

MINI-BOMBA DE CALOR ACOPLADA A COLETORES SOLARES

Sérgio Pereira da Rocha – srocha@ifsc.edu.br

Joaquim Manoel Gonçalves – joaquimm@ifsc.edu.br

Samuel Luna Abreu – abreu@ifsc.edu.br

Instituto Federal de Santa Catarina, Campus São José – Área de Refrigeração e Climatização

Resumo. Este trabalho refere-se ao estudo teórico de um sistema de aquecimento de água para banho residencial de pequeno porte. Trata-se de um sistema híbrido composto de uma mini-bomba de calor apoiada por coletores solares (um térmico e um fotovoltaico) acoplados e um reservatório térmico de pequeno volume o qual é capaz de suprir a demanda de água aquecida para uma pequena família. Os resultados obtidos mostram que, de fato, a mini-bomba de calor opera acoplada aos demais equipamentos o que possibilita aplicar este sistema como substituto do chuveiro elétrico em uma ampla faixa de habitações no Brasil, propiciando uma considerável redução de consumo de energia elétrica e, principalmente, de demanda de ponto (18 às 20 horas).

Palavras-chave: Mini-bomba de calor, Painel fotovoltaico, Irradiância solar, COP.

1. INTRODUÇÃO

A bomba de calor é uma excelente alternativa para aquecimento de água, principalmente pela possibilidade de obtenção de COP bastante altos desde que todo o ciclo de refrigeração seja corretamente projetado para as condições operacionais propostas. Na comparação com chuveiros elétricos, alternativa mais comum para aquecimento de água residencial no Brasil, o principal problema está associado ao elevado custo da bomba de calor. Esse problema é ainda maior em sistemas de pequeno porte em função do aumento do custo específico da bomba de calor por unidade de energia térmica produzida. Na comparação com sistemas de aquecimento solar, o custo associado à existência de reservatórios de termoacumulação e placas coletoras faz com que o custo adicional da bomba de calor não seja tão elevado.

Alguns pontos devem ser levados em consideração para uso de uma bomba de calor acoplada a coletores solares. A alta variabilidade da irradiação solar faz com que a determinação das condições ideais de funcionamento do ciclo de refrigeração tenha que ser cuidadosamente analisada. Aspectos como perfil de consumo de água aquecida, disponibilidade instantânea de irradiação solar, capacidade de armazenamento térmico, temperaturas e pressões de trabalho e potência de compressão afetarão o desempenho do equipamento projetado. Com base nisso, uma metodologia de simulação devidamente validada será de grande utilidade na otimização dos parâmetros de projeto.

O presente trabalho apresenta um modelo de simulação de uma mini bomba de calor alimentada pela energia elétrica produzida por um painel fotovoltaico e com o evaporador acoplado a um coletor solar.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A EPE (2009) – Empresa de Pesquisa Energética - apresenta uma Nota Técnica para a demanda de energia elétrica do Brasil entre 2009 e 2018. Segundo os estudos, o consumo de energia em 2010 deve ser 7,4% superior ao de 2009. Até 2018 o estudo estima que o crescimento médio anual do consumo fique em 5,2%. Para isso, há uma necessidade não só de ampliação, mas também de racionalizar o uso dos sistemas geradores existentes. Uma das alternativas é utilizar outras fontes de energia como a energia solar e a energia eólica. No Brasil, o aquecimento de água para uso doméstico é feito majoritariamente através de aquecedores elétricos. Substituir parte dessa demanda por energia solar é uma boa maneira de racionalizar o consumo de energia elétrica. Uma das possibilidades de utilizar energia elétrica é acoplando painéis fotovoltaicos (FV) a coletores solar plano. Kalogirou (2001) apresentou uma modelagem e simulação de um sistema híbrido fotovoltaico-térmico (FV/T) de energia solar que consiste de um sistema combinado composto por um painel FV acoplado na parte frontal de um trocador de calor com aletas. Segundo o autor, as vantagens deste tipo de sistema são: (1) o painel FV opera a uma temperatura mais baixa, portanto, mais eficiente; (2) água quente e eletricidade são produzidas ao mesmo tempo. Os resultados mostraram que o sistema híbrido pode aumentar a eficiência média anual do sistema de energia solar fotovoltaica de 2,8% até 7,7% e, além disso, cobre 49% das necessidades de água quente de uma casa (aumentando assim a eficiência média anual do sistema de 31,7%). Fraisse *et al.* (2007) efetuaram um estudo experimental com diversas configurações de painéis fotovoltaicos acoplados a sistemas térmicos e concluíram que é necessário que o sistema fotovoltaico e térmico mantenha uma forte integração a fim de conceber um único componente industrial, que integra a absorção térmica e o módulo fotovoltaico. Vokas *et al.* (2006) realizaram um estudo teórico em um sistema híbrido (FV/T) constituído por um painel fotovoltaico no qual é acoplado um coletor térmico para aquecimento doméstico. Segundo os autores, o estudo teórico deste sistema mostrou que o sistema pode cobrir uma parcela considerável do aquecimento doméstico e, conseqüentemente, afirmaram que a tecnologia fotovoltaico-térmica oferece uma solução extraordinária para o problema do aquecimento doméstico, contribuindo assim para a redução do consumo de energia nas casas.

Os sistemas FV/T, porém, deixam de obter resultados positivos quanto à melhoria da eficiência à medida que a temperatura da água aumenta. A eficiência do painel fotovoltaico como coletor térmico também cai com o aumento da temperatura e melhorias como isolamento e cobertura de vidro irão, também, diminuir a eficiência elétrica. Uma alternativa para contornar essa situação é acoplar o painel FV ao evaporador de uma bomba de calor a fim de gerar energia elétrica e água quente. Pei *et al.* (2007) desenvolveram uma bomba de calor assistida por um sistema fotovoltaico, o qual designou “Photovoltaic Solar Assisted Heat Pump”, ou simplesmente, PV-SAHP. Segundo os autores, a eficiência fotovoltaica foi aumentada devido à diminuição da temperatura de funcionamento da célula FV, como resultado do processo de evaporação do refrigerante. O *COP* - Eq. (1) - da bomba de calor também foi substancialmente melhorado devido à absorção de energia solar. Os testes de desempenho do compressor foram realizados com as frequências de 40Hz e 60Hz. Os resultados indicam que o sistema PV-SAHP tem um desempenho superior ao sistema convencional da bomba de calor e, ao mesmo tempo, a eficiência fotovoltaica também é maior. Para a frequência de 60 Hz no compressor, a capacidade de condensação foi melhorada e o tempo de aquecimento necessário foi reduzido. Ao mesmo tempo, a pressão e temperatura de evaporação diminuíram. Já para o compressor com uma frequência de 40 Hz, o consumo de energia e a taxa de compressão reduziram e o *COP* do sistema aumentou. Ainda segundo os autores, para uma baixa radiação solar, o sistema PV-SAHP operou em uma frequência baixa para manter a bomba de calor com um bom desempenho. Quando a irradiação solar foi elevada, a frequência do compressor (e consequentemente sua potência) foi aumentada para conduzir mais calor ao condensador.

$$COP = \dot{Q}_c / \dot{W}_{cp} \quad (1)$$

onde \dot{Q}_c é o calor útil rejeitado pelo condensador e \dot{W}_{cp} é a potência do compressor.

