

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG NHIỆT ĐỘ NƯỚC THẢI ĐẾN HIỆU SUẤT CỦA BƠM NHIỆT ĐUN NƯỚC NÓNG WTW

THE STUDY ON EFFECT OF WASTE WATER TEMPERATURE ON PERFORMANCE OF HEAT PUMP WATER HEATER WTW

Nguyễn Văn Thái¹, Lê Minh Nhật²

¹ Trường Cao Đẳng Nghề Tiền Giang, Việt Nam

² Trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật TP. Hồ Chí Minh, Việt Nam

Ngày toà soạn nhận bài 30/8/2016, ngày phản biện đánh giá 10/9/2016, ngày chấp nhận đăng 6/12/2016

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày nghiên cứu ảnh hưởng nhiệt độ nước thải đến hiệu suất của bơm nhiệt WTW đun nước nóng. Bơm nhiệt sử dụng nước thải là nguồn nhiệt (heat source). Nước thải ở đây là nước làm mát ra từ một hệ thống điều hòa không khí chiller. Hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng được thiết kế, chế tạo và lắp đặt tại xưởng Nhiệt – Điện Lạnh, trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh. Hệ thống này có công suất máy nén là 750 W, lượng nước cần gia nhiệt là 160 lít, nhiệt độ nước nóng yêu cầu là 50 °C. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước thải tới COP của bơm nhiệt đã được nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm. Để đánh giá sự ảnh hưởng của nhiệt độ nước giải nhiệt bình ngưng của hệ thống water chiller đến hiệu suất (COP) của bơm nhiệt, các thí nghiệm được thực hiện trong các ngày khác nhau. Kết quả thực nghiệm cho thấy nhiệt độ nước giải nhiệt bình ngưng vào dao động từ 33 °C đến 37 °C thì hệ số COP của hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng đạt 5,7 đến 6,7.

Từ khóa: hiệu suất nhiệt; bơm nhiệt; nước nóng; hệ thống water chiller; nhiệt thải.

ABSTRACT

This paper presents effect of waste water temperature on the performance (COP) of WTW (Water to Water) heat pump. The heat pump uses the waste water which is cooling water of air conditioning chiller system as the heat source. The heat pump system is designed and installed at thermal workshop in Ho Chi Minh City University of Technology and Education. The electrical power of heat pump is 750W, the capacity of storage tank is 160 liters and the required temperature of hot water is 50 °C. Effect of waste water temperature on the COP of the heat pump has been studied both theoretically and experimentally. To evaluate the effect of temperature of the cooling water from the condenser of the water chiller system on performance (COP) of the heat pump, experiments are performed on different days. The experimental results show that when the cooling water temperature of condenser increases from 33 °C to 37 °C, the COP of hot water heat pump system also increases from 5,7 to 6,7.

Keywords: thermal efficiency; heat pump; hot water; water chiller system; waste heat.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, cùng với sự phát triển kinh tế và xã hội, các dịch vụ du lịch như nhà hàng, khách sạn, trung tâm thương mại cao cấp được xây dựng ngày càng nhiều, nhu cầu về sử dụng nước nóng trong sinh hoạt ngày càng tăng cao. Việc sản xuất nước nóng đã và đang áp dụng nhiều phương pháp, trong đó phương pháp dùng bơm nhiệt để gia nhiệt

nước nóng nhằm đáp ứng nhu cầu sử dụng của con người đang dành sự quan tâm hơn cả. Các nhà khoa học trên thế giới cũng đã và đang đẩy mạnh các nghiên cứu, ứng dụng và sử dụng các hệ thống tiết kiệm, có hiệu quả năng lượng và nhấn mạnh đến ảnh hưởng của biến đổi khí hậu do cạn kiệt năng lượng và ô nhiễm môi trường. Trong đó nhiều nghiên cứu [1,2] trên các nước ở các châu lục đã thực sự có tính ứng dụng cao khi sử dụng các

hệ thống tiết kiệm năng lượng cho bơm nhiệt cấp nước nóng. Wei Chena và các cộng sự [3] đã nghiên cứu thiết kế, chế tạo hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng tận dụng nguồn nhiệt thải từ nước tắm 30°C đến 40 °C. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng hiệu suất của hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng này hoạt động ổn định trong bất cứ mùa nào của điều kiện thời tiết. Hệ số COP của hệ thống đạt 4,97 tương ứng với nhiệt độ ngưng tụ là 51,5 °C và nhiệt bay hơi là 11,68 °C.

