

# ANALISE DO COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA EM UMA BOMBA DE CALOR A CO<sub>2</sub>

**Carlos Eduardo Castilla Alvarez** – ing.carlos.ufps@gmail.com

Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica

**Victor de Carvalho Brito Sousa** – victor-sousa@hotmail.com

Universidade Federal de Minas Gerais, Curso de Graduação de Engenharia Mecânica

**Ralney Nogueira de Faria** – ralneyfaria@gmail.com

Universidade de Itaúna, Departamento de Engenharia Mecânica

**Antônio Augusto Torres Maia** – aamaia@demec.ufmg.br

Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica

**Ricardo Nicolau Nassar Koury** – koury@demec.ufmg.br

Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica

**Resumo.** Neste artigo é apresentada uma análise do comportamento térmico da saída da água de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> com evaporador solar submetido a diferentes aportes de calor devido à variabilidade da insolação ao longo do dia. A bomba de calor está projetada para produzir água quente em temperaturas confortáveis para banhos. A utilização de um evaporador solar aumenta significativamente o coeficiente de performance da bomba de calor, mas também induz uma maior variabilidade na temperatura de saída da água quente devido às mudanças da insolação. Essas variações levam a necessidade da implantação de um sistema de controle para manter a temperatura da água quente em níveis adequados para o banho. O primeiro passo para desenvolver este algoritmo de controle é o estudo do comportamento da temperatura da água quente. Este estudo foi realizado por meio de variações do tipo degrau na vazão mássica da água no resfriador de gás da bomba de calor. Como resultados dessa pesquisa são apresentadas as funções de transferência geradas com os dados experimentais e o comportamento dinâmico do sistema. O resultados obtidos são essenciais para a futura implementação do sistema de controle da temperatura da água quente na bomba de calor.

**Palavras-chave:** Bomba de calor, Controle, Energia Solar

## 1. INTRODUÇÃO

A crescente preocupação mundial com o impacto ambiental causado pela sociedade contemporânea leva ao aumento do interesse na utilização de fontes de energia renováveis e de maior eficiência. Nesse contexto, há um grande interesse na utilização de bombas de calor para aquecimento de água residencial devido à economia de energia. Isso ocorre porque os coeficientes de performance (COP) desses sistemas são maiores em relação à aquecedores elétricos e a gás, comumente utilizados nas residências brasileiras na atualidade.

Sporn e Ambrose (1955) foram pioneiros a apresentar o conceito e os benefícios da união de um evaporador solar a uma bomba de calor. A partir deste trabalho, várias pesquisas contribuíram para a evolução e viabilização do sistema. Chaturvedi et al (1982) mostraram estratégias para a diminuição do custo de implantação desse sistema. Eles demonstraram que a expansão direta do fluido de trabalho minimiza os custos com materiais e aumenta a performance do equipamento. Além disso, os autores relatam que, para localidades de baixa latitude, a utilização de coletores solares sem cobertura de vidro não implica grandes perdas de calor. Esse tipo de coletor, porém, eleva a variabilidade da carga térmica e, em conjunto com um compressor de rotação constante, leva a uma degradação na performance do equipamento. Este comportamento foi demonstrado por Chaturvedi e Shen (1984). O problema foi resolvido por Chaturvedi et al (1998), que estudou as respostas da bomba de calor para variações na frequência compressor e, por meio de um algoritmo de controle, otimizou a relação compressor-coletor para cada aporte de calor. Kuang et al (2003), realizou uma simulação da operação de uma bomba de calor assistida por evaporador solar e de expansão direta ao longo de um ano para prever a performance do equipamento a longo prazo e observar quais parâmetros influenciam mais no funcionamento do sistema.