Jie *et al.* (2008) apresentam um estudo experimental de um novo sistema PV-SAHP composto de um painel FV acoplado a um evaporador de uma bomba de calor cujo compressor tem potência variando entre 150 W e 1300 W usando o R22 como fluido refrigerante. Eles determinaram a variação da capacidade do condensador, da potência do compressor, da potência elétrica FV e do *COP* ao longo do dia e observaram que seus valores atingiram o pico máximo próximo às 12 horas, coincidindo com o período de irradiação solar máxima. Já a potência de compressão apresentou uma leve queda à medida que a radiação solar aumentava e uma elevação à medida que radiação solar diminuía. Os resultados mostram, ainda, que o *COP* atingiu valores próximos a 11,0. Jie *et al.* (2009) complementaram o trabalho de Jie *et al.* (2008) com o desenvolvimento de um modelo matemático para calcular tanto as temperaturas das células fotovoltaicas e dos coletores térmicos quanto às eficiências térmicas e fotovoltaicas, além do ganho de calor do evaporador. Segundo os autores, o modelo apresentou-se favorável uma vez que o erro no cálculo do ganho de calor e da eficiência térmica do evaporador ficou próximo dos 10%.

O presente artigo faz um estudo teórico referente ao acoplamento de uma mini-bomba de calor, tendo o R134a como fluido refrigerante, a um coletor solar térmico e a um painel FV para aquecimento de água para banho em pequenas famílias. O principal objetivo deste trabalho é mostrar que através da simulação do sistema mini-bomba de calor/coletor solar/painel FV é possível integrar todos os equipamentos. Para isso, variou-se a irradiação solar total, a temperatura da água do reservatório e a temperatura do ambiente externa e observou-se o comportamento da rotação do compressor, das temperaturas de evaporação e condensação, da queda de pressão, da potência de aquecimento de água do reservatório e do *COP* da mini-bomba de calor.

3. DESCRIÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

A Fig. 1 mostra o atual modelo em desenvolvimento o qual simula a integração de uma mini-bomba de calor a um painel fotovoltaico e a um painel solar térmico. Como se pode notar nesta figura, tanto o painel FV quanto o coletor solar térmico recebem energia do sol e a transforma em energia elétrica e energia térmica, respectivamente. A primeira energia é utilizada para a alimentação elétrica do compressor e da bomba de circulação de água enquanto a segunda para a evaporação do fluido refrigerante que escoar dentro do evaporador da bomba de calor, conforme mostra o processo do ponto 4 ao ponto 5. Ainda no evaporador, há a possibilidade de no período noturno, quando não há irradiação solar, o fluido refrigerante receber calor do ar em um ambiente interno no qual é instalado outro evaporador em paralelo.

Após o fluido refrigerante sair do evaporador, ele entra no trocador de calor intermediário onde recebe calor da tubulação de descarga do dispositivo de expansão. Com isso, há um aumento do superaquecimento na entrada do compressor e uma redução no título¹ do fluido refrigerante na saída do dispositivo de expansão, fazendo com que o *COP* do sistema aumente. Como se pode observar no diagrama *p x h* e no ciclo da mini-bomba de calor apresentados na Fig. 2, o ponto 1 apresenta um superaquecimento, $\Delta T_{SUP} = T_1 - T_{SAT}(p_E)^2$, superior ao superaquecimento avaliado no ponto 5. Além disso, o título no ponto 4 é inferior ao título do ponto 4'. Para o caso em que não há o trocador de calor intermediário, os pontos 1 e 5 coincidem no ponto 5, os pontos 4 e 4' coincidem no ponto 4' e os pontos 2 e 2' coincidem no ponto 2'. As equações que se seguem foram escritas considerando a existência do trocador de calor

¹ O título do fluido refrigerante é definido como a razão entre a massa de refrigerante no estado gasoso e a massa total de refrigerante.

² $T_{SAT}(p_E)$ é a temperatura de saturação do fluido refrigerante na pressão de evaporação [°C].

intermediário, mas os resultados obtidos foram para a condição de efetividade do trocador de calor intermediário igual a zero o que corresponde à inexistência deste equipamento.

O compressor, o condensador e a bomba circuladora de água foram instalados dentro do reservatório térmico de forma a aproveitar o calor rejeitado para o aquecimento da água. Tanto o compressor como a bomba circuladora de água são alimentadas eletricamente pelo controlador de energia elétrica o qual recebe energia do painel fotovoltaico e/ou da rede (neste caso quando a energia do painel fotovoltaico é insuficiente). A bomba circuladora tem a função de manter uma temperatura uniforme no reservatório. Em se tratando da bomba de calor, os processos 1 para 2 (compressão do fluido refrigerante) e 2 para 3 (condensação do fluido refrigerante) ocorrem predominantemente dentro do reservatório térmico.