Do đó vấn đề nghiên cứu tận dụng nhiệt thải để nâng cao hiệu suất hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng nhằm mục đích tiết kiệm năng lượng là hết sức cần thiết. Bài báo này trình bày nghiên cứu ảnh hưởng nhiệt độ nước thải đến hiệu suất của bơm nhiệt đun nước nóng (Nguồn nước thải ở đây là nước giải nhiệt ngưng tụ ra từ một hệ thống water chiller).

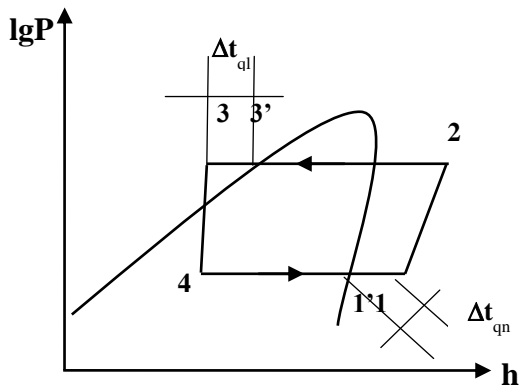
2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Tính toán thiết kế để xây dựng hệ thống thí nghiệm.

Phía nước nóng (phía ngưng tụ) nhiệt độ nước lạnh vào là 29°C, nhiệt độ nước nóng ra là 50°C, dung tích bình nước nóng là 160 lít, công suất máy nén (ĐHKK) 1Hp, sử dụng môi chất R22. Phía nước thải (phía bay hơi) nhiệt độ nước thải vào là 35°C, nhiệt độ nước thải ra là 30°C.

Các nội dung cần tính toán cho chu trình bơm nhiệt đun nước nóng WTW là:

- Thiết kế hệ thống lạnh (thiết kế dàn nóng, dàn lạnh, bình nước nóng, ống mao).
- Thời gian gia nhiệt.



Hình 1. Đồ thị $lgp-h$ của chu trình bơm nhiệt

Chọn chu trình: chu trình quá nhiệt, quá lạnh với độ quá nhiệt, quá lạnh là 5K. Theo tài liệu [4] [5] và [6] có thể tính các đại lượng đặc trưng cho chu trình dựa trên các công thức sau đây:

Năng suất lạnh riêng của chu trình:

$$q_o = h_{1'} - h_4, \text{ kJ/kg} \quad (1)$$

Năng suất nhiệt ngưng tụ riêng:

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ kJ/kg} \quad (2)$$

Công nén riêng:

$$l = h_2 - h_1, \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

Năng suất dàn lạnh:

$$Q_o = m \times q_o = \frac{\lambda \times V_{ht}}{v_1} \times q_o, \text{ kW} \quad (4)$$

Năng suất nhiệt dàn ngưng:

$$Q_k = m \times q_k, \text{ kW} \quad (5)$$

Cũng theo tài liệu [5] thì nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ bay hơi được tính toán như sau:

$$\text{Nhiệt độ ngưng tụ: } t_k = t_{nn} + \Delta t_{\min}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Nhiệt độ bay hơi: } t_o = t_{nr} - \Delta t_{\min}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Trong đó: t_{nn} là nhiệt độ nước nóng sau khi gia nhiệt, $t_{ntv} = t_{nr} - 5 \text{ K}$, là nhiệt độ nước thải vào (chọn 35 °C), t_{nr} là nhiệt độ nước thải ra (chọn 30°C, nhỏ hơn nhiệt độ nước thải vào 5 K), chọn Δt_{\min} là hiệu nhiệt độ tối thiểu của thiết bị trao đổi nhiệt bay hơi và ngưng tụ (chọn 5 K). Vậy $t_k = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_o = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{q1} = t_3 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{qn} = t_1 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Thông số các điểm nút chu trình giới thiệu trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số các điểm nút của chu trình

| Điểm | Nhiệt độ t , °C | Áp suất p , bar | Enthalpy h , kJ/kg | Thể tích v , m ³ /kg |
|------|-------------------|-------------------|----------------------|-----------------------------------|
| 1' | 25 | 10,4 | 412,4 | - |
| 1 | 30 | 10,4 | 416,3 | 0,0233 |
| 2 | 76 | 21,74 | 434,7 | - |
| 3' | 55 | 21,74 | 268,6 | - |
| 3 | 50 | 21,74 | 264,7 | - |
| 4 | 25 | 10,4 | 264,7 | - |