Uma estratégia para aumentar o COP de bombas de calor é elevar temperatura de evaporação (TE), pode ser obtido com um evaporador solar. Esse equipamento utiliza-se da convecção forçada ou natural em conjunto com a radiação solar para aumentar a TE e, em consequência, o COP nestes sistemas. Kong et al (2011) desenvolveram um modelo matemático para uma bomba de calor com evaporador solar, que foi validado experimentalmente, e demonstraram as variações da performance do equipamento causadas pela variação na radiação, na temperatura ambiente e na velocidade do vento.

Embora um evaporador solar aumente significativamente a performance de bombas de calor, esse tipo de trocador de calor está sujeito às variações no tempo que ocorrem ao longo do dia. Mudanças nas posições das nuvens geram

variações radicais na radiação solar que incide no evaporador e, portanto, geram diferentes aportes de calor e variações na temperatura de saída da água (TSA). É importante que essa temperatura mantenha-se em níveis confortáveis para o banho (aproximadamente 45 °C). Por isso, é necessário que a bomba de calor seja dotada de um dispositivo capaz de controlar o valor de TSA. Choi (2012) demonstrou que TSA pode ser eficientemente e facilmente controlada por meio da variação da vazão de água no resfriador de gás.

Os trabalhos citados anteriormente foram realizados com fluidos refrigerantes convencionais (R22, por exemplo), mas as conclusões obtidas são todas aplicáveis ao CO<sub>2</sub>, que nos últimos anos está sendo amplamente explorado como fluido de trabalho em bombas de calor e sistemas de refrigeração. O presente artigo tem por objetivo obter as funções de transferência e conhecer o comportamento dinâmico da temperatura da água na saída do resfriador de gás de uma bomba de calor para aquecimento de água residencial. Em futuros trabalhos, este estudo será usado na implantação do sistema de controle no equipamento. Para o levantamento dos dados necessários no desenvolvimento do algoritmo de controle do referido sistema, foram realizadas medições das temperaturas de entrada e saída da água no resfriador de gás, bem como medições da temperatura ambiente e das temperaturas do CO<sub>2</sub> na entrada e na saída do evaporador e no resfriador de gás da bomba de calor. Além disso, foram realizadas medições da radiação solar incidente no evaporador e da vazão de água no resfriador de gás.

## 2. DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO

A bomba de calor objeto deste estudo foi projetada para aquecer água até níveis confortáveis para uso em banhos e para trabalhar em um ciclo transcrito com o fluido CO<sub>2</sub> e é apresentada na Fig. 1. Esta bomba de calor é constituída pelos seguintes elementos, especificados em Faria (2013) e Oliveira (2013):



Figura 1- Bomba de calor objeto deste estudo

- ✓ Um evaporador solar que realiza a troca de calor entre o meio ambiente e o fluido de trabalho (CO<sub>2</sub>), levando-o do estado de mistura líquido/vapor saturados para o estado de vapor superaquecido. O evaporador é constituído por um tubo de cobre com diâmetro de 6 mm e 16,3 m de comprimento, disposto na forma de serpentina sobre uma placa de alumínio com uma área de coleta de 1,57 m<sup>2</sup>.
- ✓ Um condensador/ resfriador de gás constituído por um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente enrolado na parte externa do reservatório da água com capacidade de 270 L. O tubo onde circula o CO<sub>2</sub> é um tubo de cobre de 6 mm de diâmetro interno e 7,58 mm de diâmetro externo, a água circula em contracorrente pela seção anular conformada pelo tubo onde circula o CO<sub>2</sub> e um tubo exterior de 12 mm de diâmetro interno e 12,70 mm de diâmetro externo, o comprimento total da tubulação é de 24,3 m.
- ✓ Um compressor hermético de baixa potência e alto torque de partida, que fornece o trabalho requerido pela bomba de calor, aumentando a pressão e a temperatura do fluido de trabalho. O compressor é o modelo EK6210CD do fabricante Embraco, que foi projetado para trabalhar exclusivamente com o fluido CO<sub>2</sub>.
- ✓ Uma válvula de expansão de agulha de 1,6 mm<sup>2</sup> de diâmetro, que fornece uma vazão de fluido suficiente para controlar o grau de superaquecimento em um valor adequado na saída do evaporador. Atualmente, esse controle é realizado manualmente. Futuramente, um dispositivo automático será incorporado ao sistema para controlar o referido grau de superaquecimento. A válvula agulha é o modelo SS-31RS4 do fabricante SWAGELOK.