A água quente gerada no reservatório térmico é direcionada a um misturador onde se mistura com água pré-aquecida no dreno³ do banheiro e se dirige ao chuveiro propriamente dito. Este chuveiro tem, também, a opção de ser aquecido por uma resistência elétrica com potência ajustável para o caso em que a água misturada não tenha atingido a temperatura de banho. No caso do uso da água quente produzida no reservatório térmico, uma nova quantidade de água é enviada para o reservatório com um pré-aquecimento no dreno do banheiro. Vale informar que

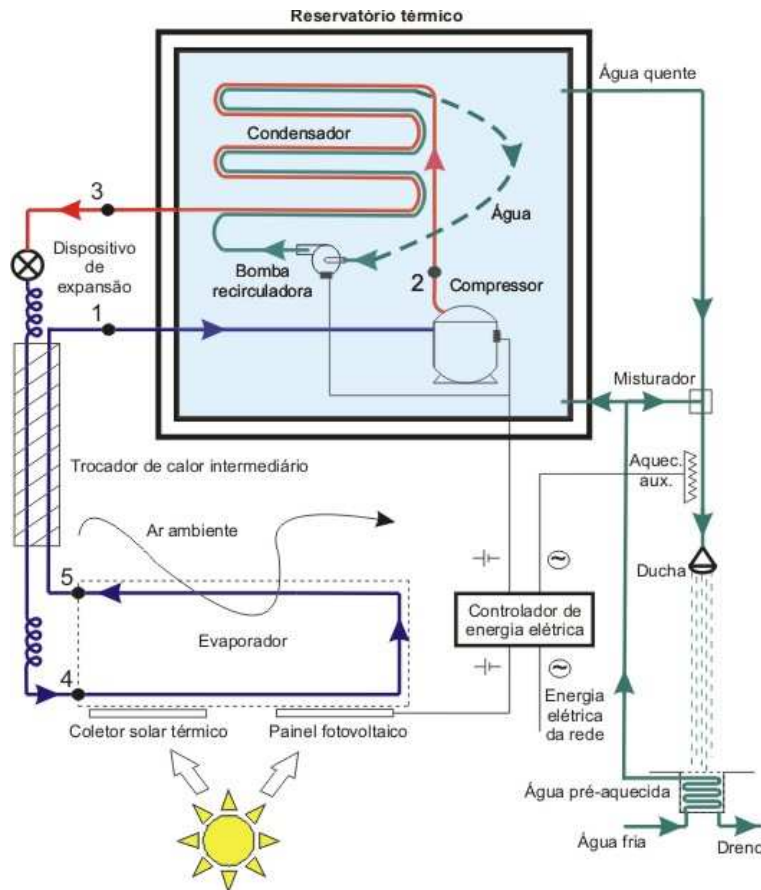


Figura 1: Acoplamento de bomba de calor ao coletor solar térmico e ao painel FV para aquecimento de água e geração de energia elétrica.

A parte do modelo relativa à bomba de calor baseia-se no trabalho de Gonçalves *et al.* (2009) os quais apresentaram um modelo semi-empírico para a simulação de refrigeradores residenciais do tipo frost-free em regime permanente. Inicialmente o atual modelo será dividido nos seguintes modelos: o compressor, o condensador acoplado ao reservatório térmico, o trocador de calor intermediário, o evaporador acoplado ao coletor solar térmico e ao painel fotovoltaico e a bomba de circulação de água.

³ No presente modelo o pré-aquecedor no dreno ainda não foi incluído.

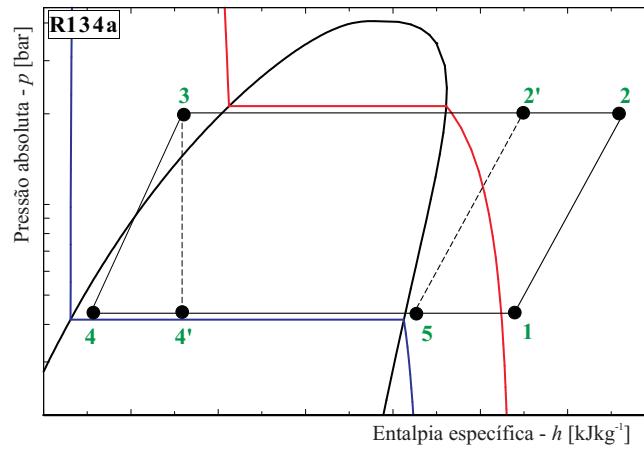


Figura 2: Diagrama $p \times h$ do refrigerante R134a e ciclo da bomba de calor.

3.1 Dados de entrada do modelo

Os dados de entrada do atual modelo estão apresentados na Tab. 1.


Tabela 1. Dados de entrada para o modelo.

Nome	Símbolo [Unidade]	Valor	Nome	Símbolo [Unidade]	Valor
Superaquecimento	ΔT_{sup} [°C]	1,0	Condutância térmica global do compressor	UA_{CP} [WK ⁻¹]	1,0
Subresfriamento	ΔT_{sub} [°C]	1,0	Condutância térmica global do condensador	UA_C [WK ⁻¹]	100,0
Calor específico da água	$c_{p,água}$ [J (kg K) ⁻¹]	4,186	Volume deslocado pelo compressor	V_{CP} [cm ³]	1,4
Queda de pressão da água	$\Delta p_{água}$ [kPa]	50	Rendimento fotovoltaico	η_{FV} [-]	0,1
Volume específico da água	$v_{água}$ [m ³ kg ⁻¹]	0,001	Rendimento da bomba d'água	η_{BOMBA} [-]	0,3
Vazão mássica de água	$\dot{m}_{água}$ [kg s ⁻¹]	0,02	Área do coletor solar térmico	A_{CT} [m ²]	0,2
Efetividade de trocador de calor intermediário	ϵ_{TCI} [-]	0,0	Área do painel fotovoltaico	A_{FV} [m ²]	1,0

3.2 Compressor

A análise do compressor tem por objetivo a determinação de parâmetros como vazão mássica de refrigerante deslocada pelo compressor, potência consumida no processo de compressão e entalpia do refrigerante na descarga do compressor. Os dados técnicos do compressor utilizado no presente trabalho são apresentados na Tab. 2 e foram obtidos do catálogo do fabricante. Ainda na Tab. 2 é apresentada uma fotografia do compressor. Como se nota na figura, o tamanho do compressor é comparado a uma moeda para se ter uma noção da pequena dimensão deste equipamento.

Tabela 2. Fotografia e faixa de operação do compressor⁴.

	Temperatura de condensação - T_C [°C]	26,7 a 71,1
	Temperatura de evaporação - T_E [°C]	-1,1 a 21,1
	Coefficiente de desempenho - COP [-]	0,4 a 9,6
	Capacidade de refrigeração - CR [W]	58 a 613
	Rotação - N [rpm]	3000 a 6000

⁴ Dados obtidos de catálogo do fabricante, ver Aspen (2009).

