

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ THIẾT BỊ LÀM MÁT BAY HƠI

A STUDY TO EVALUATE THE EFFICIENCY OF EVAPORATIVE COOLING SYSTEMS

Nguyễn Thế Bảo¹, Nguyễn Bảo Toàn², Lộc Chạc Hoàng²

¹*Viện Phát triển Năng lượng Bền vững (ISED); drthebao@gmail.com*

²*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh; 13147073@student.hcmute.edu.vn*

Tóm tắt - Nhằm giảm phụ thuộc vào máy lạnh và điều hòa không khí truyền thống sử dụng máy nén và tác nhân lạnh CFC hay HCFC, việc nghiên cứu và ứng dụng thiết bị làm mát bay hơi là cần thiết. Bài báo tập trung nghiên cứu thực nghiệm mối quan hệ giữa hệ số hay hiệu suất tạo ẩm η , tỉ số lưu lượng nước và không khí E, tỉ số giữa hiệu số enthalpy không khí và enthalpy của nước vào thiết bị H trong thiết bị bay hơi để tìm ra các thông số tối ưu. Bài báo cũng tính toán, so sánh khả năng tiết kiệm điện của thiết bị làm mát bay hơi so với máy điều hòa không khí sử dụng máy nén truyền thống để đưa ra những khuyến cáo nhằm tăng cường việc ứng dụng thiết bị điều hòa không khí thân thiện với môi trường và tiết kiệm năng lượng.

Từ khóa - làm mát bay hơi; bay hơi trực tiếp; bay hơi gián tiếp; điều hòa không khí; nâng cao hiệu suất

1. Đặt vấn đề

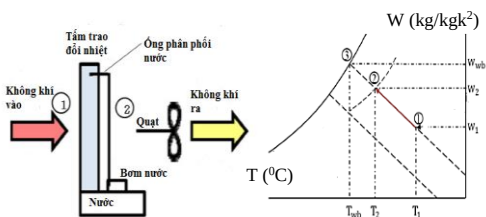
Theo các thống kê thì công suất điện tiêu thụ cho hệ thống điều hòa trong các công trình như cao ốc văn phòng, khách sạn chiếm từ 45-55% tổng lượng điện tiêu thụ [1]. Mặc dù hiện nay có rất nhiều hệ thống điều hòa không khí được cải tiến nhằm tiết kiệm năng lượng như hệ thống điều hòa trung tâm có lưu lượng nước, lưu lượng gió thay đổi theo phụ tải, v.v... trên cơ sở hiệu chỉnh năng suất lạnh sát với phụ tải thực tế, tuy nhiên, các hệ thống này đều sử dụng nguồn năng lượng cao cấp là điện. Các hệ thống điều hòa nói trên đều phải làm lạnh cả nhiệt hiện lẫn nhiệt ẩn, mà lượng nhiệt ẩn thường chiếm từ 20% - 60% tổng năng suất lạnh (tùy loại công trình văn phòng, nhà hàng, siêu thị, điều kiện thời tiết bên ngoài).

Có rất nhiều nghiên cứu trên thế giới về lý thuyết và thực nghiệm công nghệ làm mát bay hơi cho điều hòa không khí [2]. Theo Duan và cộng sự [3], nếu hệ số làm lạnh COP của các hệ thống điều hòa không khí sử dụng máy nén từ 2 đến 4 và máy lạnh hấp thụ là 0,6 đến 1,2 thì COP của hệ thống làm lạnh bay hơi là từ 15 đến 20. Làm mát bay hơi có thể được chia làm 3 loại chính: (i) làm mát bay hơi trực tiếp (DEC: Direct Evaporative Cooling); (ii) làm mát bay hơi gián tiếp (IEC: Indirect Evaporative Cooling) và (iii) làm mát bay hơi kết hợp (Combined DEC/IEC).

Hình 1 chỉ ra sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi trực tiếp. Làm mát bay hơi trực tiếp (DEC) là loại lâu đời và đơn giản nhất của làm mát bay hơi, trong đó, không khí ngoài trời được tiếp xúc trực tiếp với nước. Kỹ thuật này đã được sử dụng hàng ngàn năm trước bởi các nền văn minh cổ đại với nhiều hình dạng khác nhau, bao gồm 2 loại: loại chủ động và thụ động. Hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp loại chủ động ít tốn kém năng lượng, tiết kiệm lên đến 90%, hiệu quả bầu ướt có thể đạt được 70% - 80%. Đối với hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp loại thụ động thì có thể làm giảm nhiệt độ không khí khoảng 9°C [4].

