

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM MỘT DÀN ỐNG CÁNH PHẪNG ĐỂ KHỬ ẨM KHÔNG KHÍ

AN EXPERIMENTAL STUDY OF A DEHUMIDIFYING AIR COIL WITH CONTINUOUS PLATE FINNED TUBE

Nguyễn Minh Phú, Lê Thế Truyền và Trịnh Tiến Thọ

Đại học Công nghiệp Thực phẩm Tp. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Một mô hình thực nghiệm đã được thiết lập nhằm khảo sát một dàn ống cánh phẳng để khử ẩm không khí. Ảnh hưởng của vận tốc gió vào dàn, lưu lượng nước, và nhiệt độ nước đến tải lạnh và tổn thất áp suất phía không khí được trình bày. Vận tốc không khí, lưu lượng nước và nhiệt độ nước được khảo sát trong phạm vi $0,5 \div 2 \text{ m/s}$, $12 \div 18 \text{ l/ph}$ và $12 \div 18^\circ\text{C}$. Trong khi nhiệt độ và độ ẩm không khí vào là 30°C và 68% . Các kết quả chỉ ra rằng cả tải nhiệt hiện và nhiệt ẩn đều tăng khi nhiệt độ nước giảm. Tổn thất áp suất không khí gia tăng lên đến 25% khi chênh lệch nhiệt độ nước vào và nhiệt độ đọng sương không khí vào dàn tăng từ $5 \div 11^\circ\text{C}$. Bố trí lưu động cùng chiều và ngược chiều được so sánh và kết quả chứng tỏ rằng năng suất lạnh trong trường hợp lưu động ngược chiều cao hơn 10% , và chênh lệch tổn thất áp suất không khí của hai trường hợp là không đáng kể.

ABSTRACT

An experimental apparatus was established in order to investigate a dehumidifying air coil with continuous plate finned tube. Effects of face velocity of air, water flow rate and water temperature on both cooling load and air pressure drop were presented. The face velocity, the water flow rate and the water temperature are in range of 0.5 to 2 m/s , 12 to 18 LPM and 12 to 18°C , respectively. Meanwhile entering air temperature and relative humidity are maintained about 30°C and 68% . The results showed that both latent load and sensible load increased when the water temperature decreased. Airside pressure drop increased up to 25% when difference between entering water temperature and entering air dew point temperature increased from 5 to 11°C . Counter-current cross flow and co-current cross flow arrangements were also compared and results showed that cooling capacity in case of the counter-current cross flow arrangement is 10% higher, and air pressure drops were negligible difference between the two cases.

1. GIỚI THIỆU:

Các thiết bị trao đổi nhiệt dàn ống cánh được biết đến như thiết bị trao đổi nhiệt gọn nhẹ. Chúng được ứng dụng trong nhiều lĩnh vực. Trong số chúng, đáng chú ý là các dàn nóng và dàn lạnh. Trong đó không khí thổi qua chùm ống cánh để nhận nhiệt (dàn nóng) hoặc thải nhiệt (dàn lạnh) trong khi lưu chất thứ hai chảy bên trong ống có thể là một pha hoặc thay đổi pha (như dàn ngưng giải nhiệt bằng không khí hay dàn lạnh trực tiếp).

