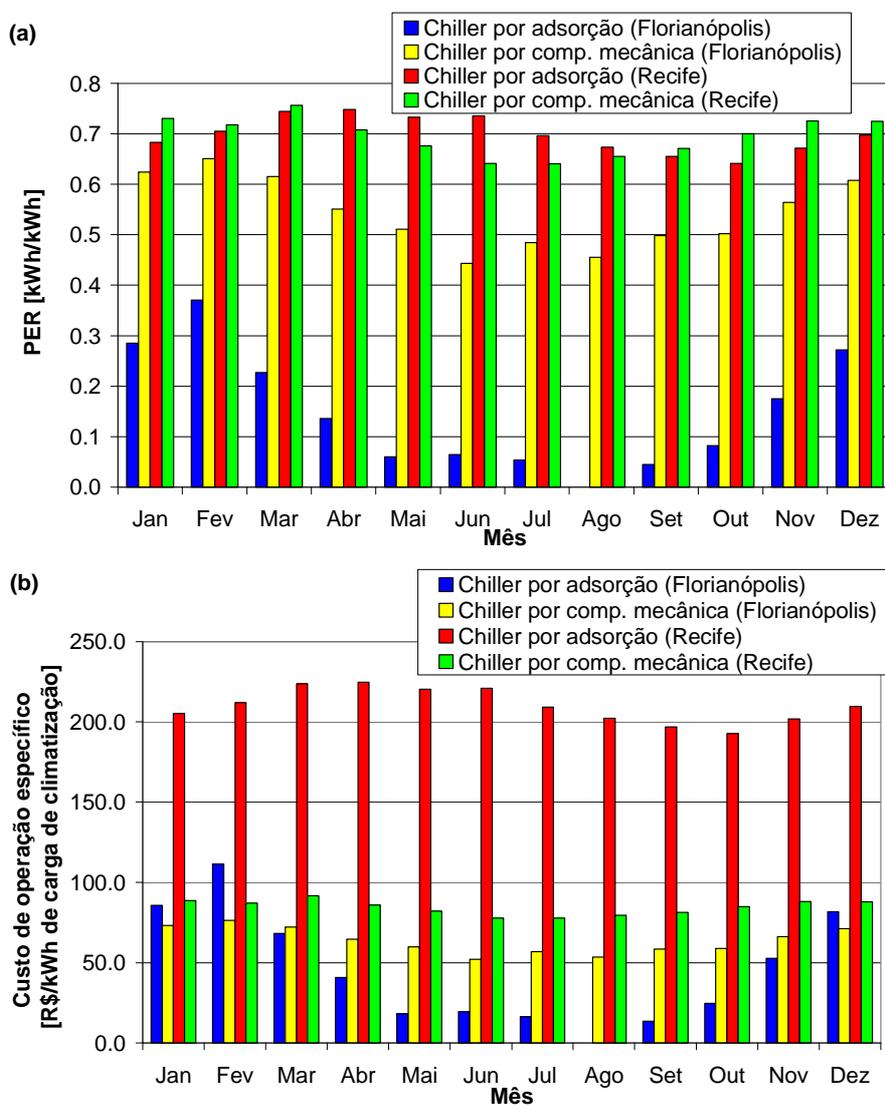


Figura 4 – (a) Razão de energia primária dos chillers. (b) Custo de operação específico dos chillers.

4. CONCLUSÕES

Simulamos a carga térmica para climatização um escritório de 150 m² nas cidades de Florianópolis e Recife. A carga térmica anual do escritório em Recife foi 56 % maior que a do escritório localizado em Florianópolis, enquanto que a captação de energia solar por m² de coletor solar foi apenas 32 % maior. Devido a carga térmica em Recife crescer muito mais que a captação de energia solar por unidade de área de coletor, e também pelo fato do escritório de Recife ter uma área coberta por coletores solar 20 % menor que em Florianópolis, a fração de utilização de energia solar em Recife foi cerca de 0,4 ao longo do ano, enquanto que em Florianópolis foi de acima de 0,8 na maior parte do ano.

Em Florianópolis, o uso do chiller por quimiossorção resultou tanto em um menor custo de operação quanto de consumo de energia primária que o chiller por compressão mecânica, diferentemente do que ocorreu em Recife, onde o

chiller por quimiossorção apresentou consumo de energia primária semelhante ao do chiller por compressão mecânica, porém com maior custo de operação.

Agradecimentos

O Prof. Dr. Rogério G. Oliveira agradece ao CNPq pela bolsa de produtividade em pesquisa sob contrato 306364/2010-7 e pelo financiamento de pesquisa contemplado no edital Universal 14/2012 sob contrato 478654/2012-0, e à FAPESC pelo financiamento de projeto de pesquisa contemplado no edital Universal 04/2012, sob contrato 3819/2012.