Abstract - In order to reduce the dependence on traditional refrigeration and air conditioning systems using CFC and HCFC refrigerants, the research and development of evaporative cooling systems are necessary. This article presents the experimental relations of humidification factor η , the ratio of entering water and air flows E and the ratio of enthalpy difference of entering and leaving air and enthalpy of entering water H, thereby finding optimal parameters. The paper also calculates the electricity saving of evaporative cooling systems compared to that of traditional air conditioners using compressors. Some suggestions for using environmental friendly and energy saving evaporative cooling systems for air conditioning are also discussed.

Key words - evaporative cooling; direct evaporative cooling; indirect evaporative cooling; air conditioning; increase efficiency



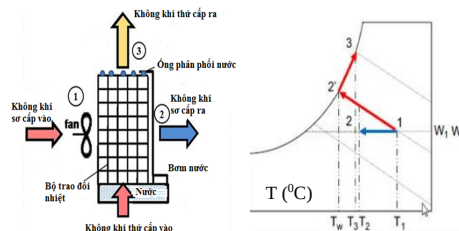
Hình 1. Sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi trực tiếp

Hệ thống làm mát bay hơi gián tiếp (IEC) có thể làm giảm nhiệt độ không khí mà vẫn giữ nguyên dung ẩm. Đó là một ưu điểm so với hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp. Hệ thống này cũng được chia làm 2 loại: hệ thống làm mát bay hơi gián tiếp nhiệt độ bầu ướt và hệ thống làm mát bay hơi gián tiếp điểm sương [3].

- Hệ thống làm mát bay hơi gián tiếp nhiệt độ bầu ướt có thể làm giảm nhiệt độ không khí xuống thấp nhưng không thể thấp hơn nhiệt độ bầu ướt của không khí vào. Hệ thống này bao gồm 3 loại: IEC dạng tấm, IEC dạng hình ống và IEC dạng ống nhiệt.

- Hệ thống làm mát bay hơi gián tiếp điểm sương có nhiệt độ không khí ra thấp hơn nhiệt độ bầu ướt và tiệm cận nhiệt độ điểm sương của không khí vào.

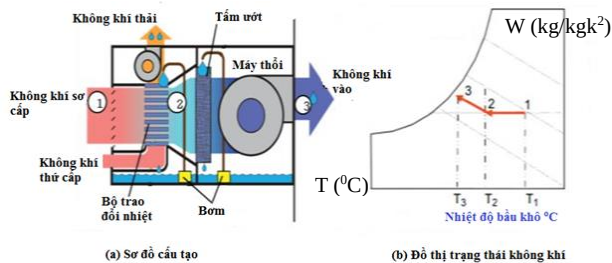
Hình 2 biểu diễn sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi gián tiếp.



Hình 2. Sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi gián tiếp

Hệ thống làm lạnh bay hơi kết hợp (Combined DEC/IEC hay IDEC) có độ ẩm thấp hơn, hiệu suất cao hơn và độ ẩm được kiểm soát hơn so với cả hai hệ thống kiểu trực tiếp và gián tiếp, tuy nhiên, hệ thống này cần chi phí ban đầu cao và hệ thống phức tạp. Hệ thống này phổ biến ở các dạng 2 giai đoạn, 3 giai đoạn và nhiều giai đoạn.

Làm lạnh bay hơi kết hợp 2 giai đoạn bao gồm thiết bị làm lạnh bay hơi gián tiếp (giai đoạn 1), theo sau làm thiết bị làm lạnh bay hơi trực tiếp (giai đoạn 2). Loại này có hiệu quả đạt được khoảng 90-120%, nhưng mức tiêu thụ nước tăng 55% [5]. Hình 2 biểu diễn sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi kết hợp 2 giai đoạn.



Hình 3. Sơ đồ cấu tạo và biểu đồ trạng thái không khí của làm lạnh bay hơi kết hợp hai giai đoạn

Làm lạnh bay hơi kết hợp 3 giai đoạn là loại 2 giai đoạn kết hợp với giai đoạn tách ẩm bằng chất hút ẩm, có thể tiết kiệm năng lượng 54% - 82% so với các hệ thống làm lạnh sử dụng máy nén truyền thống [6].

Meher và các cộng sự [7] đã phân tích và tối ưu hóa quá trình truyền nhiệt và truyền chất trong hệ thống làm lạnh bay hơi trực tiếp. Phân tích chỉ ra rằng, lưu lượng không khí và số tấm cooling pad là hai yếu tố ảnh hưởng chính đến hiệu suất làm mát của một hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp. Với số lượng tấm cooling pad tối ưu, nhiệt độ không khí đầu ra đạt được 25,5°C, độ ẩm tương đối đạt 75% và hiệu suất đạt được 82,6%, với điều kiện môi trường xung quanh 35°C. Tốc độ luồng không khí tối ưu là 0,0135 kg/s. Tuy nhiên, ảnh hưởng của hai thông số quan trọng là nhiệt độ và lưu lượng nước vào hệ thống làm mát không được đề cập trong nghiên cứu này.