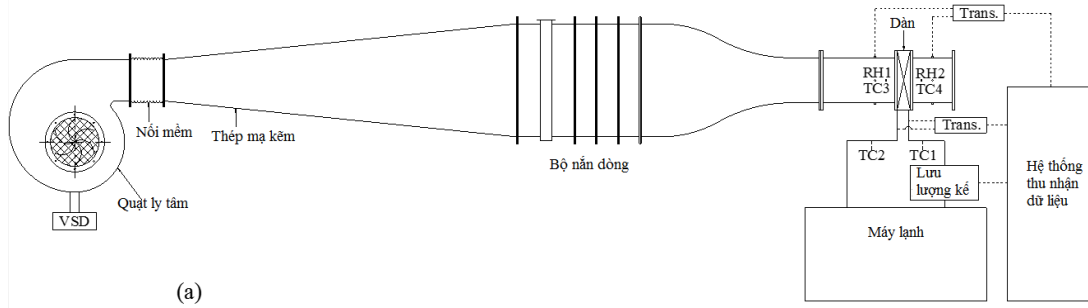
Khí hậu Việt Nam, đặc biệt là miền Nam, thường là nóng ẩm. Do đó làm lạnh và giảm ẩm không khí là phổ biến để đáp ứng nhu cầu sinh hoạt của con người. Nên việc phân tích đặc tính dàn lạnh khử ẩm là hết sức cần thiết. Phân tích giải tích dàn lạnh có phần phức tạp vì truyền nhiệt và khối có thể xảy ra đồng thời khi hơi nước trong không khí bị ngưng tụ lại. Trong các nghiên cứu chuyên sâu, quá trình như thế được phân thành ba loại là hoàn toàn khô, ẩm từng phần và hoàn toàn ẩm [1, 2]. Các nghiên cứu thực nghiệm thường được tiến hành do tính chất phức tạp của quá trình truyền nhiệt và khối đồng thời. Thông thường các nghiên cứu trước thành lập phương trình tính hệ số Colburn và hệ số ma sát tương ứng tới các mẫu cánh khác nhau như cánh tấm [3-6], cánh xoắn [7], cánh xếp [8] và cánh gợn sóng [2]. Những hệ số này là để tính truyền nhiệt và tổn thất áp suất dưới điều kiện ẩm. Các nghiên cứu giải tích cũng được đề xuất, Vardhan và Dhar [9] đề xuất một mô hình toán mới để tính các dàn ẩm và mô hình này được công nhận bằng thực nghiệm. Tuy nhiên, mô hình của họ dẫn đến sai lệch khó chấp nhận trong phạm vi nào

đó như Wang và Hihara [1] đã chỉ ra. Do đó, họ đề xuất một mô hình mới gọi là phương pháp nhiệt độ bầu khô tương đương, Huzayyin và các cộng sự [2] đã áp dụng cả phương pháp này lẫn phương pháp thế enthalpy truyền thống [10] vào nghiên cứu của họ. Kết quả chỉ ra rằng dự đoán của phương pháp này gần dữ liệu thực nghiệm hơn phương pháp thế enthalpy. Các nghiên cứu tham số về dàn khử ẩm cũng được thực hiện trong các nghiên cứu trước. Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối, nhiệt độ và vận tốc khối lượng của môi chất lạnh, nhiệt độ không khí vào và vận tốc gió đến truyền nhiệt hiện, truyền nhiệt ẩn và tổn thất áp suất đã được thực hiện trong các nghiên cứu [2, 11, 12].

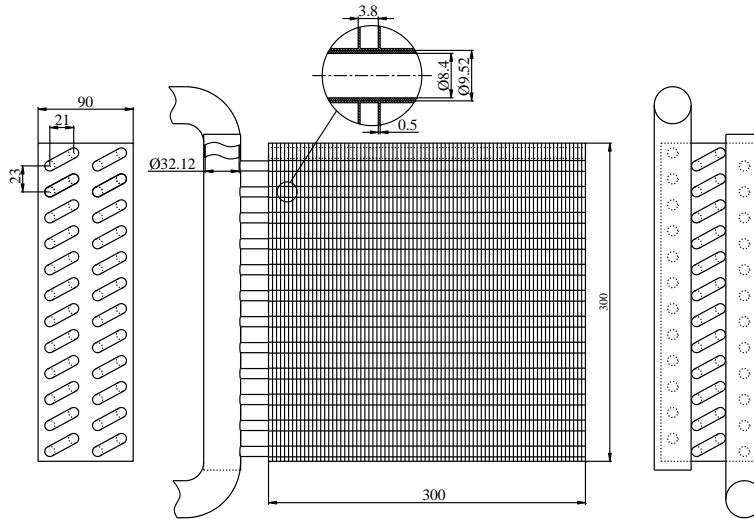
Trong nghiên cứu của chúng tôi, một mô hình thực nghiệm đã được thực hiện để áp dụng cho dàn lạnh khử ẩm không khí với ống gắn cánh tấm liên tục. Nước lạnh được sử dụng như chất tải lạnh. Các ảnh hưởng của nhiệt độ nước lạnh vào, vận tốc không khí và lưu lượng nước lạnh đến các thành phần truyền nhiệt và tổn thất áp suất được khảo sát. Các kiểu bố trí cùng chiều và ngược chiều cũng được khảo sát.

