

Nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ gió dàn ngưng đến hiệu quả năng lượng máy lạnh chiller

Phan Thị Thu Hương¹, Hoàng Mai Hồng², Lại Ngọc Anh^{1*}

¹Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định

Ngày nhận bài 23/3/2020; ngày chuyển phân biện 27/3/2020; ngày nhận phân biện 29/4/2020; ngày chấp nhận đăng 11/5/2020

Tóm tắt:

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu chế tạo máy làm lạnh nước, nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ gió vào dàn ngưng đến áp suất ngưng tụ và hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình. Hiệu quả biến đổi năng lượng của máy làm lạnh nước sử dụng môi chất R134a làm việc ở nhiệt độ ngưng tụ 47,35°C và nhiệt độ vào bình bay hơi 4,17°C là 2,41. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy, tốc độ gió qua dàn có ảnh hưởng đáng kể đến quá trình trao đổi nhiệt ở dàn ngưng. Khi tốc độ gió vào dàn ngưng tăng, áp suất ngưng tụ giảm, độ quá lạnh của môi chất tăng và hiệu quả biến đổi năng lượng COP tăng. Ví dụ, khi tốc độ gió bằng 0,6 m/s, hiệu quả biến đổi năng lượng COP của chu trình là 2,23. Khi nâng tốc độ gió lên 1 m/s, tương đương 67%, hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình tăng lên 8,8% so với trường hợp ban đầu và đạt giá trị bằng 2,43.

Từ khóa: độ không đảm bảo, hiệu quả biến đổi năng lượng COP, máy làm lạnh nước (chiller), thiết bị thí nghiệm, tốc độ gió.

Chỉ số phân loại: 2.3

A study on the effect of fan operating conditions on the performance of an experimental air-cooled chiller

Thi Thu Huong Phan¹, Mai Hong Hoang², Ngoc Anh Lai^{1*}

¹Hanoi University of Science and Technology

²Nam Dinh University of Technology Education

Received 23 March 2020; accepted 11 May 2020

Abstract:

This paper presents the research results on manufacturing water chiller and studies the effect of fan operating conditions on the performance of a design and erection of an experimental air-cooled chiller. The coefficient of performance (COP) of the air-cooled chiller operating at a condensation temperature of 47.35°C and the inlet evaporation temperature of 4.17°C is 2.41. The results show that the air velocity entering the condenser has a significant effect on heat transfer. When the air velocity increases, the subcooled temperature, and the COP increases whilst the condensation pressure decreases. For example, when the air velocity through the condenser is 0.6 m/s, the COP is 2.23. When the air velocity is 1 m/s, about 67% increment, the COP increases 8.8% and reaches a value of 2.43.

Keywords: air-cooled chiller, air velocity, coefficient of performance COP, experimental set-up, uncertainty.

Classification number: 2.3

Đặt vấn đề

Theo thống kê, dân số của Việt Nam và thế giới hiện nay tương ứng là 96 và 7.700 triệu người [1]. Tốc độ tăng dân số hiện nay vẫn được duy trì. Cùng với sự phát triển của dân số, của kinh tế, nhu cầu sử dụng máy nước nóng/lạnh và máy điều hòa không khí

của người dân cũng ngày càng tăng. Trong khi đó, theo các tài liệu công bố, tiêu thụ năng lượng của hệ thống điều hòa không khí trong các tòa nhà chiếm tới 40% tổng năng lượng tiêu thụ của tòa nhà đó nói riêng và chiếm tới 20% tổng năng lượng tiêu thụ nói chung [2]. Các hệ thống điều hòa không khí hiện nay chủ yếu sử