A vazão mássica de água é medida através de um medidor de vazão eletromagnético da marca Incontrol, modelo VMS PRO. A sua faixa de medição é de 0,08 a 4,0 m<sup>3</sup>/h e incerteza de 2% da leitura para velocidades médias compreendidas entre 0,1 a 0,3 m/s e 0,5% para velocidades compreendidas entre 0,3 a 10 m/s ou 0,25% do fundo de escala quando não são conhecidas as velocidades.

A bomba de calor possui 7 termopares do tipo T (cobre-constantan), com 1,5 mm de diâmetro e bainha de comprimento 10 cm, do fabricante ECIL. Os termopares foram obtidos com certificado de calibração e instalados na entrada e saída de cada um dos componentes da bomba de calor conforme mostrados na Fig. 2.

No protótipo existem também dois sensores de radiação solar, um mede a radiação incidente no evaporador que está inclinado de 30° com relação à horizontal, e o outro que mede a radiação incidente no plano horizontal. Os sensores instalados são do fabricante BLACK & WHITE PYRANOMETER, MODEL 8-48

Todos os sinais gerados pelos diferentes sensores citados anteriormente são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Esse sistema é composto basicamente de um módulo para acondicionamento de sinais gerados pelos termopares, o medidor de vazão e medidor de radiação. Para os termopares utilizam-se uma placa de aquisição modelo USB-9162 de 24 bits; para as medidas de vazão da água e radiação solar, utilizam-se uma placa modelo USB-6211, ambas fabricadas pela National Instruments e instaladas em um computador tipo PC. O software LabVIEW foi usado para tratar os dados coletados.