2. THIẾT LẬP THỰC NGHIỆM

Sơ đồ mô hình thực nghiệm được chỉ trong *hình 1a*. Quạt ly tâm thổi dòng không khí ẩm qua hầm gió tới dàn lạnh thử nghiệm. Hầm gió bao gồm ống nối mềm, phần ống to dần và bộ nắn dòng để giảm rung động, ồn và rối. Nhiệt độ và độ ẩm không khí vào dàn duy trì ở nhiệt độ phòng khoảng 30°C và 68% (Nhiệt độ đọng sương 23°C) trong suốt quá trình thử nghiệm. Quạt ly tâm cùng với bộ biến tần (VSD) để điều khiển lưu lượng không khí. Vận tốc không khí được đo bởi một phong kế chong chóng. Nhiệt độ nước lạnh vào được điều chỉnh bởi một máy lạnh với các điện trở. Nhiệt độ của nước và không khí được đo bởi các cặp nhiệt điện. Lưu lượng nước được điều chỉnh bởi các van cầu và được đo bởi lưu lượng kế từ. Độ ẩm không khí được đo bởi data logger độ ẩm. Chênh lệch áp suất phía nước và không khí được xử lý bởi các bộ chuyển đổi áp suất. Các tín hiệu đo được tập hợp và hiển thị bởi hệ thống thu nhận dữ liệu. Nước lạnh tuần hoàn trong bốn mạch song song ngang dòng với không khí như *hình 1b*. Kích thước dàn cũng được trình bày trong hình này. Hình chụp tổng thể mô hình thực nghiệm có thể xem trong *hình 1c*



(a)



(b)



(c)

Hình 1: (a) Sơ đồ mô hình thực nghiệm, (b) Kích thước dàn thử nghiệm, (c) Hình chụp tổng thể mô hình thực nghiệm

Bảng 1 trình bày sai số của các dụng cụ đo và kết quả tính toán sai số của các thành phần tải lạnh.

Bảng 1: Sai số thực nghiệm

Thông số đo		Tính toán sai số	
Tên gọi	Sai số	Tên gọi	Sai số (%)
Nhiệt độ không khí	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$	Tổng tải	2,5~7,8
Nhiệt độ nước	$\pm 0,05^{\circ}\text{C}$	Nhiệt hiện	3,5~3,9
Lưu lượng nước	$\pm 0,5\%$	Nhiệt ẩn	5,9~15,3
Tốc độ không khí	$\pm 3\%$		
Độ ẩm không khí	$\pm 1\%$		
Áp suất không khí	$\pm 1\text{Pa}$		

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Hình 2 trình bày các thành phần tải khi tốc độ gió là 1,5m/s và lưu lượng nước 18l/ph. Tổng tải, tải nhiệt hiện và tải nhiệt ẩn được định nghĩa lần lượt trong các phương trình sau:

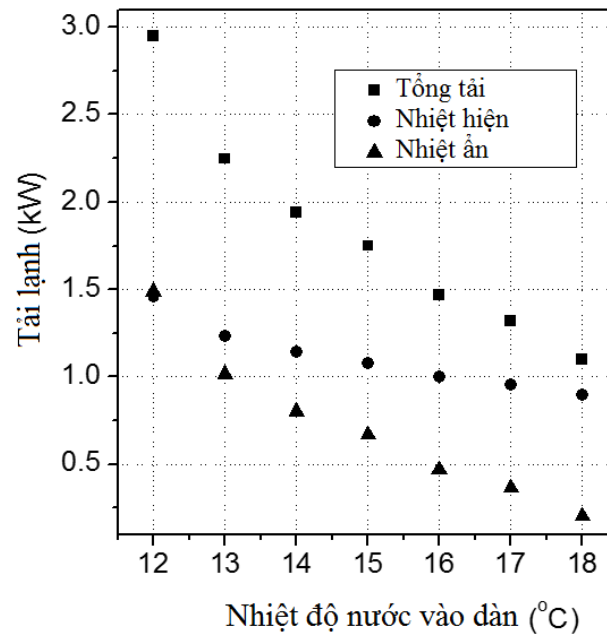
$$\dot{Q} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_a$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{kk} (t_1 - t_2)$$