*Tác giả liên hệ: Email: anngoelai@yahoo.com

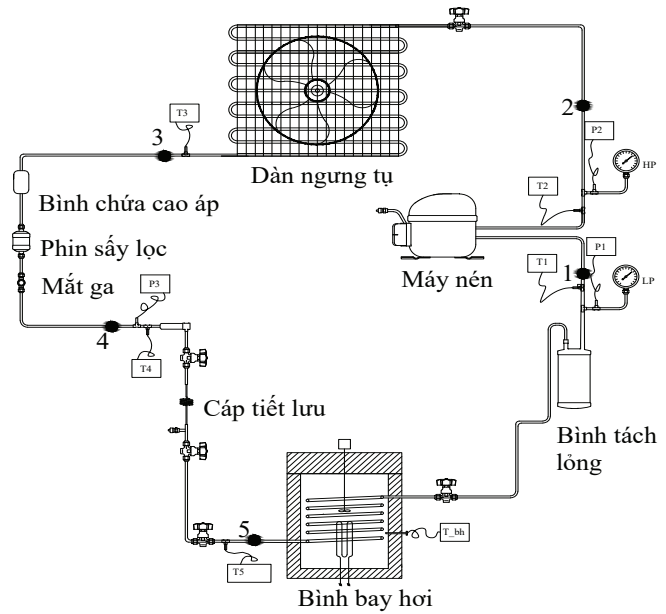
dụng chu trình máy lạnh nén hơi. Chu trình này được áp dụng phổ biến vì tính ổn định và tuổi thọ cao, hiệu quả năng lượng hợp lý, và dễ dàng điều khiển. Vì vậy tiêu thụ năng lượng và vấn đề sử dụng năng lượng tiết kiệm và hiệu quả cho các hệ thống điều hòa không khí ngày càng được quan tâm. Để có giải pháp tư vấn và khuyến cáo phù hợp, việc nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm các chu trình, thiết bị lạnh sử dụng chu trình máy lạnh nén hơi là cần thiết.

Hiệu quả năng lượng của một hệ thống máy lạnh được đánh giá thông qua hiệu suất năng lượng COP của hệ thống. Vì vậy, cần phải có các nghiên cứu vận hành hệ thống máy lạnh ở hiệu suất COP tối ưu. Đã có nhiều công trình nghiên cứu các điều kiện làm việc tối ưu của hệ thống máy làm lạnh nước bằng mô phỏng các thành phần của hệ thống với các đặc tính riêng và sử dụng các thuật toán tìm ra các chế độ chạy tối ưu đồng thời các thành phần [3]. Hầu hết các nghiên cứu này đều có thể điều khiển tối ưu hệ thống lạnh [4, 5]. Tuy nhiên các phương pháp này khá phức tạp và quy trình thực hiện trong các dự án kỹ thuật tương đối cồng kềnh. Với các nghiên cứu có tính khả thi thì chưa được đánh giá trên các hệ thống máy lạnh thực mà chỉ được thử nghiệm trên nền tảng mô phỏng. Các nghiên cứu trên hệ thống làm lạnh nước thực còn rất hạn chế. Vì vậy, để đóng góp một phần vào việc nghiên cứu ảnh hưởng của các thành phần của hệ thống máy làm lạnh nước chiller đến hiệu quả năng lượng, nhóm tác giả đã tiến hành nghiên cứu chế tạo và thử nghiệm hệ thống thiết bị thí nghiệm làm lạnh nước giải nhiệt gió. Trong hệ thống này, lưu lượng gió có thể thay đổi được để nghiên cứu ảnh hưởng của tốc độ gió đến hiệu quả năng lượng máy lạnh chiller. Theo hiểu biết của nhóm tác giả, môi chất R134a đã được sử dụng phổ biến hiện nay trong các thiết bị lạnh và các thông số nhiệt động chính xác, tin cậy đã có. Ngoài ra, nguồn cung cho môi chất này trong nước cũng rất dồi dào. Vì vậy, trong giai đoạn thử nghiệm nghiên cứu đánh giá mô hình, nhóm tác giả lựa chọn môi chất R134a sử dụng trong nghiên cứu này trước khi thử nghiệm với các loại môi chất lạnh tiềm năng khác.

Thiết bị thí nghiệm

Thiết bị thí nghiệm

Sơ đồ nguyên lý hoạt động của thiết bị thí nghiệm được mô tả ở hình 1. Nhiệt độ và áp suất của môi chất vào máy nén được đo bằng cảm biến nhiệt độ T1 và cảm biến áp suất P1. Khi ra khỏi máy nén, nhiệt độ và áp suất của môi chất được đo bằng các cảm biến nhiệt độ T2 và áp suất P2. Như vậy, trạng thái của môi chất vào và ra khỏi máy nén hoàn toàn có thể xác định được thông qua các bộ số liệu thí nghiệm về nhiệt độ và áp suất thu được. Khi vừa ra khỏi dàn ngưng tụ, nhiệt độ của môi chất được đo bằng cảm biến nhiệt độ T3. Môi chất sau khi đi qua bình chứa cao áp, phin sấy lọc sẽ đi vào tiết lưu. Tại đây, nhiệt độ và áp suất của môi chất được xác định thông qua cảm biến nhiệt độ T4 và cảm biến áp suất P3. Nhiệt độ của môi chất sau tiết lưu mao dẫn được xác định bằng cảm biến nhiệt độ T5. Nhiệt độ của nước lạnh trong bình bay hơi được xác định bằng cảm biến nhiệt độ T_{bh}. Thông số kỹ thuật của các thiết bị chính là máy nén, dàn ngưng tụ, tiết lưu mao dẫn và bình bay hơi được trình bày ở bảng 1.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý và bố trí thiết bị đo.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của các thiết bị chính.