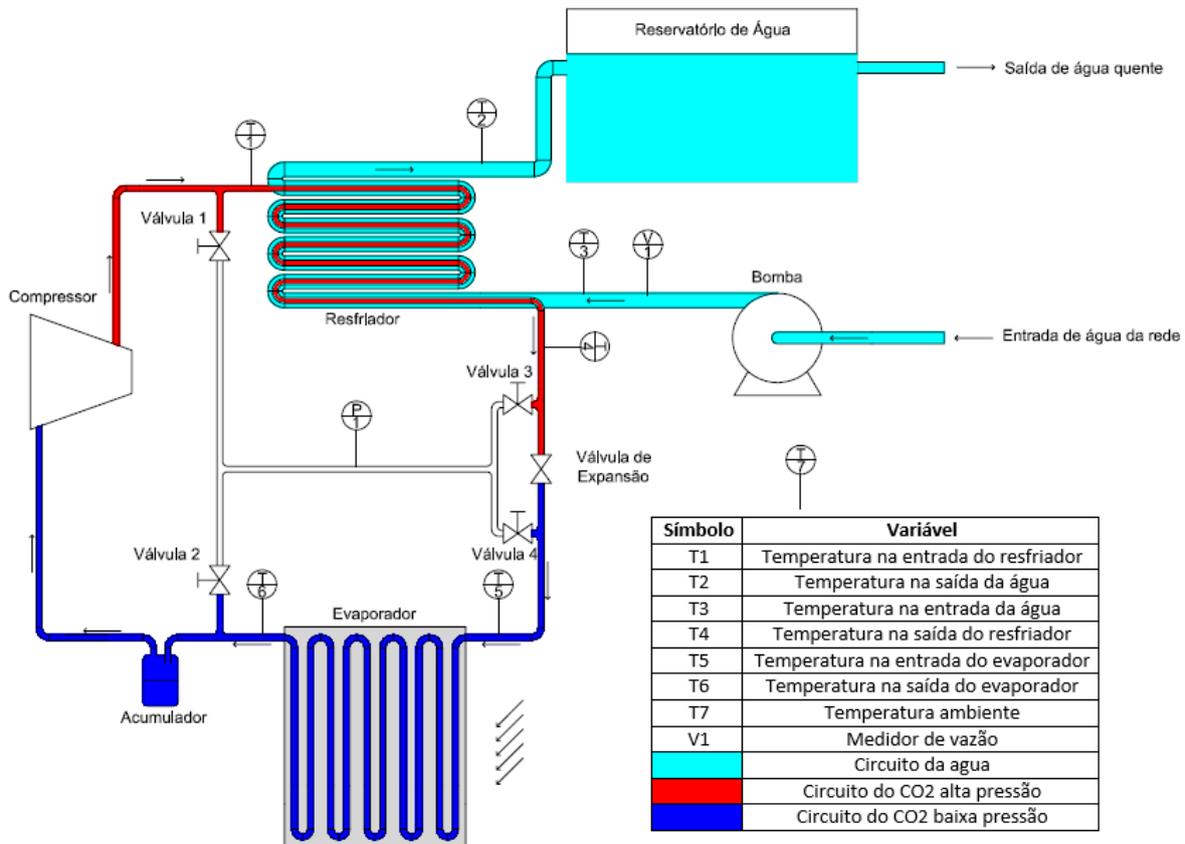


Figura 2 - Desenho esquemático da bomba de calor.

### 3. MATERIAL E PROCEDIMENTOS

Para obtenção das curvas de resposta da temperatura da água na saída do resfriador à variações do tipo degrau na vazão de água, foram feitos dois testes com diferente temperatura de evaporação. Para cada uma, os degraus na vazão da água foram obtidos por meio de uma válvula de tipo agulha alocada na entrada do resfriador. Os testes foram realizados sem acumulação de água no reservatório.

O primeiro teste realizado com a bomba de calor, foi com o evaporador na sombra (radiação solar zero), com três voltas na válvula de expansão e para uma vazão da água de 1,05 L/min. Nestas condições, aguardou-se um tempo de aproximadamente 20 minutos, suficiente para que a temperatura da água na saída do resfriador de gás se estabilizasse. Neste ponto de operação da bomba de calor, a temperatura de vaporização se manteve em 3,3 °C. Depois de atingida tal condição, foi feito um aumento súbito na vazão volumétrica da água de 1,05 para 1,48 L/min (um aumento de aproximadamente 40% na vazão). Novamente, esperou-se que a temperatura da água na saída do resfriador de gás atingisse um valor estável. Após sua estabilização, foi feita uma nova variação na vazão volumétrica da água, que foi reduzida de 1,4 para 0,95 L/min, aguardando-se até que o sistema entrasse novamente em regime permanente. Por fim,

a bomba de calor foi desligada. Durante todo o teste, o sistema de aquisição coletou as informações das variáveis indicadas na Fig. 1 e depois de concluído os testes tais variáveis foram salvas em um arquivo de EXCEL.

O segundo teste foi realizado com a bomba de calor exposta ao sol com céu nublado, com uma radiação incidente média de  $103,4 \text{ W/m}^2$ , com cinco voltas na válvula de expansão e para uma vazão da água de  $0,99 \text{ L/min}$ . Como no 1º teste, esperou-se que a bomba de calor atingisse o regime permanente, com a temperatura de evaporação mantida em  $13,12 \text{ }^\circ\text{C}$ . Em seguida, a vazão da água foi aumentada subitamente de  $0,99$  para  $1,42 \text{ L/min}$  e, depois de o sistema atingir a estabilidade, a vazão foi reduzida subitamente para  $0,99 \text{ L/min}$ . Os resultados das variações na vazão de água e na temperatura da água na saída do resfriador de gás para o 1º teste estão mostrados na forma de gráficos nas Figs. 3 e 4, enquanto as Figs. 5 e 6 mostram esses resultados para o 2º teste.