***Tính diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị ngưng tụ:**

Diện tích trao đổi nhiệt của dàn ngưng tụ được tính như sau:

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k \times \Delta t_{tb}}, m^2 \quad (6)$$

Trong đó: Q_k là nhiệt lượng truyền cho nước của thiết bị ngưng tụ, kW; k_k là hệ số truyền nhiệt của thiết bị ngưng tụ, $W/(m^2K)$ (được xác định bằng tính toán nhiệt tại thiết bị ngưng tụ); Δt_{tb} là độ chênh nhiệt độ trung bình logarit và được tính như sau:

$$\Delta t_{tb} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)}, K \quad (7)$$

Trong đó: Δt_{max} là độ chênh nhiệt có giá trị lớn ở hai đầu của dàn ngưng tụ, K; Δt_{min} là độ chênh nhiệt có giá trị nhỏ ở hai đầu của dàn ngưng tụ, K.

***Tính diện tích trao đổi nhiệt của thiết bị bay hơi:**

Diện tích trao đổi nhiệt của dàn bay hơi được tính như sau:

$$F_o = \frac{Q_o}{k_o \times \Delta t_{tb}}, m^2 \quad (8)$$

Trong đó: Q_o là năng suất lạnh, kW; k_o là hệ số truyền nhiệt của thiết bị bay hơi, $W/(m^2K)$ (được xác định bằng tính toán nhiệt tại thiết bị bay hơi); Δt_{tb} là độ chênh nhiệt độ trung bình logarit và được tính tương tự như công thức (7), với Δt_{max} là độ chênh nhiệt có giá trị lớn ở hai đầu của dàn bay hơi, K; Δt_{min} là độ chênh nhiệt độ có giá trị nhỏ ở hai đầu của dàn bay hơi, K.

Thời gian gia nhiệt nước:

Nhiệt lượng cần thiết để gia nhiệt nước:

$$Q_{đun} = M \times C_p (t_{nn} - t_{bd}), kJ \quad (9)$$

$$\tau = \frac{Q_{đun}}{Q_k}, \text{giây} \quad (10)$$

Trong đó: M là lượng nước cần gia nhiệt, lít; C_p là nhiệt dung riêng của nước, $J/(kgK)$; t_{bd} là nhiệt độ nước ban đầu, $^{\circ}C$; t_{nn} là nhiệt độ

nước nóng ra sau khi gia nhiệt, $^{\circ}C$; τ là thời gian gia nhiệt, giây.

Đối với quá trình đun nước ổn định thì tính thời gian đun nước theo công thức (10). Tuy nhiên đây là quá trình đun nước không ổn định nên tính theo công thức trên chỉ là gần đúng. Thời gian đun do đó sẽ được xác định thực tế qua mỗi lần thử nghiệm.

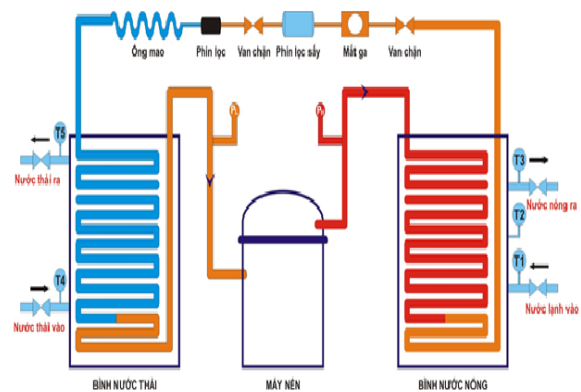
Hệ số sử dụng năng lượng của hệ thống được định nghĩa là tỷ số giữa năng lượng nhiệt truyền cho nước và tổng điện năng tiêu thụ cho máy nén (P_e).

$$COP = \frac{Q_k}{P_e} \quad (11)$$

Nhiệt lượng truyền cho nước Q_k được xác định bằng tốc độ thay đổi nhiệt độ của nước trong bình trong hệ kín (bỏ qua tổn thất nhiệt qua vỏ bình và đường ống dẫn), giá trị của lượng nhiệt truyền cho nước được xác định bằng công thức (9) còn điện năng tiêu thụ đun nước nóng sẽ được xác định thực tế qua mỗi lần thử nghiệm.