Ở Việt Nam hiện nay có khá ít công trình nghiên cứu về công nghệ làm mát bay hơi, mặc dù công nghệ này đã được ứng dụng khá phổ biến trong một số ngành công nghiệp và dân dụng, cũng như trong các thiết bị gia dụng [8, 9]. Vì vậy, bài báo này mong muốn góp một phần vào việc nghiên cứu các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình làm lạnh bay hơi trực tiếp trong điều kiện khí hậu Việt Nam cũng như nhấn mạnh khả năng tiết kiệm năng lượng của công nghệ làm mát này so với các hệ thống làm lạnh sử dụng máy nén truyền thống.

2. Mô hình thí nghiệm

2.1. Thiết bị thí nghiệm

Tổng quát mô hình được lắp đặt tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM [10] dùng để đo đạc thực nghiệm được cho trong Hình 4. Mô hình này là kiểu làm mát bay hơi trực tiếp, được thiết kế bao gồm một số bộ phận sau: quạt hút, bơm nước, biến tần dùng để điều chỉnh tốc độ quạt và bơm, thùng chứa nước, tấm trao đổi nhiệt cooling pad. Thông số kích thước các thiết bị:



Hình 4. Mô hình thí nghiệm làm mát bay hơi nước và biến tần điều khiển bơm và quạt

- Bơm: công suất 400 W, sử dụng điện 3 pha 220 V;
- Quạt: công suất 400 W, cũng sử dụng điện 3 pha 220 V, tốc độ quay 1.425 vòng/phút;
- Tấm trao đổi nhiệt cooling pad: cao 80 cm, dài 62 cm và rộng 15,6cm;
- Thùng chứa nước tuần hoàn với thể tích chứa 150 lít.
- Hai biến tần mã hiệu VFD – L công suất 1 HP, loại 1 pha được sử dụng để thay đổi lưu lượng của bơm và quạt.

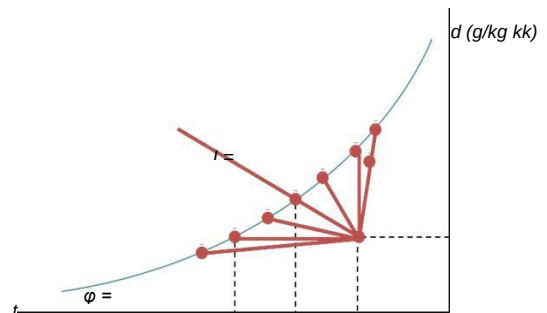
Những thí nghiệm chủ yếu đã được thực hiện trên mô hình bao gồm:

- Khảo sát ảnh hưởng của nhiệt độ nước đến hiệu quả làm việc của hệ thống làm mát bay hơi nước.
- Khảo sát ảnh hưởng của tỉ số giữa lưu lượng nước và lưu lượng không khí E đến hiệu quả làm việc của hệ thống.
- Khảo sát ảnh hưởng của tỉ số giữa hiệu số enthalpy không khí và enthalpy của nước vào thiết bị H đến hiệu quả làm việc của hệ thống.

Kết quả của các thí nghiệm này được trình bày trong các phần tiếp theo.

2.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước đến hiệu quả làm việc của hệ thống

Như biểu diễn trên Hình 5, có 7 trường hợp có thể xảy ra trong quá trình truyền nhiệt và chất giữa nước và không khí, tùy thuộc vào nhiệt độ của nước so với nhiệt độ của không khí. Trên thực tế, quá trình A-1 và A-2 không có ý nghĩa trong hệ thống làm mát (tức nhiệt độ không khí tăng lên hay không đổi sau khi tham gia quá trình). Vì vậy, thí nghiệm được thực hiện với 5 trường hợp còn lại, bao gồm: (i) nhiệt độ nước t_w nằm giữa nhiệt độ nhiệt kế khô t_{db} và nhiệt độ nhiệt kế ướt t_{wb} của không khí; (ii) nhiệt độ nước bằng nhiệt độ bầu ướt $t_w = t_{wb}$; (iii) nhiệt độ nước nằm giữa nhiệt độ bầu ướt và nhiệt độ điểm sương $t_{dp} < t_w < t_{wb}$; (iv) nhiệt độ nước bằng nhiệt độ điểm sương $t_w = t_{dp}$ và (v) nhiệt độ nước thấp hơn nhiệt độ điểm sương $t_w < t_{dp}$. Thông số đầu vào của 5 thí nghiệm này được cho trong Bảng 1.