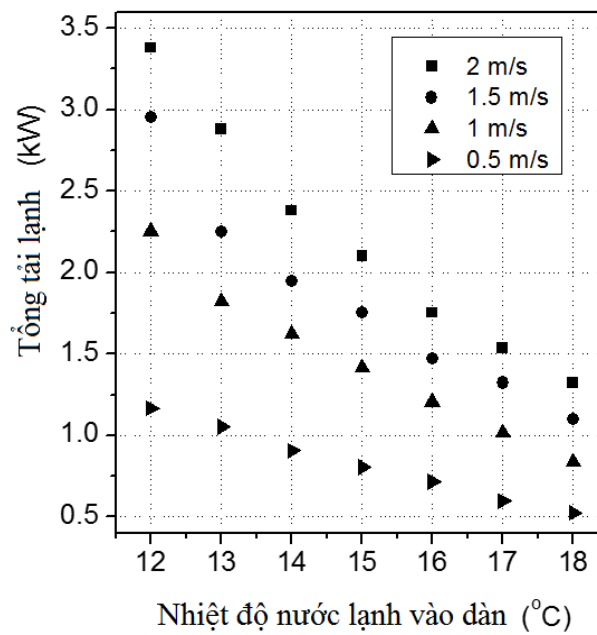
$$\dot{Q}_a = 2501 \dot{m}_{kk} (\omega_1 - \omega_2)$$

Trong các phương trình trên, t là nhiệt độ không khí, ω là độ chứa hơi và \dot{m}_{kk} là lưu lượng khối lượng không khí qua dàn. Các chỉ số 1 và 2 lần lượt là thông số vào dàn và ra khỏi dàn. Tải nhiệt ẩn tăng mạnh khi nhiệt độ nước vào dàn giảm vì hơi nước dễ ngưng tụ ở nhiệt độ bề mặt ống thấp. Trong khi tải nhiệt hiện tăng nhẹ do tăng chênh lệch nhiệt độ giữa lưu chất nóng và lạnh. Điều này trái ngược với ảnh hưởng của độ ẩm không khí vào dàn làm giảm tải nhiệt hiện và tăng tải nhiệt ẩn khi độ ẩm không khí giảm như chỉ ra trong các nghiên cứu của Huzayyin và Liang và các cộng sự [2, 11].

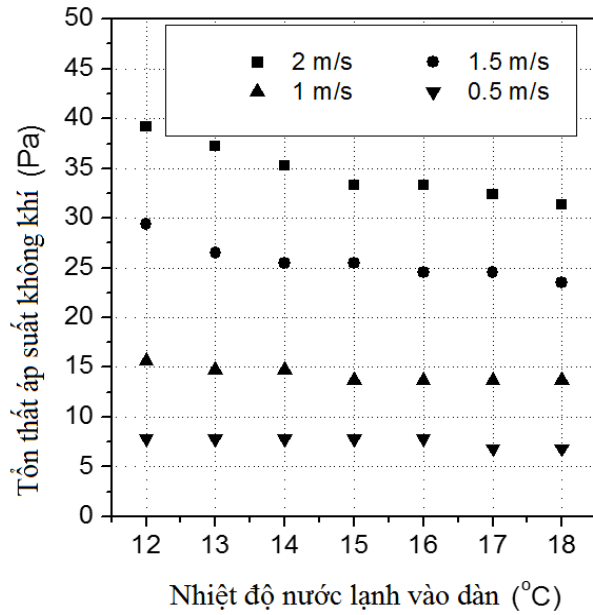
Thay đổi tổng tải theo vận tốc không khí và nhiệt độ nước vào được trình bày trong hình 3 ở lưu lượng nước 18l/ph. Khi vận tốc không khí tăng, các tải lạnh tăng chậm.