Conforme Gosney (1982), as eficiências volumétrica e global do compressor, η_v e η_g , podem ser determinadas em função dos parâmetros de funcionamento do compressor, tais como: temperaturas de condensação e de evaporação (T_C e T_E), rotação (N) e razão de compressão (RC) a qual é obtida pela relação entre as pressões de condensação e de evaporação, ou seja, $RC=p_C/p_E$. Diante disso, as Eqs. (2) e (3) representam estas eficiências cujos coeficientes são apresentados na Tab. 3. Estes coeficientes foram determinados através de um ajuste dos dados de funcionamento do compressor obtidos no catálogo do fabricante os quais estão resumidos na Tab. 2.

$$\eta_v = a_1 + a_2 T_C + a_3 T_E + a_4 N + a_5 RC + a_6 T_C T_E + a_7 T_C N + a_8 T_C RC + a_9 T_E N + a_{10} T_E RC + a_{11} N RC \quad (2)$$

$$\eta_g = b_1 + b_2 T_C + b_3 T_E + b_4 N + b_5 RC + b_6 T_C T_E + b_7 T_C N + b_8 T_C RC + b_9 T_E N + b_{10} T_E RC + b_{11} N RC \quad (3)$$

Tabela 3. Coeficientes das Equações 2 e 3 para o cálculo de η_v e η_g .

a ₁	$9,6375 \times 10^{-1}$	a ₇	$5,9617 \times 10^{-8}$	b ₁	$1,2534 \times 10^0$	b ₇	$2,3953 \times 10^{-6}$
a ₂	$7,5308 \times 10^{-3}$	a ₈	$1,7961 \times 10^{-4}$	b ₂	$7,5697 \times 10^{-2}$	b ₈	$8,2607 \times 10^{-3}$
a ₃	$5,1875 \times 10^{-3}$	a ₉	$-1,9711 \times 10^{-6}$	b ₃	$-2,5956 \times 10^{-2}$	b ₉	$-3,0970 \times 10^{-6}$
a ₄	$7,1382 \times 10^{-6}$	a ₁₀	$1,2424 \times 10^{-3}$	b ₄	$-5,1088 \times 10^{-6}$	b ₁₀	$-2,3759 \times 10^{-2}$
a ₅	$-1,6677 \times 10^{-1}$	a ₁₁	$3,5009 \times 10^{-6}$	b ₅	$-1,4662 \times 10^0$	b ₁₁	$-2,0941 \times 10^{-5}$
a ₆	$-2,2132 \times 10^{-4}$			b ₆	$-5,8892 \times 10^{-4}$		

A Eq. (4) é utilizada para o cálculo da vazão mássica, \dot{m}_{BC} , de refrigerante deslocada pela mini-bomba de calor [kg s⁻¹]. Como se observa, \dot{m}_{BC} é calculada em função de quatro parâmetros: da eficiência volumétrica do compressor [adimensional] (ver Eq. (2) e Tab. 3); da rotação do compressor [s⁻¹]; do volume específico do fluido refrigerante na entrada no compressor [m³ kg⁻¹]; e do volume deslocado pelo compressor [m³].

$$\dot{m}_{BC} = \frac{\eta_v V_{CP} N}{v_1} \quad (4)$$

O cálculo da potência de compressão, \dot{W}_{CP} , é efetuado pela Eq. (5). Nesta equação, h_{2s} é a entalpia isoentrópica na saída do compressor [J kg⁻¹], h_1 é a entalpia na entrada do compressor [J kg⁻¹] e η_g é a eficiência global do compressor [adimensional], calculada a partir da Eq. (3) e Tab. 3.

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}_{BC} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_g} \quad (5)$$

A taxa de calor rejeitado pelo compressor, \dot{Q}_{CP} , é calculada pela Eq. (6) onde se considera o processo 1 para 2 da Fig. 2 como adiabático. Nesta equação, T_C é a temperatura de condensação e $T_{2,A}$ é a temperatura adiabática do refrigerante na descarga do compressor, sendo calculada a partir da pressão de condensação e da entalpia adiabática do refrigerante na descarga do compressor dada pela Eq. (8); ϵ_{CP} é a efetividade térmica do compressor que é determinada pela Eq. (8) e $c_{p,2,A}$ é o calor específico do fluido refrigerante na descarga do compressor [kJ kg⁻¹].

$$\dot{Q}_{CP} = \dot{m}_{BC} c_{p,2,A} \epsilon_{CP} (T_{2,A} - T_C) \quad (6)$$

$$h_{2,A} = h_1 + \dot{W}_{CP} / \dot{m}_{BC} \quad (7)$$

$$\epsilon_{CP} = 1 - e^{(-UA_{CP} / \dot{m}_{BC} c_{p,2,A})} \quad (8)$$

onde UA_{CP} é a condutância térmica global do compressor, em WK⁻¹, cujo valor se encontra na Tab. 1.

A entalpia na descarga do compressor é obtida pelo balanço de energia no compressor apresentado na Eq. (9). Conhecida esta entalpia e com a pressão de condensação, determina-se a temperatura na descarga do compressor, T_2 .

$$h_2 = h_1 + (\dot{W}_{CP} - \dot{Q}_{CP}) / \dot{m}_{BC} \quad (9)$$

3.3 Condensador acoplado ao reservatório térmico

O balanço de energia no condensador possibilita o cálculo do calor rejeitado por ele, através da Eq. (10). Esta parcela de energia pode ser calculada também pela Eq. (11). No entanto, usa-se esta última equação para se determinar

a temperatura de condensação, T_C . Subtraindo desta temperatura o sub-resfriamento apresentado na Tab. 1, calcula-se T_3 , apresentada na Fig. 2. Além disso, sabendo-se T_C pode-se determinar a pressão de condensação, p_C , colocando-a igual à pressão de saturação na temperatura T_C . Com p_C determinado, pode-se calcular a entalpia no ponto 3, h_3 , colocando as condições de pressão igual a p_C e temperatura igual a T_3 .

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{BC}(h_2 - h_3) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{\text{água}} c_{p,\text{água}} \varepsilon_C (T_C - T_{\text{água}}) \quad (11)$$

onde ε_C é a efetividade térmica do condensador dada pela Eq. (12) [adimensional]; $c_{p,\text{água}}$ é o calor específico da água [$\text{J} (\text{kg K})^{-1}$] e $\dot{m}_{\text{água}}$ é a vazão mássica de água [kg s^{-1}].

$$\varepsilon_C = 1 - e^{(-U_{AC}/\dot{m}_{\text{água}} c_{p,\text{água}})} \quad (12)$$

3.4 Trocador de calor intermediário

Este trocador de calor é composto pela linha de sucção e pelo dispositivo de expansão. Como dito anteriormente, com ele consegue reduzir o título na entrada do evaporador e elevar o superaquecimento na entrada compressor, elevando o COP do sistema. A partir deste parâmetro é possível determinar a temperatura na entrada do compressor conforme a Eq. (13).

$$T_1 = T_5 + \varepsilon_{TCI} (T_3 - T_5) \quad (13)$$

onde ε_{TCI} é a efetividade do trocador de calor intermediário, [adimensional] que no presente trabalho considerou-se igual a zero conforme apresentado na Tab. 1 para indicar a sua inexistência. Neste caso, tem-se $T_1 = T_5$.