Hình 5. Trạng thái thay đổi của quá trình truyền nhiệt và chất giữa nước và không khí

Bảng 1. Thông số đầu vào của các thí nghiệm

STT	Thí nghiệm	t_{db-in}	t_{wb-in}	Φ_{in}	t_{dp-in}	t_{w-in}	t_{db-out}	Φ_{out}
i	$t_{wb} < t_{w1} < t_{db}$	27.9°C	24.8°C	79%	23.5°C	25.8°C	26.0°C	82%
ii	$t_{w2} = t_{wb}$	29.0°C	26.4°C	82%	25.6°C	26.4°C	26.8°C	82%
iii	$t_{dp} < t_{w3} < t_{wb}$	32.0°C	26.9°C	68%	25.3°C	26.0°C	27.8°C	69%
iv	$t_{w4} = t_{dp}$	32.5°C	27.0°C	66%	25.3°C	25.3°C	27.5°C	67%
v	$t_{w5} < t_{dp}$	28.0°C	24.8°C	78%	23.8°C	22.0°C	25.0°C	76%

Định nghĩa hiệu suất tạo ẩm η theo biểu thức dưới đây:

$$\eta = \frac{t_{db-in} - t_{db-out}}{t_{db-in} - t_{wb-in}} \quad (1)$$

Trong đó: t_{db-in} : Nhiệt độ nhiệt kế khô đầu vào (°C);

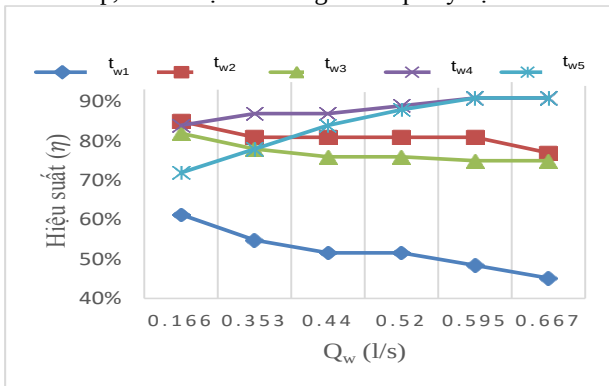
t_{db-out} : Nhiệt độ nhiệt kế khô đầu ra (°C);

t_{wb-in} : Nhiệt độ nhiệt kế ướt đầu vào (°C).

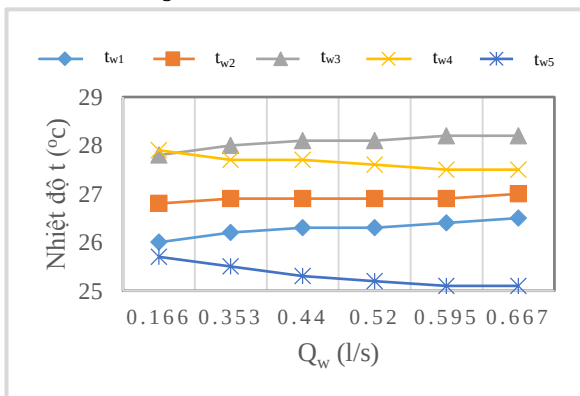
Ta có mối quan hệ giữa lưu lượng nước làm mát Q_w và hiệu suất tạo ẩm η ứng với nhiệt độ nước làm mát khác nhau được biểu diễn trên Hình 6. Tương tự, mối quan hệ giữa lưu lượng nước làm mát Q_w và nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị làm mát t_{db-out} ứng với nhiệt độ nước làm mát khác nhau được biểu diễn trên Hình 7.

Từ kết quả Bảng 1 và Hình 6, 7 ta thấy:

- Nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị làm mát luôn cao hơn nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí ngó vào. Điều này đồng nghĩa với việc hệ thống làm mát kiểu bay hơi nước sẽ làm việc hiệu quả đối với những vùng khí hậu có nhiệt độ nhiệt kế ướt thấp, tức có độ ẩm không khí thấp hay độ khô cao.



Hình 6. Mối quan hệ giữa η và Q_w ứng với nhiệt độ nước khác nhau



Hình 7. Mối quan hệ giữa t_{db-out} và Q_w ứng với nhiệt độ nước khác nhau

- Khi nhiệt độ nước cao hơn nhiệt độ điểm sương $t_w > t_{dp}$, nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị giảm nhưng ít.

