

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ ĐẶC TÍNH DÀN BAY HƠI ĐẾN QUÁ TRÌNH LÀM LẠNH KHÔNG KHÍ TRÊN Ô TÔ

INVESTIGATE THE INFLUENCE OF SOME EVAPORATOR CHARACTERISTICS ON THE CAR AIR COOLING PROCESS

Nguyễn Thế Hoàng¹, Trần Viết Linh¹, Kiều Đức Thịnh²

¹Khoa Cơ - Điện, Trường Đại học Mở - Địa chất

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Thủy lợi

TÓM TẮT

Thông qua mô phỏng, bài báo đánh giá sự ảnh hưởng của đặc tính dàn bay hơi của hệ thống điều hòa không khí tới quá trình làm lạnh không khí trong cabin ô tô. Kết quả nghiên cứu cho thấy sự biến động của nhiệt độ và độ ẩm của không khí từ khi bật điều hòa cho đến khi xác lập chế độ ổn định. Nghiên cứu là cơ sở để phát triển mô hình điều khiển hệ thống điều hòa dùng trên cả ô tô truyền thống và ô tô điện.

Từ khóa: R143a; Đồ thị Moller; Dàn bay hơi; Hệ thống điều hòa không khí trên ô tô; Nhiệt độ; Độ ẩm; Ô tô điện.

ABSTRACT

Through simulation, the article evaluates the influence of the evaporator characteristics of the air conditioning system on the air-cooling process in the car cabin. The research results show the fluctuation of temperature and humidity of the air from the time the air conditioner is turned on until the stable mode is established. The research is the basis for developing a control model of the air conditioning system used on both traditional and electric cars.

Keywords: R134a; Diagram Moller; Evaporator; Air conditioner system in car; Temperature; Humidity; Electric cars.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Điều hòa không khí trên ô tô dùng để duy trì nhiệt độ không khí trong cabin ổn định khi nhiệt độ môi trường thay đổi từ 18°C đến 45°C. Các vấn đề liên quan đến mô phỏng hệ thống điều hòa đã được một số tác giả nước ngoài công bố trong [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7]. Trong đó, nghiên cứu [4], [7] đã đưa ra

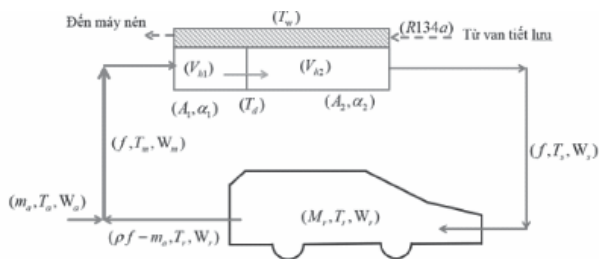
phương trình nhiệt động lực học cho các quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí với dàn bay hơi. Tuy nhiên, ứng dụng mô hình mô phỏng để khảo sát trạng thái biến động của nhiệt độ, độ ẩm và đánh giá ảnh hưởng của đặc tính dàn bay hơi đến quá trình làm lạnh thì chưa được đề cập đến. Bằng phương pháp mô phỏng số, nhóm tác giả đã khảo sát được trạng thái của không khí ở chế độ quá độ và đưa ra đánh giá về ảnh

hường của một số đặc tính dàn bay hơi đến quá trình làm không khí.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Thiết lập mô hình toán

Mô hình toán quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí với dàn bay hơi của hệ thống điều hòa trên xe được trình bày trong [7].



Hình 1. Mô hình hóa trao đổi nhiệt giữa không khí với dàn bay hơi của hệ thống điều hòa

Hình 1, mô tả quá trình hòa trộn không khí và quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí với dàn bay hơi của điều hòa. Các ký hiệu trong Hình 1 được giải thích chi tiết tại Bảng 1.

Khối không khí trong cabin được đặc trưng bởi các thông số (M_r, T_r, W_r) nhận nhiệt từ môi trường xung quanh nên nhiệt độ có xu hướng tăng cao. Trong khi đó, dòng không khí từ dàn bay hơi (f, T_s, W_s) vào cabin lại có xu hướng hạ nhiệt độ. Quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí trong cabin với môi trường và quá trình hòa trộn giữa không khí trong cabin với dòng không khí đi ra khỏi dàn lạnh được mô tả trong các phương trình (1) và (2).