3. THIẾT LẬP HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM

3.1. Mô tả hệ thống thí nghiệm



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng WTW

Hệ thống thí nghiệm bơm nhiệt sử dụng nguồn nước thải (ngưng tụ của hệ chiller) có thể cung cấp nước nóng đến $50^{\circ}C$. Hệ thống sử dụng chu trình bơm nhiệt có máy nén 1 Hp với môi chất R22, loại môi chất này được lựa chọn vì nó có khả năng hoạt động ở nhiệt độ ngưng tụ cao, trên $70^{\circ}C$, đáp ứng được

yêu cầu của một hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng. Dàn bay hơi của hệ thống bơm nhiệt, với nhiệm vụ lấy nhiệt từ nguồn nước thải ngưng tụ của hệ chiller, được chọn là ống xoắn bằng đồng và được đặt bên trong bình chứa nước thải. Dàn ngưng tụ của hệ thống bơm nhiệt, với nhiệm vụ gia nhiệt làm nóng nước trong bình chứa, được chọn là ống xoắn bằng đồng và được đặt bên trong bình chứa nước nóng. Bộ phận tiết lưu ở đây được lựa chọn là dạng ống mao. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống bơm nhiệt với những lựa chọn về cấu tạo như trên được trình bày trong hình 2.



Hình 3. Mô hình thí nghiệm hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng WTW

Bảng 2. Thông số kỹ thuật của các bộ phận của hệ thống bơm nhiệt sau khi tính toán

| Tên bộ phận | Thông số kỹ thuật |
|--------------|--|
| Máy nén | - Hãng sản xuất: Toshiba - Model: PH156X3CS-8KUC1 - Kiểu máy nén: kín - Môi chất lạnh: R22 - Nguồn điện: 220 V- 1 pha-50/60hz |
| Dàn bay hơi | - Kiểu dàn: ống xoắn - Vật liệu chế tạo: ống đồng - Đường kính ống: 12mm - Tổng chiều dài: 29,2m - Đường kính vòng tròn xoắn: 0,4m - Số lượng vòng tròn: 24 |
| Dàn ngưng tụ | - Kiểu dàn: ống xoắn - Vật liệu chế tạo: ống đồng - Đường kính ống: 8 mm - Tổng chiều dài: 51,8 m |

| | |
|---------------------|---|
| | - Đường kính vòng tròn xoắn: 0,4 m - Số lượng vòng tròn: 33 |
| Ống mao | - Vật liệu chế tạo: Ống đồng - Đường kính ống: 2 mm - Chiều dài: 38cm |
| Bình chứa nước nóng | - Thể tích bình chứa: 160 lít - Đường kính: 0,45m - Chiều cao: 1m - Cách nhiệt bông thủy tinh tấm dày 30mm |

3.2. Phương pháp thí nghiệm

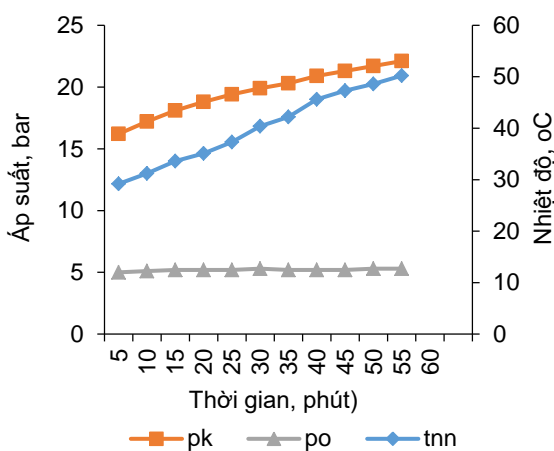
Các thông số cần ghi nhận trong quá trình cần đo đặc bao gồm: nhiệt độ nước thải vào thiết bị bay hơi và nhiệt độ nước thải ra thiết bị bay hơi được bằng đo bằng 2 cảm biến nhiệt độ của bộ điều khiển Ewelly (độ chính xác $\pm 0,5$ °C) đặt ở 2 vị trí: bên dưới (cách đáy bình 100 mm), bên trên (cách đỉnh bình 100 mm), hai đồng hồ áp suất p_k và p_o được gắn vào đầu hút và đầu đẩy của máy nén để xác định áp suất bay hơi và áp suất ngưng tụ của chu trình. Nhiệt độ nước nóng trong bình được đo bằng 3 cảm biến nhiệt độ của bộ điều khiển Ewelly (độ chính xác $\pm 0,5$ °C) đặt ở 3 vị trí: bên dưới (cách đáy bình 100 mm), bên trên (cách đỉnh bình 100 mm) và ở giữa bình.