Ngược lại, khi $t_w < t_{dp}$, nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị giảm nhiều. Điều này dẫn đến chuyển đổi nhiệt là nên có nguồn nước có nhiệt độ càng thấp càng tốt để giải nhiệt cho thiết bị nhằm tăng hiệu quả làm việc của thiết bị làm mát bay hơi.

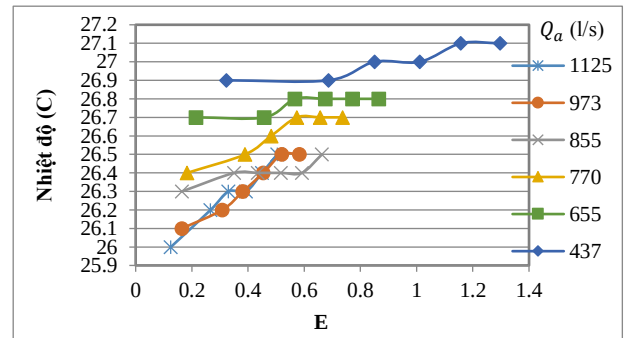
- Trường hợp khi nhiệt độ của nước cao hơn nhiệt độ điểm sương của không khí, thì độ ẩm khí ra khỏi thiết bị sẽ tăng. Để giảm độ ẩm của không khí ra khỏi thiết bị, nhiệt độ nước làm mát phải thấp hơn nhiệt độ điểm sương của không khí ngó vào.

- Trường hợp nhiệt độ nước cao hơn nhiệt độ điểm sương của không khí, $t_w > t_{dp}$, khi lưu lượng nước tăng thì nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị t_{db-out} tăng và hiệu suất tạo ẩm η giảm. Lý do là khi lưu lượng nước tăng thì quá trình bay hơi nước diễn ra lâu hơn, làm tăng thời gian trao đổi nhiệt giữa nước và không khí, dẫn đến việc lấy đi nhiệt hiện trong không khí chậm hơn.

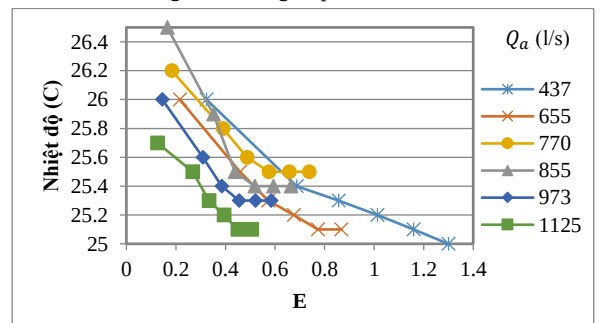
- Trường hợp nhiệt độ nước thấp hơn hay bằng nhiệt độ điểm sương của không khí, $t_w \leq t_{dp}$, khi lưu lượng nước tăng thì nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị t_{db-out} giảm và hiệu suất tạo ẩm η tăng. Việc này được giải thích do nhiệt độ nước thấp hơn điểm sương sẽ giúp ngưng tụ một phần hơi nước có trong không khí, tức là giúp giảm nhiệt ẩn của không khí, nên khi lưu lượng nước tăng sẽ càng làm giảm nhiệt ẩn của không khí.

2.3. Ảnh hưởng của tỉ số giữa lưu lượng nước và lưu lượng không khí E đến hiệu quả làm việc của hệ thống

Nếu định nghĩa E là tỉ số giữa lưu lượng nước và lưu lượng không khí vào thiết bị làm mát thì ảnh hưởng của nó đến hiệu quả làm việc của thiết bị được thể hiện trên Hình 8, ứng với trường hợp nhiệt độ nước nằm giữa nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí $t_{wb} < t_w < t_{db}$. Hình 9 ứng với trường hợp nhiệt độ nước thấp hơn nhiệt độ điểm sương của không khí, $t_w < t_{dp}$.



Hình 8. Mối quan hệ giữa t_{db-out} và E ứng với trường hợp $t_{wb} < t_w < t_{db}$



Hình 9. Mối quan hệ giữa t_{db-out} và E ứng với trường hợp $t_w < t_{dp}$

Qua Hình 8 và 9 ta thấy:

- Khi nhiệt độ nước làm mát lớn hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w > t_{dp}$, khi E tăng tức là tăng lượng nước vào thiết bị làm mát, nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị tăng ứng với mọi chế độ lưu lượng không khí vào thiết bị.
- Khi nhiệt độ nước làm mát nhỏ hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w < t_{dp}$, khi E tăng tức là tăng lượng nước vào thiết bị làm mát, nhiệt độ không khí ra khỏi thiết bị giảm ứng với mọi chế độ lưu lượng không khí vào thiết bị.

Nguyên nhân cũng được giải thích tương tự như trong phần 2.2.