Thiết bị	Thông số kỹ thuật
Máy nén	Máy nén piston kín, 1 pha Thể tích xy lanh: 8,37 cm ³
Dàn ngưng	Dàn đồng cánh nhôm Diện tích trao đổi nhiệt: 3,4 m ² Công suất quạt: 40 W Lưu lượng gió: 500 m ³ /h
Ống mao	Vật liệu: ống đồng Đường kính: 0,5-1,0 mm
Bình bay hơi	1. Vỏ bình: Inox 304 2. Ống xoắn ruột gà bên trong

Cơ sở tính toán

Từ nhiệt độ và áp suất đo được trên hệ thống thiết bị thí nghiệm, ta có thể xác định được entanpi của môi chất vào máy nén h₁, entanpi của môi chất rời máy nén h₂ và entanpy của môi chất vào tiết lưu h₃. Giả thiết bỏ qua tổn thất áp suất và tổn thất nhiệt trên đường ống và các thiết bị phụ, các đại lượng đặc trưng của chu trình có thể được tính theo các tài liệu [6] và [7] như sau:

Công nén riêng thực của máy nén là công của chu trình l₀ được xác định theo công thức (1):

$$l_0 = h_1 - h_2, \text{ kJ/kg} \tag{1}$$

Trong đó, h₁ và h₂ là entanpi của môi chất trước và sau máy. Giá trị của entanpi được xác định bằng phần mềm Theproper [8] thông qua nhiệt độ và áp suất thực nghiệm.

Năng suất nhiệt riêng của dàn ngưng tụ q_k được xác định theo công thức (2):

$$q_k = h_3 - h_2, \text{ kJ/kg} \tag{2}$$

Năng suất nhiệt riêng của bình bay hơi q_0 được xác định theo công thức (3):

$$q_0 = h_1 - h_3, \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

Hiệu quả biến đổi năng lượng (còn được gọi là hệ số COP hoặc hệ số lạnh ϵ) của hệ thống lạnh được xác định theo công thức (4):

$$\text{COP} = q_0/l_0 \quad (4)$$

Đánh giá thiết bị đo

Trong hệ thống thiết bị thí nghiệm, thiết bị đo và thu nhận số liệu có vai trò quan trọng và quyết định đến độ chính xác, tin cậy của kết quả thí nghiệm. Vì vậy, các thiết bị đo cần được hiệu chuẩn để đảm bảo độ tin cậy của kết quả đo và kết quả tính toán.

Hệ thống thiết bị đo được sử dụng trong nghiên cứu này gồm có bộ thu thập dữ liệu đa kênh và các cảm biến nhiệt độ, áp suất. Các tín hiệu thu được từ các cảm biến nhiệt độ và áp suất là các điện áp 1 chiều. Do bộ thu nhận và chuyển đổi dữ liệu có ảnh hưởng đến độ chính xác nên đã sử dụng bộ thu nhận dữ liệu điện áp có sai số chuyển mạch và sai số của bộ chuyển đổi tín hiệu rất nhỏ (bảng 2).

Bảng 2. Thông số kỹ thuật của bộ thu nhận số liệu.

Thông số đo	Dải đo	Độ không đảm bảo (% của giá trị đọc + % giá trị của dải đo)
Điện áp 1 chiều	100 mV	0,0050+0,0040
	1 V	0,0040+0,0007
	10 V	0,0035+0,0005

Tất cả các đầu đo nhiệt độ được hiệu chuẩn trong dải nhiệt độ từ -40°C đến 120°C bằng các thiết bị hiệu chuẩn chuyên dụng của phòng hiệu chuẩn quốc gia. Khi tiến hành hiệu chuẩn, các cặp nhiệt độ được kết nối với bộ thu nhận dữ liệu ở trên. Nhiệt độ thu được từ hệ thống thiết bị đo nêu trên được so sánh, đánh giá và hiệu chuẩn với nhiệt độ chuẩn. Sau khi hiệu chuẩn đã tiến hành đánh giá độ không đảm bảo theo tiêu chuẩn TCVN 9595-3:2013 [9]. Kết quả hiệu chuẩn cho thấy độ không đảm bảo mở rộng, với độ tin cậy 95%, lớn nhất của các đầu đo nhiệt độ môi chất là $U_{95}=0,12^\circ\text{C}$.