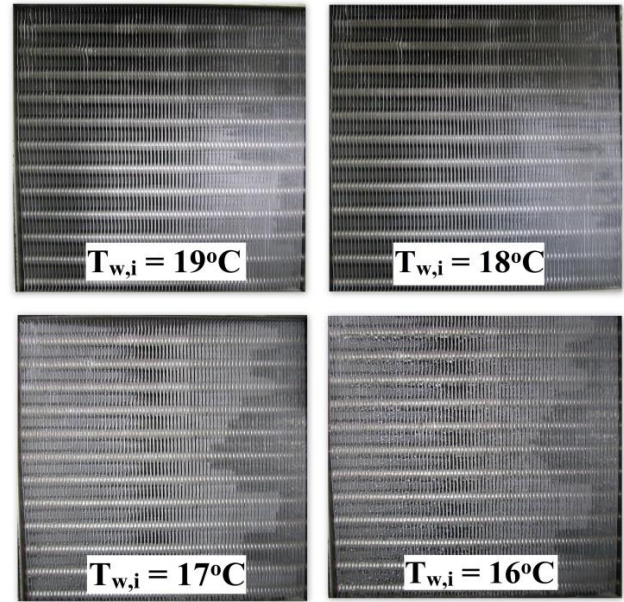
Hình 2: Các thành phần tải theo nhiệt độ nước vào dàn



Hình 3: Ảnh hưởng của nhiệt độ nước lạnh và tốc độ không khí đến tổng tải lạnh

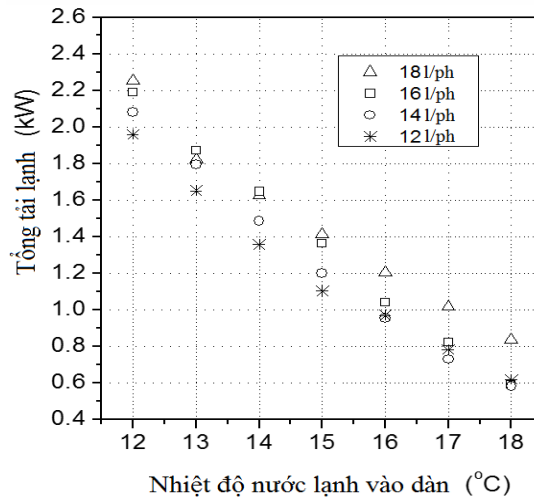


(a)



(b)

Hình 4: (a) Ảnh hưởng của nhiệt độ nước lạnh và tốc độ không khí đến tổn thất áp suất không khí. (b) Hình chụp bề mặt dàn lạnh ở các nhiệt độ nước vào khác nhau.

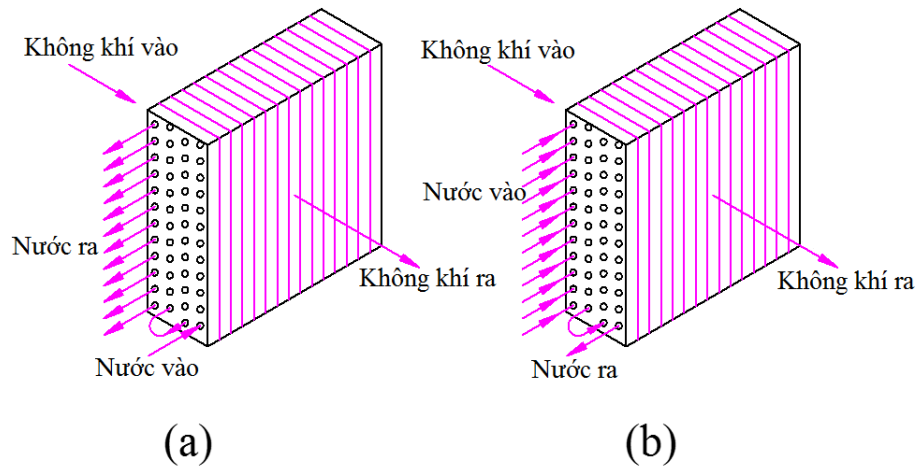


Hình 5: Ảnh hưởng của nhiệt độ nước lạnh và lưu lượng nước đến tổng tải lạnh.