O balanço de energia no trocador de calor intermediário fornece a entalpia no ponto 4, h_4 , através da Eq. (14). Os cálculos das entalpias h'_4 e h_5 são apresentados nos modelos do condensador e evaporador a seguir. Da Fig. 2 observa-se que $h'_4 = h_3$, pois a linha tracejada que une estes dois pontos corresponde a uma linha isoentálpica.

$$h_4 = h'_4 - (h_1 - h_5) \quad (14)$$

3.5 Evaporador acoplado ao coletor solar térmico e ao painel FV

A Eq. (15) representa o balanço de energia no evaporador onde \dot{Q}_E é a taxa de calor que entra no evaporador e h_4 e h_1 correspondem às entalpias na entrada e na saída do evaporador, respectivamente.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{BC}(h_1 - h_4) \quad (15)$$

O calor que entra no evaporador é, também, calculado pela Eq. (16), integrando o coletor solar térmico ao evaporador. Inicialmente será utilizado um modelo para a determinação da eficiência térmica do coletor solar que considera uma eficiência ótica de absorção de energia e um parâmetro global de perdas do coletor. Esta equação determina a temperatura de evaporação, T_E , a qual possibilita o cálculo da pressão de evaporação, p_E , colocando esta última igual a pressão de saturação na temperatura T_E . Conhecida a p_E , determina-se a razão de compressão, RC , utilizada nas Eqs. (2) e (3). Além disso, a partir do conhecimento de T_E e do superaquecimento apresentado na Tab. 1, determina-se o valor de T_1 no ciclo da mini-bomba de calor apresentado na Fig. 2, através da equação $T_1 = T_E + \Delta T_{SUP}$. Por fim, conhecidas p_E e T_1 , determina-se: h_1 utilizada na Eq. (14), v_1 utilizado na Eq. (4) e s_1 (entropia no ponto 1). Esta entropia é útil para se determinar o ponto 2 da Fig. 2 uma vez que o processo de compressão na mini-bomba de calor é isoentrópico e p_E já é conhecida. Com este procedimento determina-se a entalpia no ponto 2 seguindo a linha isoentrópica, h_2 , a qual é utilizada na Eq. (5).

$$\dot{Q}_E = G_{TOT,T} A_{CT} \eta_T \quad (16)$$

onde η_T é a eficiência térmica do coletor solar [adimensional] e dada pela Eq. (17).

$$\eta_T = F_R(\tau\alpha)_E - F_R U_L \frac{T_E - T_{AMB}}{G_{TOT,T}} \quad (17)$$

onde $F_R(\tau\alpha)_E$ é o parâmetro de eficiência ótica para o coletor solar [adimensional]; $F_R U_L$ é o parâmetro global de perda de calor do coletor solar [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]; T_E é a temperatura do evaporador [$^{\circ}\text{C}$]; T_{AMB} é a temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]; A_{CT} é a área do coletor térmico [m^2]; e G_{TOT} é a irradiância solar total na superfície coletora [Wm^{-2}]. Na Tab. 4 são

apresentados os dados de $F_R(\tau\alpha)_E$ e de $F_R U_L$ para dois tipos de coletores que serão utilizados no modelo do presente trabalho como referência: (1) Isolado com cobertura e; (2) Não isolado sem cobertura.

Tabela 4. Parâmetros da curva característica de eficiência do coletor solar.

Tipo de Coletor Solar	$F_R(\tau\alpha)_E$, [-]	$F_R U_L$, [Wm ⁻² K ⁻¹]
Isolado com Cobertura	0,75	5
Não Isolado Sem Cobertura	0,95	25

O termo $G_{TOT,T}$ presente nas Eqs. (16) e (17) corresponde à parcela de irradiância solar total que é destinada à geração de energia térmica e é dado por $G_{TOT,T} = (1 - \eta_{FV})G_{TOT}$.

A potência elétrica produzida pelo painel FV é determinada em função de seu rendimento, de sua área de troca de calor e da irradiância solar total incidente do painel FV, conforme a Eq. (18).

$$\dot{W}_{ELE} = \eta_{FV} A_{FV} G_{TOT} \quad (18)$$

O desacoplamento entre o coletor solar térmico e o painel fotovoltaico pode ser feito igualando $G_{TOT,T}$ a G_{TOT} . Dessa forma consideraremos que o coletor térmico é um componente independente, não transformando nenhuma parte da energia absorvida em energia elétrica.

Efeitos sobre o rendimento do painel fotovoltaico devido à diminuição da sua temperatura de trabalho, devido ao acoplamento do coletor solar térmico, ainda não foram analisados.

3.6 Bomba de circulação de água

A bomba de circulação da água tem a função de manter a temperatura da água distribuída uniformemente dentro do reservatório de água e sua potência é determinada pela Eq. (19). Nesta equação, $\dot{W}_{B,água}$ é a potência da bomba de água [W]; $\Delta p_{água}$ é a queda de pressão na bomba [Pa]; $v_{água}$ é o volume específico da água [m³kg⁻¹] e; $\eta_{B,água}$ é o rendimento da bomba [adimensional]. Os valores destas variáveis independentes da Eq. (19) são apresentados na Tab. 1.

$$\dot{W}_{B,água} = \frac{\dot{m}_{água} \Delta p_{água} v_{água}}{\eta_{B,água}} \quad (19)$$

É possível eliminar a bomba de circulação de água, porém isso implicará em uma análise mais detalhada da condutância térmica global do condensador (UA_C).

3.7 COP do sistema

A taxa de energia utilizada para o aquecimento da água do reservatório, \dot{Q}_{AQUEC} , inclui os calores rejeitados pelo condensador, pela bomba de circulação de água e pelo compressor, uma vez que estas duas últimas parcelas de energia são fornecidas à água do reservatório sob a forma de calor, ver Fig. 1. A energia total que irá ser gasta para que o sistema funcione, \dot{W}_{TOT} , resume-se às energias de acionamento do compressor e da bomba de circulação da água. Partindo do conceito de *COP* como sendo a relação entre a energia útil e a energia gasta em um sistema, o *COP* da bomba de calor pode ser calculado pela Eq. (20).