Phương trình vi phân xác định nhiệt độ của không khí trong cabin.

$$M_r C_{pr} \frac{dT_r}{dt} = -C_{pe} \rho f (T_m - T_s) + Q_s + Q_{ps} + U_o A_o (T_a - T_{rc}) + m_a C_{pa} (T_a - T_r) + K_{spl} f \quad (1)$$

Phương trình vi phân xác định độ ẩm của không khí trong cabin.

$$M_r h_{fg} \frac{dW_r}{dt} = -\rho f h_{fg} (W_m - W_s) + m_a h_{fg} (W_a - W_r) + Q_{pl} \quad (2)$$

Không khí đi ra khỏi cabin $(\rho f - m_a, T_r, W_r)$ hòa trộn với một lượng khí tươi từ bên ngoài (m_a, T_a, W_a) . Không khí sau khi hòa trộn (f_m, T_m, W_m) được xác định theo phương trình (3) và (4).

Phương trình cân bằng nhiệt.

$$\rho f C_{pm} T_m = m_a C_{pa} T_a + (\rho f - m_a) C_{pr} T_r \quad (3)$$

Phương trình cân bằng độ ẩm.

$$\rho f W_m = m_a W_a + (\rho f - m_a) W_r \quad (4)$$

Sau khi hòa trộn, dòng không khí qua dàn bay hơi có nhiệt độ thấp. Quá trình trao đổi nhiệt làm nhiệt độ không khí giảm, độ ẩm tương đối tăng dần. Khi độ ẩm đạt trạng thái bão hòa, hơi nước bắt đầu ngưng tụ ở nhiệt độ T_d . Theo trạng thái ngưng tụ của hơi nước, vùng không khí quanh dàn bay hơi được chia thành 2 khu vực như Hình 1.

Khu vực có nhiệt độ không khí thay đổi từ T_m xuống T_d , hơi nước chưa đạt trạng thái bão hòa. Quá trình trao đổi nhiệt tại đây được mô tả ở phương trình (5).

$$C_p \rho V_{h1} \frac{dT_d}{dt} = C_p \rho f (T_m - T_d) + \alpha_1 A_1 (T_w - \frac{T_m + T_d}{2}) \quad (5)$$

Khu vực có nhiệt độ không khí thay đổi từ T_d về T_s , một phần hơi nước trong không khí ngưng tụ. Không khí ra khỏi dàn bay hơi có nhiệt độ T_s ($^{\circ}\text{C}$), độ ẩm W_s ở trạng thái bão hòa. Phương trình (6) mô tả trạng thái cân bằng năng lượng.

$$C_p \rho V_{h2} \frac{dT_s}{dt} + \rho V_{h2} h_{fg} \frac{dW_s}{dt} = C_p \rho f (T_d - T_s) + \rho f h_{fg} (W_m - W_s) + \alpha_2 A_2 (T_w - \frac{T_d + T_s}{2}) \quad (6)$$

Trong các phương trình (5) và (6) có sự xuất hiện của nhiệt độ dàn bay hơi T_w , hệ số truyền nhiệt ($\alpha_1; \alpha_2$), diện tích tiếp xúc giữa không khí với dàn bay hơi ($A_1; A_2$), thể tích khối không khí trao đổi nhiệt với dàn bay hơi ($V_{h1}; V_{h2}$) tương ứng với diện tích ($A_1; A_2$). Các thông số này về bản chất là các đặc tính của dàn bay hơi. Các đặc tính này phụ thuộc vào vật liệu và kết cấu dàn bay hơi. Việc đánh giá sự

ảnh hưởng của các thông số này đến quá trình làm lạnh không khí là cơ sở để tính chọn dàn bay hơi hợp lý khi thiết kế hệ thống điều hòa không khí.