2.4. Ảnh hưởng của tỉ số H đến hiệu quả làm việc của hệ thống

Định nghĩa hệ số H theo biểu thức dưới đây:

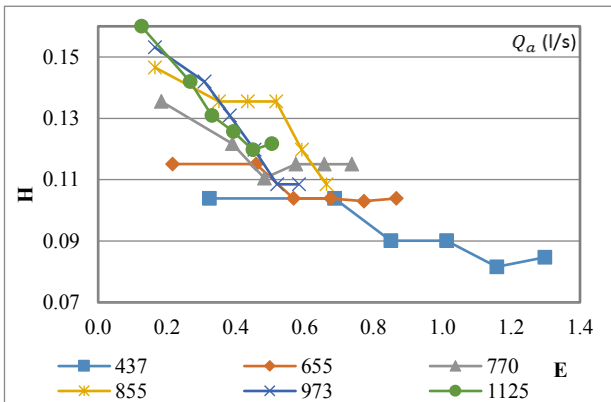
$$H = \frac{I_{a-in} - I_{a-out}}{|I_{a-in} - I_w|} \quad (2)$$

Trong đó:

I_{a-in} : Enthalpy không khí đi vào thiết bị (kJ/kg kkk);

I_{a-out} : Enthalpy không khí ra khỏi thiết bị (kJ/kg kkk);

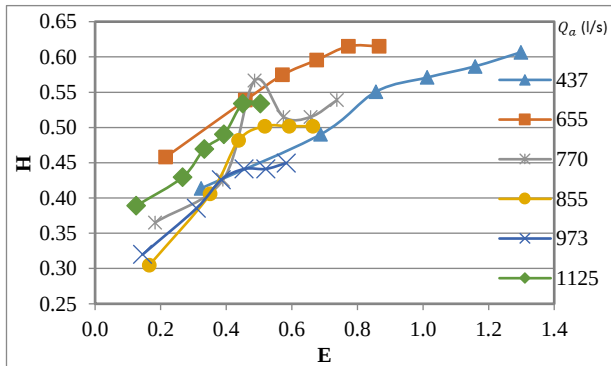
I_w : Enthalpy của nước vào thiết bị (kJ/kg).



Hình 10. Mối quan hệ giữa H và E ứng với trường hợp $t_{wb} < t_w < t_{db}$

Mối quan hệ giữa E và H được thể hiện trên Hình 10 ứng với trường hợp nhiệt độ nước nằm giữa nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí $t_{wb} < t_w < t_{db}$. Hình 11 ứng với trường hợp nhiệt độ nước thấp hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w < t_{dp}$.

Ta thấy:



Hình 11. Mối quan hệ giữa H và E ứng với trường hợp $t_w < t_{dp}$

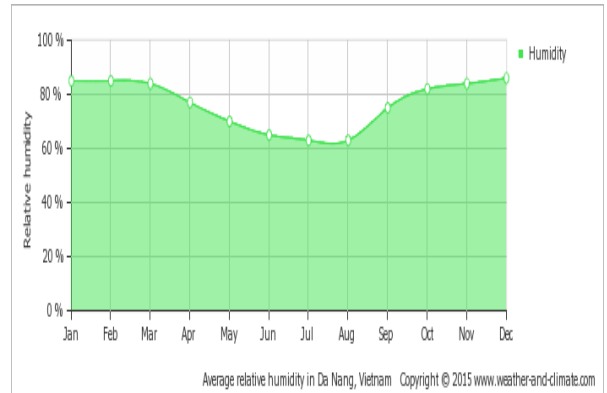
- Khi nhiệt độ nước làm mát lớn hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w > t_{dp}$, khi E tăng sẽ làm H giảm. Nguyên nhân là do lượng nước tăng làm tăng quá trình trao

đổi nhiệt và chất giữa nước và không khí, dẫn đến độ giảm enthalpy không khí ra khỏi thiết bị so với không khí vào thấp.

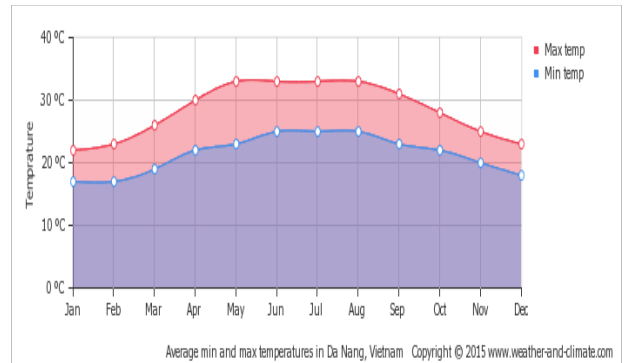
- Khi nhiệt độ nước làm mát nhỏ hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w < t_{dp}$, khi E tăng thì H cũng tăng. Nguyên nhân là do nhiệt độ nước thấp hơn điểm sương sẽ giúp ngưng tụ một phần hơi nước có trong không khí, giúp giảm nhiệt ẩn của không khí, nên khi lưu lượng nước tăng sẽ là tăng hiệu enthalpy giữa không khí vào và ra thiết bị.