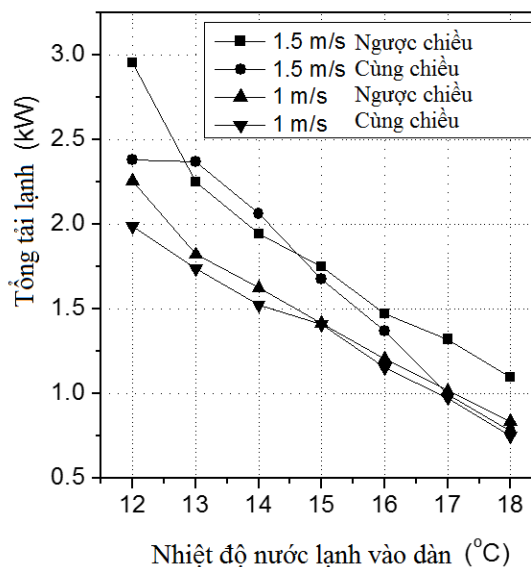
Tổn thất áp suất không khí với khía cạnh nhiệt độ nước vào và vận tốc không khí được trình bày trong hình 4a ở lưu lượng nước 18l/ph. Tổn thất áp suất tăng trong tất cả các trường hợp khi nhiệt độ nước giảm, nhất là ở lưu lượng không khí lớn. Điều này là do nhiều nước bám trên bề mặt dàn ở nhiệt độ nước thấp và do đó làm giảm diện tích không khí qua dàn. Do đó làm tăng tổn thất áp suất không khí đến trạng thái bão hòa (Hoàn toàn ẩm). Với các mô hình toán hiện tại không thể dự đoán đặc tính này do dàn lạnh chỉ phân thành hai loại là khô hoặc ướt. Có thể thấy tổn thất tăng lên đến 25% khi chênh lệch nhiệt độ động sương không khí vào và nhiệt độ nước vào tăng từ 5 đến 11 °C. Hình 4b cho thấy lượng nước ngưng tụ chiếm hầu hết bề mặt dàn khi

nhệt độ nước lạnh vào hạ thấp. Ảnh hưởng của nhiệt độ nước vào dàn và lưu lượng nước đến tổng tải được xem xét trong *hình 5* ở vận tốc không khí 1m/s. Các xu hướng trông giống như ảnh hưởng của vận tốc không khí đến tổng tải lạnh (*Hình 3*). Khi lưu lượng nước tăng, tải lạnh tăng một cách chậm. Cũng có thể thấy rằng để duy trì cùng tải lạnh, lưu lượng nước giảm khoảng 33% khi nhiệt độ nước vào giảm 1°C. Kết quả này rất quan trọng trong hệ thống có tổn thất áp suất cao (Ví dụ hệ thống chiller nối tiếp ngược dòng), khi đó phải giảm lưu lượng nước và giảm nhiệt độ bốc hơi của môi chất lạnh để đảm bảo công suất lạnh.

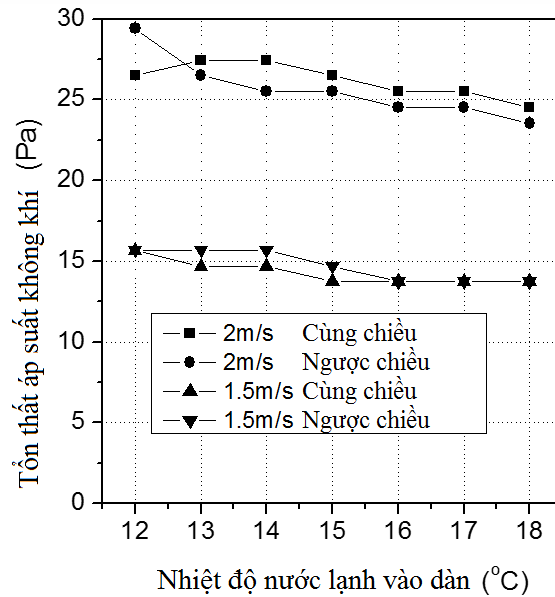
Các kết quả ở trên tương ứng tới bố trí lưu động ngược chiều như chỉ trong *hình 6a*. Các sự so sánh giữa lưu động cùng chiều và ngược chiều (*Hình 6*) cũng được thực hiện ở lưu lượng nước 18l/ph. Các kết quả trình bày trong *hình 7* và *8*.