Điện năng tiêu thụ của thiết bị (máy nén) được đo bằng đồng hồ đo điện kWh để xác định công suất tiêu thụ điện của hệ thống. Hệ thống bơm nhiệt cũng được trang bị role áp suất cao (đặt ở 23 bar), và các thiết bị quá dòng, thiết bị quá nhiệt cho máy nén. Các đường ống đồng dẫn môi chất được bọc cách nhiệt cao su xốp dày 10mm để giảm tổn thất nhiệt đường ống.

Để xác định lượng nhiệt cho nước tức thời cũng như để xác định COP tức thời các giá trị đo được thu thập thường xuyên sau mỗi khoảng thời gian 5 là phút. Hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng WTW đã được thử nghiệm ở chế độ vận hành khởi động. Nước lạnh được điền đầy vào bình chứa nước nóng và có nhiệt độ đồng đều, nước giải nhiệt ngưng tụ từ hệ thống water chiller được điền đầy vào bình chứa nước thải cho máy chạy

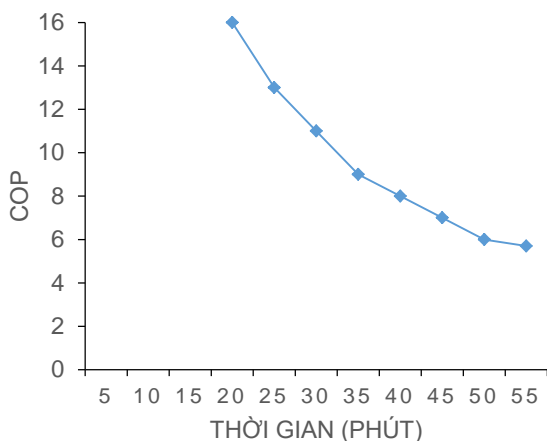
và đọc lần lượt các giá trị nhiệt độ, áp suất, điện năng tiêu thụ ở từng thời điểm cách nhau 5 phút cho đến khi nước nóng đạt 50°C thì rơ le nhiệt độ ngắt máy nén. Xả hết nước, nạp nước lạnh mới cho chảy qua liên tục để loại bỏ quán tính nhiệt của thiết bị đến khi đạt được trạng thái ổn định. Thí nghiệm được thực hiện lặp lại 10 lần tương ứng lần lượt cho mỗi giá trị nhiệt độ nước thải vào từ 33°C đến 37°C để lấy giá trị trung bình. Các thí nghiệm được thực hiện trong điều kiện nhiệt độ nước ban đầu là 29°C.

4. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN



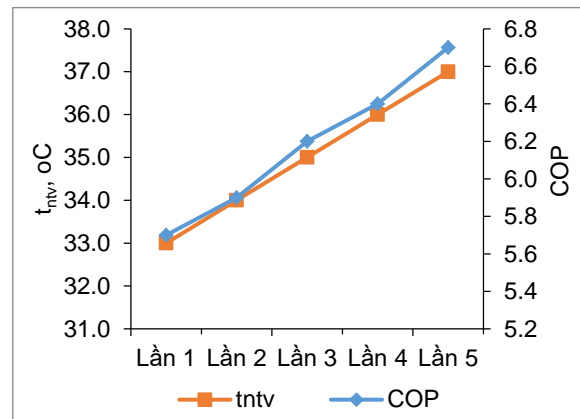
Hình 4. Sự thay đổi của áp suất bay hơi, áp suất ngưng tụ và nhiệt độ nước nóng theo thời gian

Hình 4 thể hiện áp suất ngưng tụ (p_k) tăng lên gần như tuyến tính theo thời gian và nhiệt độ nước nóng (t_{nn}) trong bình, áp suất bay hơi (p_o) hầu như không đổi trong suốt quá trình thí nghiệm.