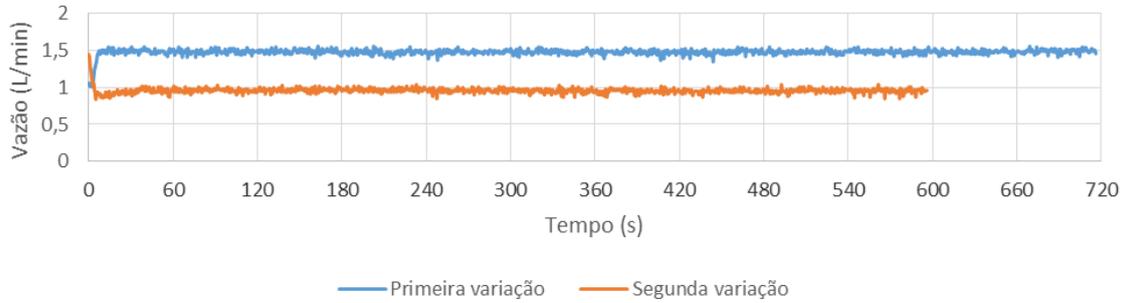


Figura 3 - Variações das vazões de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de  $3,3 \text{ }^\circ\text{C}$  (1º teste).

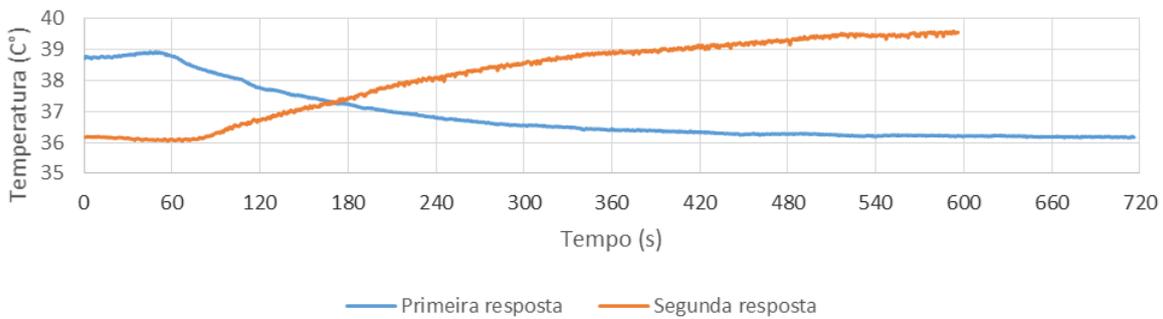


Figura 4 - Respostas das temperaturas da água na saída do resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de  $3,3 \text{ }^\circ\text{C}$  (1º teste).

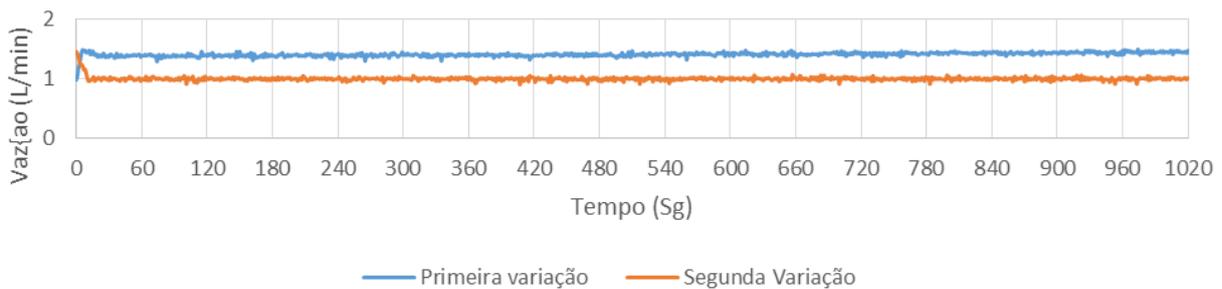


Figura 5 - Variações das vazões de água no resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de  $13,12 \text{ }^\circ\text{C}$  (2º teste).