REFERÊNCIAS

- Abnt, 2008a. Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade do ar interior, NBR 16401-3, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.
- Abnt, 2008b. Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações, NBR 16401-1, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.
- Ashrae, 1997. Nonresidential cooling and heating load calculations, ASHRAE handbook : fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning.
- Ashrae, 2001. Fenestration, ASHRAE handbook : fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning.
- Cabello, R.; Torrella, E.; Navarro-Esbrí, J., 2004. Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids, Applied Thermal Engineering, vol. 24, n. 13, pp. 1905–1917.
- Cleland, A. C., 1994. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a, International Journal of Refrigeration, vol. 17, n. 4, pp. 245–249.
- Eletrobras, 2009. Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil - Sumário executivo - Ano base 2005, ELETROBRAS/PROCEL.
- Epe, 2013. Anuário estatístico de energia elétrica 2013, Ministério de Minas e Energia.
- Jakob, U., 2009a. Green Chiller Association, 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, , Palermo, Italy.
- Jakob, U., 2009b. Recent developments of small-scale solar or waste heat driven cooling kits for air conditioning and refrigeration, Heat Powered Cycles, Berlin.
- Kiplagat, J. K.; Wang, R. Z.; Oliveira, R. G.; Li, T. X.; Liang, M., 2012. Experimental study on the effects of the operation conditions on the performance of a chemisorption air conditioner powered by low grade heat, Applied Energy, vol. Sob revisão desde Maio de 2012.
- Lamberts, R.; Dutra, L.; Pereira, F. O. R., 1997. Eficiência energética na arquitetura, PW.
- Licks, L. A.; Pires, M., 2010. Metodologia para o cálculo de emissões de carbono e da eficiência na geração de energia pela combustão do carvão fóssil no Brasil, Revista Escola de Minas, vol. 63, n. 2, pp. 331-337.
- Mcquiston, F. C.; Parker, J. D.; Spitler, J. D., 2005. Heating, Ventilating and Air Conditioning: Analysis and Design, Wiley.
- Mitalas, G. P., 1972. Transfer Function Method of calculating Cooling Loads, Heat Extraction and Space Temperature, ASHRAE Journal, vol. 14, n. 12, pp. 54-56.
- Oliveira, R. G.; Wang, R. Z.; Kiplagat, J. K.; Wang, C. Y., 2009. Novel composite sorbent for resorption systems and for chemisorption air conditioners driven by low generation temperature, Renewable Energy, vol. 34, n. 12, pp. 2757-2764.
- Sparber, W.; Napolitano, A.; Melograno, P., 2007. Overview on world wide installed solar cooling systems, 2nd International Conference on Solar Air Conditioning, Tarragona, Spain.
- Srcc, 2006. Directory of SRCC - Certified Solar Collectors Ratings, Solar Rating and certification Cooperation, Cocoa, Fl.

ENERGETIC AND OPERATIONAL COST ANALYSIS OF A CHEMISORPTION CHILLER DRIVEN BY SOLAR THERMAL ENERGY WITH LPG BACK-UP IN FLORIANÓPOLIS AND RECIFE

Abstract. We analyzed through numeric simulation the energy consumption and the operational cost of a chemical adsorption chiller powered by solar thermal energy with liquefied petroleum gas (LPG) back-up to handle the thermal load of a one-store commercial office, during a typical year in the cities of Florianópolis, SC, and Recife, PE, and compared the results to those of a mechanical compression chiller, operating at the same conditions. The mathematical model of the building assumed a 150 m² office with 15 people, where the sensible and latent heat sources both internal and external, were used to calculate the hourly thermal load. The model considered that evacuated tubes solar panels installed directly over the building roof heated water, which was the main energy source of the adsorption chiller. The coefficient of performance and the cooling power of the adsorption chiller were calculated according to experimental data of a chiller that had sodium bromide impregnated in expanded graphite as adsorbent and ammonia as refrigerant.

The model of the mechanical compression chiller assumed the utilization of a reciprocate compressor and R134a as refrigerant. The results indicated that in Florianópolis, the adsorption chiller operated with monthly solar fraction above 0.8 in most of the year, whereas in Recife, this value was always below 0.45. The use of the adsorption chiller in Florianópolis resulted in smaller operational costs and primary energy consumption than the use of the mechanical compression chiller, different to what happened in Recife, where the utilization of the adsorption chiller resulted in similar primary energy consumption to the mechanical compression chiller, albeit with larger operational costs, because the ratio between the solar energy absorbed by the solar panels and the cooling load was smaller in Recife than in Florianópolis.

Keywords: *Adsorption, Building, Chiller, Solar thermal energy, Thermal load.*