Tương tự như hiệu chuẩn nhiệt độ, các cảm biến áp suất cũng được kết nối với bộ thu nhận dữ liệu nêu trên để chuyển đổi và hiển thị kết quả đo trên máy tính. Đầu cảm biến được kết nối liên thông vào môi trường áp suất mẫu cùng với các đầu cảm biến dùng để hiệu chuẩn của phòng hiệu chuẩn quốc gia. Sau khi hiệu chuẩn, độ không đảm bảo mở rộng U_{95} đối với các giá trị áp suất đo được thông qua bộ thu nhận dữ liệu đa kênh tối đa là 0,4%, tương đương 1,4 kPa.

Thực nghiệm và đánh giá

Sau khi thiết kế chế tạo và hiệu chuẩn các thiết bị đo, thiết bị thí nghiệm làm lạnh nước đã được đưa vào nghiên cứu. Với hệ thống thiết bị thí nghiệm này, chỉ cần nạp môi chất và dầu bôi trơn phù hợp là có thể tiến hành thí nghiệm đánh giá hiệu quả biến đổi năng lượng và đặc tính của hệ thống làm lạnh nước sử dụng loại môi chất cụ thể nào đó. Trong nghiên cứu này, môi chất R134a

được sử dụng vì nó đã được sử dụng phổ biến trong các thiết bị lạnh và các thông số nhiệt động chính xác, tin cậy đã có. Ngoài ra, nguồn cung môi chất này trong nước cũng rất dồi dào.

Sau khi nạp môi chất R134a vào hệ thống, đã tiến hành thí nghiệm xác định các đại lượng đặc trưng của môi chất ở các điểm, các vị trí đặc trưng của hệ thống thiết bị thí nghiệm. Các đại lượng đặc trưng thu được từ hệ thống thiết bị được trình bày ở trên và từ phần mềm Theproper [8] được trình bày ở bảng 3. Nhiệt độ thu được từ điểm 1 và điểm 5 cho thấy đã có sự suy giảm nhiệt độ của môi chất vào thiết bị bay hơi và rời khỏi thiết bị bay hơi. Nguyên nhân của sự thay đổi này là do tổn thất áp suất qua thiết bị bay hơi. Áp suất bão hòa ra của môi chất ở trạng thái hơi bão hòa khô trong thiết bị bay hơi nhỏ hơn áp suất bão hòa của môi chất vào thiết bị bay hơi nên nhiệt độ của môi chất rời khỏi thiết bị bay hơi nhỏ hơn nhiệt độ của môi chất vào thiết bị bay hơi. Hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình thiết bị làm lạnh nước sử dụng môi chất R134a làm việc ở nhiệt độ ngưng tụ $47,35^\circ\text{C}$ và nhiệt độ vào thiết bị bay hơi bằng $4,17^\circ\text{C}$ được tính theo công thức (4) là 2,41.

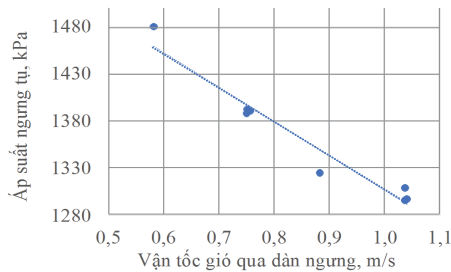
Bảng 3. Thông số nhiệt động tại các điểm đặc trưng.