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{AQUEC}}{\dot{W}_{TOT}} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_{CP} + \dot{W}_{B,água}}{\dot{W}_{CP} + \dot{W}_{B,água}} \quad (20)$$

4. RESULTADOS

Nas análises aqui apresentadas consideram-se três grandezas independentes (de entrada), quais sejam: (1) a irradiância solar total (de 100 a 1000 Wm⁻²); (2) a temperatura da água quente no reservatório (de 25 a 55°C); e (3) a temperatura do ar ambiente, considerada igual a 20°C para quase a totalidade das análises apresentadas. Na Fig. 6.b são apresentadas curvas para temperaturas do ambiente iguais a 10, 20 e 30°C. Nos demais gráficos de resultados são apresentadas curvas comparativas para os dois tipos de coletores solar caracterizados pelos dados fornecidos anteriormente na Tab. 4.

A irradiância solar e a temperatura da água foram escolhidas como eixos cartesianos dos gráficos de resultados a seguir apresentados por serem as variáveis que mais influenciam no comportamento e no desempenho da bomba de calor.

Nas análises apresentadas tem-se sempre a bomba de calor completamente acoplada à energia solar, ou seja, o evaporador está termicamente acoplado ao coletor solar assim como, principalmente, a alimentação elétrica do compressor. Esta energia elétrica é proveniente do painel fotovoltaico e está ressaltado em todos os gráficos de resultados no eixo horizontal secundário localizado logo abaixo do eixo horizontal correspondente a irradiância solar total.

Para manter a bomba de calor em condições adequadas de operação e desempenho é necessário garantir pequenos valores de subresfriamento (uns 5°C) na saída do condensador e de superaquecimento na saída do evaporador. Isso se consegue controlando a rotação do compressor e a abertura do dispositivo de expansão, pois a dinâmica da bomba de calor está diretamente influenciada pela variação da irradiância solar e da temperatura da água.

Os gráficos a seguir apresentam as variações da rotação do compressor, da potência de aquecimento da água, das temperaturas de condensação e evaporação e do COP , em função das variações da temperatura da água do reservatório, da irradiância solar total e da temperatura ambiente (apenas na Fig. 6.b). Para a confecção destes gráficos, os dados de $F_R(\tau\alpha)_E$ e de $F_R U_L$ do coletor solar estão apresentados na Tab. 4.

4.1 Rotação do compressor

Na Fig. 3 é apresentado o mapa de controle para a rotação do compressor caracterizado na Tab. 2 em função da temperatura da água e da irradiância solar total para o sistema de referência, na temperatura ambiente de 20°C. O comportamento observado, tanto qualitativamente quanto quantitativamente, para os dois tipos de coletores solar considerados é bastante semelhante. Tal comportamento ocorre em virtude da energia elétrica disponível para o compressor ser limitada, neste caso, pela produção do painel fotovoltaico instalado (1 m² com 10% de eficiência elétrica) fazendo, conseqüentemente, a rotação aumentar com o aumento da irradiância solar total e reduzir com o aumento da temperatura da água.

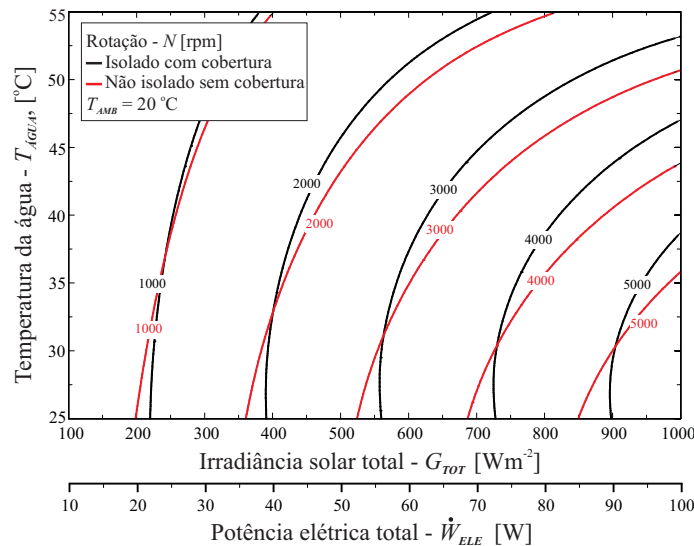


Figura 3. Mapa de controle da rotação do compressor em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar.

4.2 Temperaturas de evaporação e condensação

Nas Figs. 4.a e 4.b são apresentados os comportamentos das temperaturas de condensação e de evaporação do fluido refrigerante em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar total, para a temperatura ambiente de 20°C. Ambas as temperaturas sobem acompanhando a temperatura da água do reservatório térmico. No entanto, à medida que aumenta a irradiância solar total a temperatura de condensação aumenta e a temperatura de evaporação diminui. O aumento da temperatura de condensação com o aumento da irradiância solar se deve a uma maior potência de aquecimento que só será transferida para o reservatório térmico caso a diferença de temperatura entre ele e o fluido refrigerante também aumente. Quanto à temperatura de evaporação, em níveis de irradiância solar baixos (<120 Wm⁻²), praticamente nenhuma quantidade de calor é transferido para o reservatório térmico e a temperatura do evaporador mantém-se próxima à temperatura ambiente.