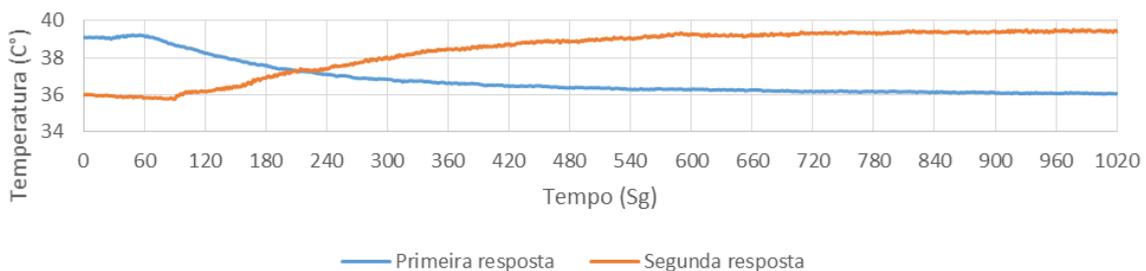


Figura 6 - Respostas das temperaturas da água na saída do resfriador de gás para uma temperatura de evaporação de  $13,12 \text{ }^\circ\text{C}$  (2º teste).

#### 4. CONFORMAÇÃO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA

##### 4.1 Função de transferência de 1ª ordem sem atraso

Como é observado nas Fig. 4 e 6, a resposta da temperatura da água na saída do resfriador de gás são funções de transferências de primeira ordem. Segundo Arántegui (2010), essa função pode ser definida por um sistema para o qual sua saída é a função  $y(t)$ , que pode ser modelada pela seguinte equação diferencial de primeira ordem:

$$a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = b f(t) \quad (1)$$

Onde  $f(t)$  é a entrada á sistema; para  $a_0 \neq 0$ :

$$\frac{a_1}{a_0} \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = \frac{b}{a_0} f(t) \quad (2)$$

Definindo a constante de tempo  $\tau_p$  e o ganho do processo  $K_p$  como  $\tau_p = a_1 / a_0$  e  $K_p = b / a_0$ , e substituindo esses parâmetros na Eq. (2), obtém-se:

$$\tau_p \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K_p f(t) \quad (3)$$

Se  $y(t)$  e  $f(t)$  forem definidas mediante a utilização de variáveis de desvio em torno do estado estacionário, as condições iniciais serão  $y(t) = 0$  e  $f(t) = 0$ . Aplicando a transformada da Laplace, é possível encontrar a função de transferência do processo de primeira ordem sem atraso:

$$G(s) = \frac{K_p}{\tau_p s + 1} \quad (4)$$

##### 4.2 Função de transferência de 1ª ordem com atraso

Devido à inércia térmica do sistema e à massa de água presente no reservatório da bomba de calor quando o degrau na vazão de água é realizado, a resposta da temperatura da água na saída do resfriador apresenta um tempo de atraso  $t_d$  (ou tempo morto), parâmetro importante e que deve ser levado em consideração na função de transferência. A Fig. 7 representa o diagrama de blocos para um sistema de primeira ordem com atraso em função do tempo.

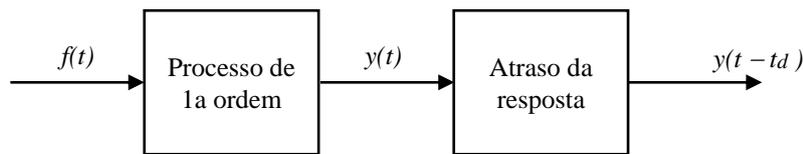


Figura 7 - Diagrama de blocos de um processo de primeira ordem com um atraso  $t_d$ .