Thông số	Đơn vị	Điểm 1	Điểm 2	Điểm 3	Điểm 4	Điểm 5	Nước lạnh
Nhiệt độ	$^\circ\text{C}$	1,40	78,26	47,35	46,66	4,17	6,81
Áp suất	kPa	289	1339		1260		
Entanpi	kJ/kg	400	455,5		266,5		

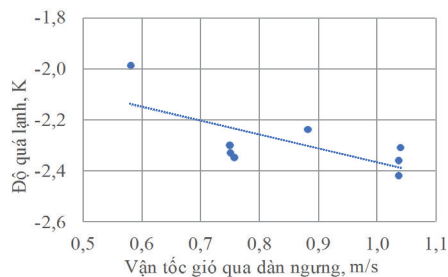
Trong thực tế sử dụng, nhiệt độ không khí vào dàn nóng hoàn toàn phụ thuộc vào điều kiện môi trường và không thể can thiệp. Nhiệt độ nước lạnh phụ thuộc vào yêu cầu và quá trình công nghệ. Do đó, trong nhiều trường hợp không thể can thiệp. Vì vậy, việc nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của quá trình trao đổi nhiệt ở dàn ngưng, thông qua chế độ quạt gió ở dàn, đến hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình là khả thi và phù hợp với thực tế.

Trong quá trình sử dụng, khi bị bám bẩn hoặc khi tốc độ gió bị suy giảm, hệ số truyền nhiệt giữa không khí và môi chất sẽ giảm. Điều này làm ảnh hưởng đến hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình. Ở nghiên cứu này, quan hệ giữa tốc độ gió vào dàn ngưng và hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình được nghiên cứu, khảo sát. Hình 2 và 3 biểu diễn sự thay đổi của áp suất ngưng tụ và độ quá lạnh của môi chất khi tốc độ gió thực tế thay đổi trong điều kiện nhiệt độ nước lạnh ở bình bay hơi được giữ không đổi. Kết quả nghiên cứu cho thấy, khi tăng cường trao đổi nhiệt bằng cách tăng tốc độ gió qua dàn, cả áp suất ngưng tụ và độ quá lạnh của môi chất đều giảm. Điều này có thể giúp tăng hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình. Vì không thể xác định chính xác tiết diện thông thủy ở dàn ngưng và không thể đo được tốc độ gió trên bề mặt trao đổi nhiệt ở dàn ngưng tụ nên trong nghiên cứu này, tốc độ gió được xác định tại vị trí vào dàn ngưng và nằm trong dải từ 0,58 đến 1,04 m/s. Vì tiết diện kênh gió bằng $0,0875 \text{ m}^2$ nên lưu lượng gió qua dàn ngưng tương ứng nằm trong khoảng từ $0,051 \text{ m}^3/\text{s}$ đến $0,091 \text{ m}^3/\text{s}$. Quạt gió tiêu chuẩn đi theo dàn ngưng tụ có lưu lượng tối đa bằng $500 \text{ m}^3/\text{h} = 0,14 \text{ m}^3/\text{s}$. Tuy nhiên do trở lực của dàn và hệ thống ống dẫn khí nên lưu lượng không khí qua dàn ngưng thực tế phải nhỏ hơn $0,14 \text{ m}^3/\text{s}$. Máy nén được sử dụng trong nghiên cứu này có công suất bằng 0,27 HP. Do đó, với lưu lượng nằm trong dải

0,051 m³/s đến 0,091 m³/s thì ta có lưu lượng không khí vào thiết bị giải nhiệt trên 1 đơn vị công suất bằng 11,3 m³/phút/HP đến 20,2 m³/phút/HP. Dải lưu lượng này hoàn toàn phù hợp với lưu lượng không khí qua dàn ngưng tụ ở chiller giải nhiệt gió tiêu chuẩn bằng 20 m³/phút/HP [10].



Hình 2. Quan hệ giữa áp suất ngưng tụ của môi chất và tốc độ gió giải nhiệt đi vào thiết bị ngưng tụ.

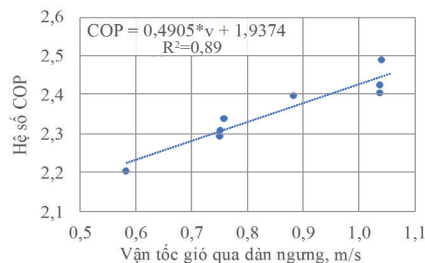


Hình 3. Quan hệ giữa độ quá lạnh của môi chất sau dàn ngưng và tốc độ gió giải nhiệt đi vào thiết bị ngưng tụ.