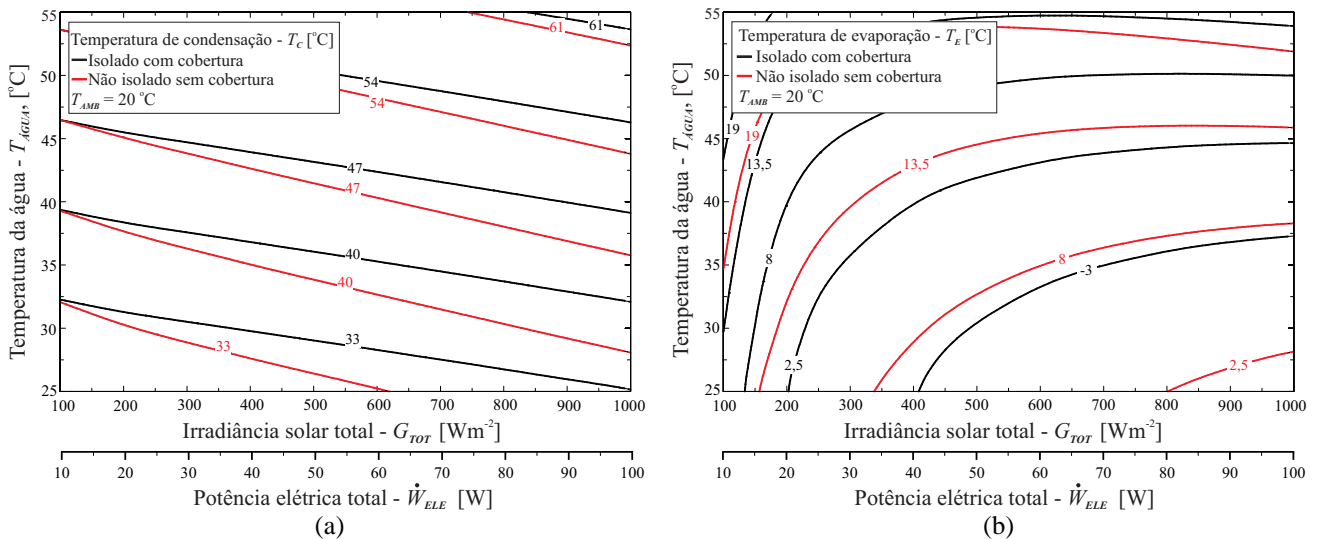


Figura 4. Temperaturas de evaporação e de condensação em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar.

Observa-se, também, que a diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, em ambos coletores, aumenta com o aumento da temperatura da água do reservatório. Este aumento entre as temperaturas faz com que a diferença de pressão também aumente, fazendo com que o compressor seja mais exigido à medida que o reservatório térmico aquece. A Fig. 5 mostra justamente esta situação. Como se observa nesta figura, a diferença entre as pressões de condensação e de evaporação, $\Delta p = p_C - p_E$, aumenta com o aumento da temperatura da água do reservatório térmico.

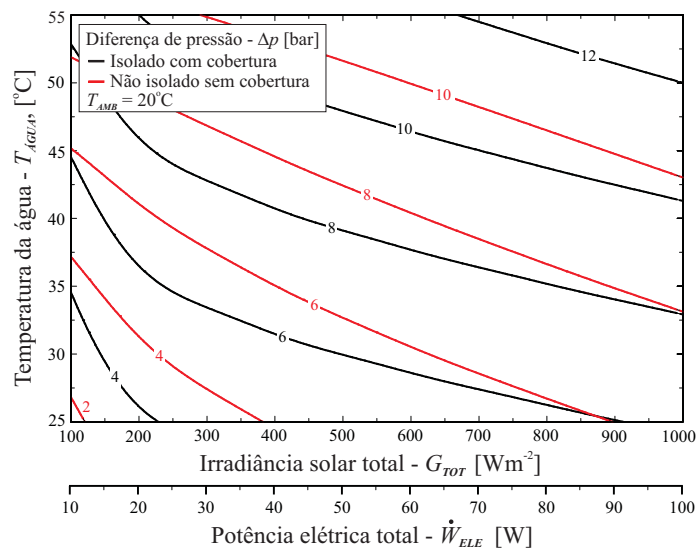


Figura 5. Diferença de pressão no circuito da bomba de calor em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar.

4.3 Potência de aquecimento

Nas Figs. 6.a e 6.b são apresentados gráficos da potência de aquecimento da água em função da irradiância solar e da temperatura da água do reservatório. Na Fig. 6.a são apresentados resultados na temperatura ambiente de $20^{\circ}C$ e para os dois coletores. Já na Fig. 6.b os resultados obtidos são para o coletor solar não isolado e sem cobertura com temperaturas ambiente de $10^{\circ}C$, $20^{\circ}C$ e $30^{\circ}C$. Como se observa em ambas as figuras, a potência de aquecimento aumenta com o aumento da irradiância solar e diminui com o aumento da temperatura da água do reservatório.

Na Fig. 6.a se observa que o coletor solar não isolado e sem cobertura produz mais potência de aquecimento que o coletor solar isolado com cobertura. Essa constatação é muito importante visto que o custo do primeiro é bem menor que o do segundo, propiciando um grande potencial de redução de custo neste tipo de sistema. Já na Fig. 6.b observa-se que para uma dada temperatura da água do reservatório é necessária uma menor irradiância solar para que se obtenha uma mesma potência de aquecimento à medida que se aumenta a temperatura ambiente. Tal comportamento já era esperado visto que quanto maior for a disponibilidade de calor no ambiente do evaporador, maior será a capacidade de transferi-lo para o reservatório térmico.

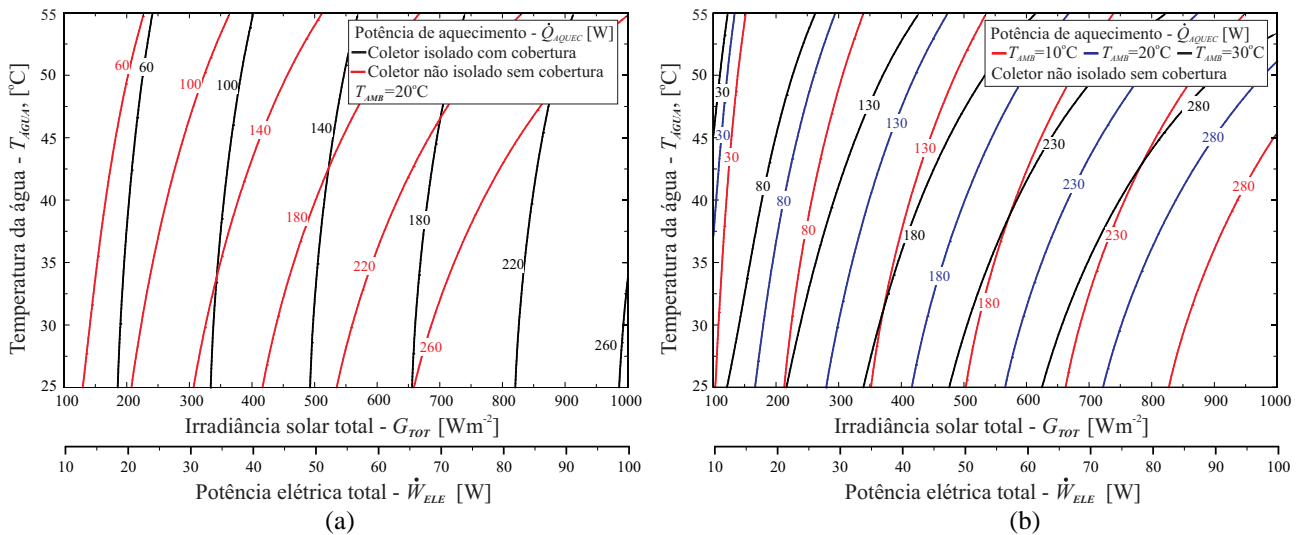


Figura 6. Potência de aquecimento da água em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar.