A função de transferência de um sistema de primeira ordem já foi definida pela Eq. (4) e a função de transferência do atraso é definida da seguinte forma por meio de propriedade da transformada da Laplace:

$$\frac{L[y(t - t_d)]}{L[y(t)]} = e^{-t_d s} \quad (5)$$

O processo agora pode ser representado como mostrado na Fig. 8, cuja função de transferência global no espaço  $s$  é dada pela seguinte equação:

$$\frac{L[y(t - t_d)]}{L[y(t)]} = \frac{K_p}{\tau_p s + 1} e^{-t_d s} \quad (6)$$

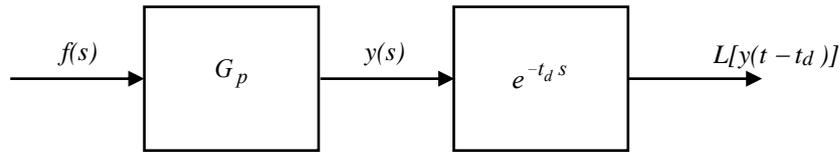


Figura 8 - Diagrama de blocos de um sistema de primeiro ordem com atraso no espaço de Laplace.

#### 4.3 Determinação dos parâmetros da função de transferência

No presente trabalho, o ganho é o quociente entre as variações da temperatura de saída da água e a variação da vazão volumétrica da água. Como o sistema tem um elevado tempo de atraso, é indicado o método de Smith (1957) para a estimação da constante de tempo e do tempo de atraso. Esse método consiste em obter dois instantes de tempo: um correspondente ao 28,3 % da variação total da resposta do sistema e o outro a 63,2% do referido valor. Em seguida, a constante de tempo e o tempo de atraso são estimados conforme as Eq. (7) e (8), respectivamente:

$$\tau_p = 1,5 (t_{62,3\%} - t_{28,3\%}) \quad (7)$$

$$t_d = t_{62,3\%} - t_{28,3\%} \quad (8)$$

A Tab.1 apresenta os valores dos três parâmetros da função de transferência da temperatura da água na saída do resfriador de gás obtidos a partir das curvas obtidas nos testes.

Tabela 1- Parâmetros da função de transferência da temperatura da água na saída do resfriador.

Primeiro teste (Figs. 2 e 3)					
Ponto	$\Delta$ vazão [L/min]	$\Delta$ temperatura [°C]	$K_p$ [°C/(L/min)]	$\tau_p$ [min]	$t_d$ [min]
1	0,43	2,56	5,95	2,25	1,5
2	0,53	3,37	6,36	2,8	1,8
Segundo teste (Figs. 4 e 5)					
Ponto	$\Delta$ vazão [L/min]	$\Delta$ temperatura [°C]	$K_p$ [°C/(L/min)]	$\tau_p$ [min]	$t_d$ [min]
1	0,43	3,71	8,62	3,8	2,5
2	0,43	3,43	7,97	3,32	2,21

## 5. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi estudar o comportamento térmico da água quente produzida em uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> dotada de evaporador solar. Foi comprovado que as variações na insolação afetam significativamente a temperatura de saída da água deste tipo de equipamento, de modo que um algoritmo de controle é essencial para manter a água quente em níveis adequados de conforto para banhos. Por meio de ensaios experimentais envolvendo uma variação do tipo degrau na vazão da água, concluiu-se que o atraso na resposta da temperatura da água apresentou um tempo de atraso de 1,5 a 2,5 segundos explicado pela existência de elementos com a capacidade de armazenar energia como a tubulação e a mesma água ainda dentro da tubulação, foram achadas também as constante de tempo entre 2,2 e 3,8 segundos e um ganho entre 6 a 8,6 °C/L/min para variações na vazão de água de 1 L/min. Também foi observado que o sistema leva mais tempo para atingir um novo regime permanente quando a vazão da água é aumentada, sendo essa diferença igual a 16,6% quando a bomba de calor trabalha na ausência de radiação solar (temperatura de evaporação de 3,3 °C) e de 14,28% quando a máquina opera no sol (temperatura de evaporação de 13,2 °C). O fato da resposta da água apresentar tempos de atraso significativos implicará a utilização de um sistema de controle robusto, capaz de manter controlada a temperatura da água para banhos. Certamente, a função de transferência desenvolvida neste trabalho será uma ferramenta essencial para o projeto do controlador da temperatura da água produzida na bomba de calor.