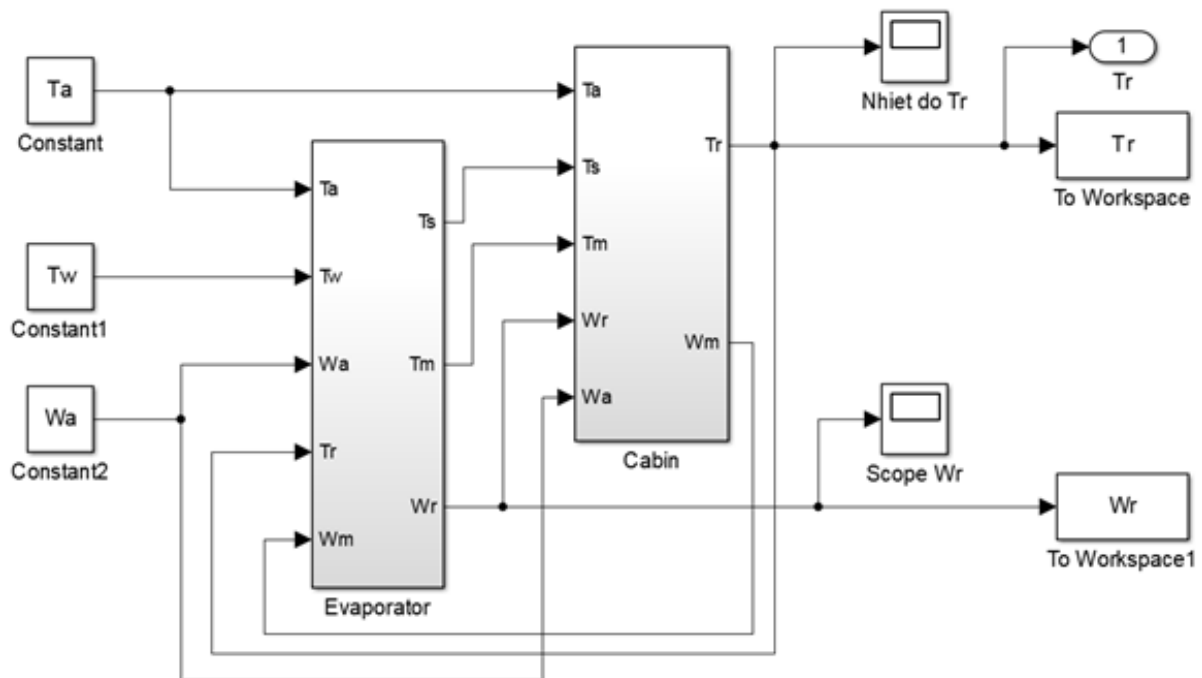
2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng bằng phần mềm MATLAB Simulink

Trên cơ sở các phương trình từ (1) đến (6), nhóm tác giả tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng bằng phần mềm MATLAB Simulink với bộ số liệu đầu vào như trong Bảng 1.

Bảng 1. Bảng ký hiệu và giá trị đầu vào của các thông số mô phỏng:

Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị tính	Tên gọi
ρ	1,2	(kg/m ³)	Khối lượng riêng của không khí
f	0,12	(m ³ /s)	Lưu lượng gió qua dàn bay hơi điều hòa. Theo [7], lưu lượng gió qua dàn bay hơi trong khoảng 0,150 ÷ 0,120 (m ³ /s)
C_{pm}	1005	(J/kg ⁰ C)	Nhiệt dung riêng của không khí đi ra khỏi cabin.
C_{pa}	1005	(J/kg ⁰ C)	Nhiệt dung riêng của không khí tươi.
C_{pr}	1005	(J/kg ⁰ C)	Nhiệt dung riêng của không khí trong cabin.
C_{pr}	1005	(J/kg ⁰ C)	Nhiệt dung riêng của không khí tại dàn bay hơi.
C_p	1005	(J/kg ⁰ C)	Nhiệt dung riêng của không khí tại phần không gian tiếp xúc với dàn bay hơi có hơi nước ngưng tụ.
T_a	37	(⁰ C)	Nhiệt độ của không khí tươi đi vào cabin
T_m		(⁰ C)	Nhiệt độ hỗn hợp không khí trước khi đi vào dàn bay hơi
T_d		(⁰ C)	Nhiệt độ khối không khí tại vị trí hơi nước bắt đầu ngưng tụ.
T_s		(⁰ C)	Nhiệt độ của không khí ra khỏi dàn bay hơi
T_w		(⁰ C)	Nhiệt độ dàn bay hơi. Khi máy nén làm việc, nhiệt độ dàn bay hơi thay đổi $T_w = 0 \div 10^\circ C$.
m_a	0,0001	(kg/s)	Lưu lượng không khí tươi đi vào dàn bay hơi
M_r	9	(kg)	Khối lượng không khí trong cabin.
W_m		(kg)	Độ ẩm không khí trước khi đi vào dàn bay hơi.
W_r		(kg)	Độ ẩm của không khí trong cabin
W_s		(kg/kg)	Độ ẩm tuyệt đối của hơi nước ở trạng thái ngưng tụ, được tra theo đường đồ thị Moller, phụ thuộc vào nhiệt độ T_s
V_{h1}	0,004	(m ³)	Thể tích khối không khí tương ứng với diện tích tiếp xúc A_1 của dàn bay hơi