Hình 4 biểu diễn quan hệ giữa tốc độ gió vào dàn ngưng (v) và hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình. Quan hệ giữa hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình lạnh và tốc độ gió vào dàn ngưng tụ được thể hiện qua công thức (5) với hệ số tương quan R²=0,89. Giá trị của hệ số tương quan cho thấy mô hình hồi quy biểu diễn quan hệ giữa hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình và tốc độ gió vào dàn ngưng là phù hợp. Giá trị này cũng cho thấy hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình và tốc độ gió có sự tương quan, có mối liên hệ cao.

$$COP = 0,4905 \cdot v + 1,9374 \quad (5)$$

Khi tốc độ gió bằng 0,6 m/s, hiệu quả biến đổi năng lượng COP của chu trình là 2,23. Khi nâng tốc độ gió lên 1 m/s, tương đương 67%, hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình tăng 8,8% so với trường hợp ban đầu và đạt giá trị bằng 2,43.



Hình 4. Quan hệ giữa vận tốc gió vào dàn ngưng và hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình.

Kết luận

Hệ thống thiết bị thí nghiệm được chế tạo và thử nghiệm đã tích hợp các thiết bị đo để xác định các thông số nhiệt động của môi chất ở các điểm đặc trưng. Các thiết bị đo đã được hiệu chuẩn bằng các thiết bị kiểm chuẩn chuyên dụng của phòng thí nghiệm kiểm chuẩn quốc gia và có độ không đảm bảo của thiết bị đo nhiệt độ môi chất với độ tin cậy 95% là 0,12°C. Độ không đảm bảo của thiết bị đo áp suất có độ tin cậy 95% là 0,4%.

Hiệu quả biến đổi năng lượng của chu trình thiết bị thí nghiệm làm lạnh nước sử dụng môi chất R134a làm việc ở nhiệt độ ngưng tụ 47,35°C và nhiệt độ vào thiết bị bay hơi bằng 4,17°C là 2,41.

Kết quả nghiên cứu cho thấy, tốc độ gió vào dàn ngưng có ảnh hưởng đến áp suất ngưng tụ và độ quá lạnh của môi chất. Khi tốc độ gió qua dàn tăng, độ quá lạnh tăng và áp suất ngưng tụ của môi chất giảm. Sự thay đổi áp suất ngưng tụ và độ quá lạnh của môi chất sau dàn ngưng đã làm tăng hiệu quả biến đổi năng lượng COP của chu trình.

Thực tế, khi tăng tốc độ gió vào dàn ngưng, năng lượng tiêu thụ cho dàn ngưng sẽ tăng, điều này kéo hiệu quả biến đổi năng lượng của hệ thống giảm. Quy luật này ngược với quy luật tăng hệ số hiệu quả của chu trình. Vì vậy, khả năng sẽ xuất hiện điểm tối ưu mà ở đó có hiệu suất biến đổi năng lượng của hệ thống đạt cao nhất. Vấn đề này sẽ được nghiên cứu và trao đổi trong bài báo tiếp theo.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ một phần bởi Quỹ phát triển khoa học và công nghệ quốc gia (NAFOSTED) thông qua đề tài mã số 107.03-2016.10. Các tác giả xin trân trọng cảm ơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] The WorldBank, https://data.worldbank.org/indicator/SP.POP.TOTL?locations=VN&name_desc=true.
- [2] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, C. Pout (2008), "A review on buildings energy consumption information", *Energy and Buildings*, **40**, pp.394-398.
- [3] F.W. Yu, W.T. Ho, K.T. Chan, R.K.Y. Sit (2017), "Critique of operating variables importance on chiller energy performance using random forest", *Energy and Buildings*, **139**, pp.653-664.
- [4] Z. Ma, S. Wang (2009), "An optimal control strategy for complex building central chilled water systems for practical and real-time applications", *Building and Environment*, **44**, pp.1188-1198.
- [5] S. Wang, D.-C. Gao, Y. Sun, F. Xiao (2013), "An online adaptive optimal control strategy for complex building chilled water systems involving intermediate heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, **50**, pp.614-628.
- [6] N.Đ. Lợi (2005), *Hướng dẫn thiết kế hệ thống lạnh*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
- [7] L.N. Anh (2018), *Giáo trình Nhiệt động kỹ thuật*, Nhà xuất bản Giáo dục.
- [8] L.N. Anh (2011), "THEPROPER 1.10.02: Thermodynamic properties of fluids for science and engineering, version 1.10.02", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ*, **84**, tr.80-84.
- [9] Bộ Khoa học và Công nghệ (2013), *TCVN 9595-3:2013 Độ không đảm bảo đo, Phần 3: Hướng dẫn trình bày độ không đảm bảo đo*.
- [10] N.Đ. Lợi (2005), *Sửa chữa máy lạnh và điều hoà không khí*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.