3. So sánh hiệu quả năng lượng thiết bị làm mát bay hơi với thiết bị làm mát dung máy nén

Vào những tháng mùa hè, thành phố Đà Nẵng có nhiệt độ cao và độ ẩm thấp, số liệu thể hiện trên Hình 12 và 13. Nhìn vào các biểu đồ này, ta thấy độ ẩm trung bình của tháng Sáu là 65%, tháng Bảy và Tám là khoảng 62%. Tương tự, nhiệt độ trung bình cao nhất của những tháng này vào khoảng 34°C. Với nhiệt độ và độ ẩm này có thể sử dụng hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp để điều hòa không khí cho thành phố [11].



Hình 12. Độ ẩm tương đối trung bình tháng của thành phố Đà Nẵng



Hình 13. Nhiệt độ thấp nhất và cao nhất trung bình tháng của thành phố Đà Nẵng

Hệ thống điều hòa không khí cho Viện Nghiên cứu và Đào tạo Việt - Anh, Đại học Đà Nẵng được tính toán theo 2 phương án: phương án dùng hệ thống chiller thông thường và hệ thống làm mát kiểu bay hơi trực tiếp. Phụ tải lạnh của tòa nhà này là 821,6 kW và 2 hệ thống Chiller 30HXC120 của Carrier được chọn để điều hòa không khí cho Viện [12]. Tra catalogue của máy Carrier [13], máy 30HXC120 có máy nén trục vít công suất 92,2 kW, hệ số hiệu suất năng lượng EER = 11. EER (Energy Efficiency Ratio) là nhiệt lượng không khí được lấy đi bởi dàn lạnh (Btu) ứng với mỗi watt tiêu thụ [11].

$$EER = \frac{Btu \text{ lấy đi từ không khí tại dàn lạnh}}{Watt \text{ tiêu thụ}} = \frac{Btuh}{Wh} = 1,055 \frac{kJ}{Wh} \quad (3)$$

Vậy, hệ số hiệu suất năng lượng của Chiller 30HXC120 trong hệ SI là:

$$EER_{SI-chiller} = 11,6.$$

Khi lắp Chiller vào hệ thống, do các tổn thất nhiệt và thủy lực, ERR hệ thống sẽ giảm khoảng 5 – 10%. Ở đây ta chọn tổn thất 5%, khi đó EER của hệ thống còn:

$$EER_{chiller-actual} = 11,6 \times (1-5\%) = 11,02$$

Đối với hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp [11]:

$$EER = 2,9 / ^\circ F = 5,51 / ^\circ C$$

Như đề cập ở trên, mùa hè ở Đà Nẵng có $t = 34^\circ C$, $\phi = 63\%$, tính được nhiệt độ nhiệt kế ướt $t_{wb} = 28,3^\circ C$. Vậy, chênh lệch nhiệt độ giữa nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt là $5,7^\circ C$. Như vậy, EER của hệ thống bay hơi trực tiếp là: $ERR = 5,51 \times 5,7 = 31,4$.

Nếu không khí đi vào và ra không gian làm mát tăng $4,4^\circ C$, chênh lệch nhiệt độ giữa nhiệt độ nhiệt kế khô và nhiệt độ nhiệt kế ướt là $5,7^\circ C$, tra Bảng XVII-1 [11], ta có phần trăm làm mát hiệu dụng của làm lạnh bay hơi trực tiếp là 84%. Vậy hệ số hiệu suất năng lượng của làm lạnh bay hơi trực tiếp trong trường hợp này là:

$$EER_{evap-actual} = 31,4 \times 84\% = 26,38$$

Vậy tiềm năng tiết kiệm điện năng của hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp so với hệ thống điều hòa không khí sử dụng Chiller là [11]:

$$\begin{aligned} \text{Energy saving \%} &= \frac{EER_{evap-actual} - EER_{chiller-actual}}{EER_{evap-actual}} \\ &= \frac{26,38 - 11,02}{26,38} = 58\% \end{aligned}$$

Vậy, ứng với trường hợp cụ thể là Viện Nghiên cứu và Đào tạo Việt - Anh của Đại học Đà Nẵng, việc sử dụng hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp vào 3 tháng hè có thể tiết kiệm lên đến 58% điện năng so với hệ thống Chiller hiện nay.