4.4 Coeficiente de desempenho - COP

Na Fig. 7 é apresentado um gráfico do coeficiente de desempenho, COP , em função da irradiância solar e da temperatura da água do reservatório, para uma temperatura ambiente de $20^{\circ}C$ e para os dois coletores. Como se pode observar, o COP apresenta o mesmo comportamento para os dois tipos de coletores e as curvas de mesmo COP apresentam um formato parabólico voltado para baixo. Portanto, para cada combinação de irradiância solar e temperatura da água existe um ponto de máximo COP . Em uma configuração otimizada da mini-bomba de calor analisada deve-se buscar componentes que visem um comportamento melhor do COP em condições reais de operação. Outra observação é que novamente fica claro o desempenho superior da bomba de calor com coletor não isolado e sem cobertura. Por outro lado, o COP por si só não define a opção por esse tipo de sistema visto que a energia elétrica utilizada é proveniente dos painéis fotovoltaicos.

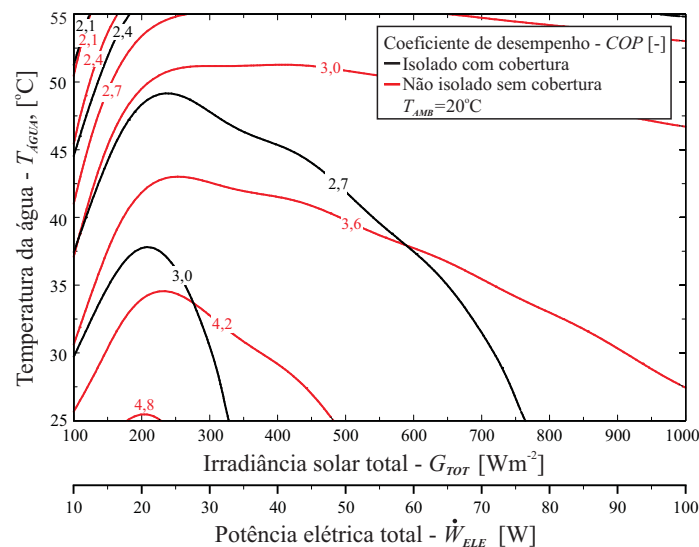


Figura 7. COP do compressor em função da temperatura da água do reservatório e da irradiância solar.

5. CONCLUSÕES

Pode-se observar claramente neste trabalho que o modelo desenvolvido apresenta uma forte integração entre a bomba de calor e os coletores solar, uma vez que as variações de irradiância solar, temperatura da água do reservatório térmico e temperatura ambiente são percebidas pela bomba de calor.

Os resultados apresentados nos gráficos das Figs. 6 e 7 mostram que a bomba de calor apresenta um melhor desempenho quando os coletores solar utilizados são os não isolados e sem cobertura. Além disso, na Fig. 6.b observa-se que a temperatura ambiente influencia claramente na transferência de calor para o reservatório térmico, pois para uma mesma temperatura da água de reservatório térmico houve um decréscimo na irradiância solar necessária para se obter uma mesma potência de aquecimento da água à medida que a temperatura ambiente aumentou.

Diante do exposto, o principal objetivo deste trabalho foi atingido, já que se conseguiu mostrar que o modelo do sistema mini-bomba de calor/coletor solar/painel FV integra todos os equipamentos. Com isso, um dos próximos

trabalhos corresponde à construção deste sistema para a aquisição de dados experimentais a fim de permitir uma melhor compreensão do sistema, podendo, em um futuro próximo, confeccionar este sistema em escala nacional.

Agradecimentos

Os autores agradecem a Carlos Eduardo Gonçalves pela sua contribuição neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Aspen, 2009. Dados Técnicos do Compressor Aspen, modelo 14-24-000X. Disponível em: <http://www.aspencompressor.com/products.htm>. Sítio acessado em 18/04/2010.
- PBE, 2008. Sistemas e Equipamentos para Aquecimento Solar de Água, Programa Brasileiro de Etiquetagem, Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO). Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/PBE12.pdf>. Sítio acessado em 10/04/2010.
- EPE, 2009. Nota Técnica DEA 15/09. Projeção de Demanda de Energia Elétrica para os Próximos 10 Anos. Disponível em: http://www.epe.gov.br/mercado/Paginas/Estudos_27.aspx. Sítio acessado em 22/04/2010.
- Fraisse, G., Ménéz, C. e Johannes, K., 2007. Energy Performance of Water Hybrid PV/T Collectors Applied to Combisystems of Direct Solar Floor Type, *Solar Energy*, vol. 81, pp. 1426-1438.
- Gonçalves, J. M., Melo, C. e Hermes, C. J. L., 2009. A Semi-Empirical Model for Steady-State Simulation of Household Refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1622-1630.
- Gosney, W. C., 1982. Principles of Refrigeration. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Ji J., He H., Chow, T., Pei G., He W. e Liu K., 2009. Distributed Dynamic Modeling and Experimental Study of PV Evaporator in a PV/T Solar-Assisted Heat Pump, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1365-1373.
- Ji J., Pei G., Chow, T. T., Liu K. L., He H., Lu J. e Han C., 2008. Experimental Study of Photovoltaic Solar Assisted Heat Pump System, *Solar Energy*, vol. 82, pp. 43-52.
- Kalogirou, S. A., 2001. Use of TRNSYS for Modelling and Simulation of a Hybrid PV-Thermal Solar System for Cyprus, *Renewable Energy*, vol. 23, pp. 247-260.
- Pei G., Ji J., Han C. e Fan W., 2007. Performance of Solar Assisted Heat Pump Using PV Evaporator Under Different Compressor Frequency, *Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement*, pp. 935-939.
- Vokas, G., Christandonis, N. e Skittides, F., 2005. Hybrid Photovoltaic-Thermal Systems for Domestic Heating and Cooling – A Theoretical Approach, *Solar Energy*, vol. 80, pp. 607-615.

Abstract. *This paper refers to the theoretical study of a system for heating water for bathing small residential. This is a hybrid system composed of a mini heat pump backed by solar collectors (one thermal and one photovoltaic) coupled and a thermal reservoir of small volume which is capable of supplying the demand for heated water for a small family. The results show that, in fact, the mini heat pump operates coupled to other equipment which enables to implement this system as a replacement electric shower over a wide range of housing in Brazil, providing a considerable reduction in energy consumption and, mainly, from demand point (18 to 20 hours).*

Key words: *Mini heat pump, photovoltaic panel, solar irradiance, COP.*