Hình 6: Bố trí dòng. (a) Ngược chiều, (b) Cùng chiều



Hình 7: Ảnh hưởng của bố trí dòng đến tổng tải lạnh



Hình 8: Ảnh hưởng của bố trí dòng đến tổn thất áp suất không khí

Hình 7 trình bày tổng tải lạnh cho hai trường hợp ở vận tốc gió 1 và 1,5m/s. Trường hợp ngược chiều hầu như cao hơn trường hợp cùng chiều. Hiệu quả cao hơn trung bình khoảng 10%. Do đó trong bố trí thiết bị cần đảm bảo lưu động ngược chiều để tăng hiệu quả truyền nhiệt.

Hình 8 trình bày so sánh về tổn thất áp suất không khí của hai trường hợp. Các bố trí gần như không có ảnh hưởng đến tổn thất áp suất không khí.

4. KẾT LUẬN:

Khảo sát thực nghiệm dàn ống cánh phẳng dùng nước lạnh để khử ẩm không khí được trình bày trong bài báo này. Ảnh hưởng của vận tốc không khí, lưu lượng nước và nhiệt độ nước đến tải lạnh và tổn thất áp suất không khí đã được phân tích. Tác động của bố trí lưu động đến truyền nhiệt cũng được xem xét. Các kết quả chỉ ra rằng: (1) cả tải nhiệt hiện lẫn nhiệt ẩn đều tăng khi nhiệt độ nước giảm, (2) tổn thất áp suất không khí tăng đến 25% khi chênh lệch nhiệt độ nước vào và nhiệt độ đọng sương không khí vào dàn tăng từ 5 đến 11°C, (3) năng suất lạnh trong trường hợp lưu động ngược chiều cao hơn 10% so với lưu động cùng chiều và tổn thất áp suất không khí của hai trường hợp không khác biệt nhiều. Dựa vào kết quả thực nghiệm cần lập các mô hình giải tích để khảo sát đặc tính của dàn lạnh theo nhiệt độ nước nhằm đánh giá toàn diện dàn lạnh mà không chỉ hai chế độ khô và ướt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] J. Wang, E. Hihara. Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method. International Journal of Refrigeration. 26 (2003) 293-301.
- [2] A.S. Huzayyin, S.A. Nada, H.F. Elattar. Air-side performance of a wavy-finned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil. International Journal of Refrigeration. 30 (2007) 230-44.
- [3] F.C. McQuiston. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. ASHRAE Trans. 84 (1978) 294-309.

- [4] W. Chi-chuan, H. Yi-chung, L. Yur-tsai. Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions. *Journal of Heat Transfer*. 119 (1997) 109-17.
- [5] F. Halici, I. Taymaz. Experimental study of the airside performance of tube row spacing in finned tube heat exchangers. *Heat and Mass Transfer*. 42 (2006) 817-22.
- [6] N.H. Kim, B. Youn, R.L. Webb. Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers With Staggered Tube Arrangements. *Journal of Heat Transfer*. 121 (1999) 662-7.
- [7] A. Nuntaphan, T. Kiatsiriroat, C.C. Wang. Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification. *Applied Thermal Engineering*. 25 (2005) 327-40.
- [8] M.-H. Kim, C.W. Bullard. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Refrigeration*. 25 (2002) 924-34.
- [9] A. Vardhan, P.L. Dhar. A new procedure for performance prediction of air conditioning coils. *International Journal of Refrigeration*. 21 (1998) 77-83.
- [10] J. Threlkeld. *Thermal environmental engineering*. Prentice Hall Inc., Englewood Cliff 1970.
- [11] S.Y. Liang, M. Liu, T.N. Wong, G.K. Nathan. Analytical study of evaporator coil in humid environment. *Applied Thermal Engineering*. 19 (1999) 1129-45.
- [12] I. Horuz, E. Kurem, R. Yamankaradeniz. Experimental and theoretical performance analysis of air-cooled plate-finned-tube evaporators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 25 (1998) 787-98.