#### Agradecimentos

Agradecemos ao CNPq, ao Programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica, ao Grupo de Pesquisa GREa da Universidade Federal de Minas Gerais e ao Prof. Luiz Machado por seus aportes neste trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Arantegui, J, 2010. Control de procesos, Paper-Kite. Pp. 57-60.
- Chaturvedi, S.K., Chiang, Y.F., Roberts, A.S., 1982. Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps, *Journal of Solar Energy Engineering, Transaction of the ASME* 104 pp. 358–365.
- Chaturvedi, S.K., James Shen, Y., 1984. Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump, *Solar Energy* 33 pp. 155–162.
- Chaturvedi, S.K., Chen, D.T., Kheireddine, A., 1998. Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump, *Energy Conversion and Management* 39 pp. 181-191.
- Choi, J.M., 2012. Study on LWT control schemes of a heat pump for hot water supply, *Renewable Energy* 54, pp. 20-25.
- Faria, N. R., 2013. Projeto e Construção De Uma Bomba De Calor A CO<sub>2</sub> Operando Em Ciclo Transcrito E Modelagem Dinâmica Do Conjunto Evaporador Solar-Válvula De Expansão, Tese de Doutorado, PROMEC, UFMG, Belo Horizonte.
- Kong, X.Q., Zhang, D., Li, Y., Yang, Q.M., 2011. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater, *Energy* 36, pp. 6830-6838.
- Kuang, Y.H., Sumathy, K., Wang, R.Z., 2003. Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system, *International Journal of Energy Research* 27, pp. 531-548.
- Oliveira, N. R, 2013. Modelo De Simulação E Estudo Experimental De Um Resfriador De Gás De Uma Bomba De Calor Operando Com CO<sub>2</sub> Ar-Água Em Regime Transiente, Tese de Doutorado, PROMEC, UFMG, Belo Horizonte.
- Smith, O. J. M, 1957. Closed Control of Loops With Dead- Time, *Chem. Eng. Progress*, pp. 53:217-219.
- Sporn, P., Ambrose, E.R., 1955. The heat pump and solar energy, *Proceedings of the world symposium on applied solar energy*, Phoenix, Arizona.

## **ANALYSIS OF THE RESPONSE BEHAVIOR OF THE OUTLET WATER TEMPERATURE IN A DIRECT-EXPANSION SOLAR-ASSISTED HEAT PUMP USING CO<sub>2</sub>**

**Abstract.** *This article presents an analysis of the thermal behavior of a direct-expansion solar-assisted heat pump (DX-SAHP) using CO<sub>2</sub> experiencing different heat incomes due to the cloud cover variability. This heat pump was designed to elevate water temperature up to comfortable bath levels. The choice of a solar evaporator increases significantly the coefficient of performance in these systems but also leads to greater variations in the outlet water temperature as a result of changes in radiation income during the day. These variations demonstrate the necessity of a control system in order to maintain water temperature in appropriate standards. The study of the outlet water temperature is the first step to develop this control algorithm. The necessary information was collected by making step variations on the water mass flow that runs through the gas cooler. As results of this work, the transfer functions generated by the experimental data and the dynamic behavior of the system will be presented. The results gathered are essential for a future implementation of the control system of the outlet water temperature in the DX-SAHP.*

**Key words:** *Control, Heat pump, Solar energy.*