4. Kết luận

Bài báo đã tập trung nghiên cứu thực nghiệm mối quan hệ giữa hệ số hay hiệu suất tạo ẩm η , tỉ số lưu lượng nước và không khí E, tỉ số giữa hiệu số enthalpy không khí và enthalpy của nước vào thiết bị H trong thiết bị bay hơi để tìm ra các thông số tối ưu. Bài báo cũng đã nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số nói trên đến hoạt động của thiết bị làm lạnh bay hơi ở các nhiệt độ nước vào khác nhau, và xác định được:

- Ở các chế độ nhiệt độ nước làm mát lớn hơn nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w > t_{dp}$, nên duy trì lượng nước làm mát nhỏ (dưới 1 kg/s ứng với 1 kW công suất thiết bị) đi vào thiết bị để tăng hiệu quả làm mát.

- Ở các chế độ nhiệt độ nước làm mát nhỏ hơn hay bằng nhiệt độ điểm sương của không khí $t_w \leq t_{dp}$, nên duy trì lượng nước làm mát lớn (trên 1 kg/s ứng với 1 kW công suất thiết bị) để phát huy hiệu quả làm mát của thiết bị bay hơi làm mát.

Bài báo cũng tính toán, so sánh khả năng tiết kiệm điện của thiết bị làm mát bay hơi so với máy điều hòa không khí sử dụng máy nén truyền thống để đưa ra những khuyến cáo nhằm tăng cường việc ứng dụng thiết bị điều hòa không khí thân thiện với môi trường và tiết kiệm năng lượng. Ứng với trường hợp cụ thể là Viện Nghiên cứu và Đào tạo Việt - Anh của Đại học Đà Nẵng, việc sử dụng hệ thống làm mát bay hơi trực tiếp vào 3 tháng hè có thể tiết kiệm lên đến 58% điện năng so với hệ thống Chiller hiện nay.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Thế Bảo, *Bảo toàn và quản lý năng lượng trong công nghiệp và trong các tòa nhà*, NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2015.
- [2] Amer O., Boukhanouf R. and Ibrahim H.G., "A review of evaporative cooling technologies", *International Journal of Environmental Science and Development*, 6 (2), 2015, pp. 111-117.
- [3] Duan Z. et al., "Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 2012, pp. 6823-6850.
- [4] Xuan Y. M., Xiao F., Niu X. F., Huang X., and Wang S. W., "Research and application of evaporative cooling in China: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 2012, pp. 3535-3546.
- [5] Heidarinejad G., Bozorgmehr M., Delfani S. and Esmaeelian J., "Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions", *Building and Environment*, 44, 2009, pp. 2073-2079.
- [6] Heidarinejad G. and Pasharsahri H., "Potential of a desiccant - evaporative cooling system performance in a multi-climate country", *International Journal of Refrigeration*, 34, 2011, pp.1251-1261.
- [7] Mehre S.V., Gorle R.D. and Prayagi S.V., "Heat and mass transfer analysis and optimization of direct evaporative cooling system" *International Journal of Multidisciplinary Research and Development*, 2, 2015, pp. 267-271.
- [8] Nguyễn Thế Bảo & Lâm Thanh Hùng, "Sơ đồ mô phỏng hệ thống làm lạnh bay hơi có sử dụng chất hút ẩm lithium chlorid trong điều hòa không khí nhằm tiết kiệm năng lượng", *Tạp chí Năng lượng Nhiệt*, 92 (3), 2010, pp.1-5.
- [9] Nguyễn Thế Bảo, "Ứng dụng công nghệ làm lạnh bay hơi sử dụng chất hút ẩm dạng lỏng trong điều hòa không khí", *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, 1+2, 2017, pp. 223-231.
- [10] Lê Kim Dương và Đoàn Minh Hùng, *Nghiên cứu chế tạo mô hình điều hòa không khí bằng phương pháp làm mát bay hơi*, Đề tài nghiên cứu khoa học cấp trường, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh.
- [11] Watt J.R. & Brown W.K, *Evaporative Air Conditioning Handbook (Third Edn.)*, Chapman and Hall Publishing Ltd, UK, 1997.
- [12] Nguyễn Bá Cường, *Tính thiết kế hệ thống điều hòa không khí cho Viện Anh ngữ, Đại học Đà Nẵng*, Đồ án tốt nghiệp, 2002.
- [13] <http://www.carrier.com/marine-offshore/en/worldwide/products/chillers/30hxc/>

(BBT nhận bài: 12/7/2017, hoàn tất thủ tục phản biện: 01/9/2017)