Hình 5. Sự thay đổi của COP theo thời gian

Hình 5 thể hiện hệ số sử dụng năng lượng COP tức thời ban đầu biến động mạnh do chu trình của thiết bị làm việc chưa ổn định. Do độ chênh nhiệt độ ngưng tụ và nhiệt độ nhiệt độ nước trong bình chứa nước nóng giảm dần nên hệ số COP ban đầu lớn nhất sau đó giảm dần. Hệ số COP trung bình của hệ thống thí nghiệm ở chế độ khởi động đạt 5,7 đến 6,7 phù hợp với các tính toán lý thuyết.



Hình 6. Sự thay đổi của COP theo nhiệt độ nước thải

Hình 6 thể hiện mối quan hệ giữa nhiệt độ nước thải vào và hệ số COP của hệ thống ở các lần thí nghiệm. Khi nhiệt độ nước thải vào (t_{ntv}) hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng tăng thì hệ số COP tăng theo. Ở các lần thí nghiệm nhiệt độ nước thải vào dao động từ 33°C đến 37°C thì hệ số COP trung bình của hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng đạt 5,7 đến 6,7.

5. KẾT LUẬN

Trước hết nghiên cứu này đã tổng quan được các kết quả nghiên cứu liên quan đến việc tận dụng nhiệt thải để hỗ trợ cho hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng, tác giả đã nghiên cứu thiết kế và chế tạo thành công hệ thống bơm nhiệt cấp nước nóng tận dụng nhiệt thải bình ngưng của hệ thống water chiller. Nhiệt độ nước thải vào dao động từ 33°C đến 37°C thì hệ số COP trung bình của hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng đạt 5,7 đến 6,7. Đây là lần đầu tiên ở Việt Nam công nghệ này được thực hiện thành công tại Khoa Cơ Khí Động Lực - trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM có thể ứng dụng để cung cấp nước nóng cho các tòa

nhà, trung tâm thương mại, khách sạn, bệnh viện... góp phần tiết kiệm năng lượng một cách hiệu quả.

Mặc dù hệ thống bơm nhiệt đun nước nóng WTW chế tạo chưa được hoàn thiện so với tính toán ban đầu nhưng kết quả này cho thấy đây là một hướng nghiên cứu tiềm năng trong tương lai khi mà yêu cầu về tiết kiệm năng lượng trong các thiết bị điện nói chung

và thiết bị sản xuất nước nóng nói riêng ngày một trở nên cấp bách.

LỜI CẢM ƠN

Tác giả xin gửi lời cảm ơn chân thành đến Bộ Môn Công Nghệ Nhiệt - Điện Lạnh - Khoa Cơ Khí Động Lực trường Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh đã hỗ trợ và tạo điều kiện để tác giả hoàn thành đề tài này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] R.J. Moffat, “Describing the uncertainty in experimental results,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, 1988, pp. 3-17.
- [2] Yaxiu Gu and Huqiu Deng, “The Feasibility Analysis of Wastewater source heat pumps using the urban Wastewater heat”, *Research Journal and Applied Science, Engineering and Technology*, 4 (18), 2012.
- [3] Chen, Wei, Lianga, Shiqiang, et al., Investigation on the thermal performance and optimization of a heatpump water heater assisted by shower waste water. *Elsevier, Energy and Buildings* 64, 172–181, 2013.
- [4] Nguyễn Đức Lợi. *Bơm nhiệt*. NXB Giáo dục Việt Nam, 2014.
- [5] Nguyễn Đức Lợi. *Hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh*. NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 2005.
- [6] Nguyễn Nguyên An. *Nghiên cứu chế tạo bơm nhiệt đun nước nóng gia dụng*. Tạp chí Năng Lượng Nhiệt, 20-NLN, 109, 1/2013.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

Nguyễn Văn Thái
Trường Cao Đẳng Nghề Tiền Giang
Email: thainvng81@gmail.com