V_{h2}	0,016	(m^3)	Thể tích khối không khí tương ứng với diện tích tiếp xúc A_2 của dàn bay hơi
U_0	4	(W/m^2K)	Hệ số truyền nhiệt qua vách cabin. Theo [7], $U_0 = 4(W/m^2K)$
A_0	30	(m^2)	Diện tích trao đổi nhiệt của vỏ cabin.
A_1	4,263	(m^2)	Phần diện tích dàn bay hơi tiếp xúc với không khí tại khu vực hơi nước chưa ngưng tụ.
A_2	0,53	(m^2)	Phần diện tích dàn bay hơi tiếp xúc với không khí tại khu vực hơi nước ngưng tụ.
α_1		($W/m^2.^{\circ}C$)	Hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi tương ứng với phần diện tích tiếp xúc A_1 . Theo [7], $\alpha_1 = 25 \div 225(W/m^2.^{\circ}C)$
α_2		($W/m^2.^{\circ}C$)	Hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi tương ứng với phần diện tích tiếp xúc A_2 . Theo [7], $\alpha_2 = 17 \div 65(W/m^2.^{\circ}C)$
h_{fg}	2450.10^3	(J/kg)	Antanpy của hơi nước
Q_s	400	(W)	Năng suất bức xạ nhiệt của người ngồi trong cabin tạo ra. Theo [6], nhiệt lượng do 4 người lớn ngồi trong xe tỏa ra vào khoảng $Q_s \approx 400 (W)$
Q_{ps}	810	(W)	Năng suất bức xạ mặt trời trực tiếp vào cabin. Theo [4], $Q_{ps} \approx 810(W)$
K_{spl}	1100	(J/m^3)	Hệ số truyền nhiệt của quạt gió.

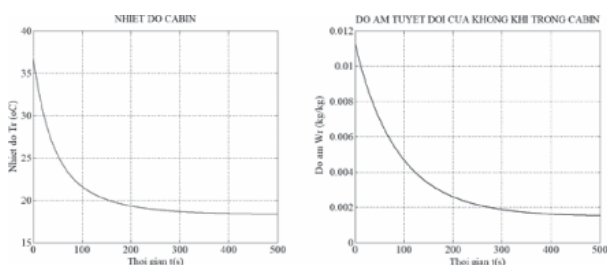


Hình 2. Mô hình mô phỏng quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí với dàn bay hơi

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Mô phỏng được thực hiện trong khoảng thời gian 500s bằng phép giải Ode45, với sai số tương đối không vượt quá 10^{-5} , nhóm tác giả đã thu được một số kết quả như sau.

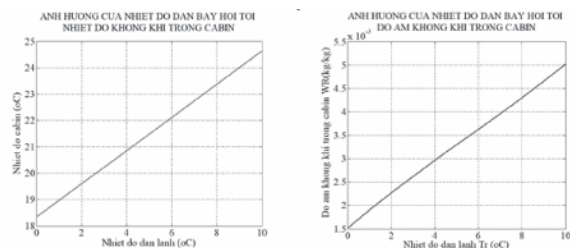
3.1. Khảo sát quá trình biến đổi nhiệt độ và độ ẩm của không khí trong cabin động cơ



Hình 3. Trạng thái quá độ của không khí trong cabin kể từ khi bật điều hòa cho đến khi xác lập chế độ cân bằng

Hình 3 là kết quả mô phỏng quá trình biến đổi quá độ của nhiệt độ và độ ẩm tuyệt đối của không khí trong cabin với điều kiện nhiệt độ dàn lạnh được duy trì ổn định $T_w = -5(^{\circ}\text{C})$. Theo thời gian bật điều hòa, nhiệt độ và độ ẩm tuyệt đối của không khí trong cabin giảm dần về trạng thái ổn định $T_r = 18,35^{\circ}\text{C}$ và độ ẩm tuyệt đối $W_r = 0,0015\text{kg/kg}$. Quá trình biến động diễn ra liên tục, trong giai đoạn đầu, tốc độ biến động nhanh nhưng sau đó giảm dần. Kết quả nghiên cứu phù hợp với các công bố khoa học trước đó. Điều này cho thấy tính khách quan của mô hình mô phỏng.

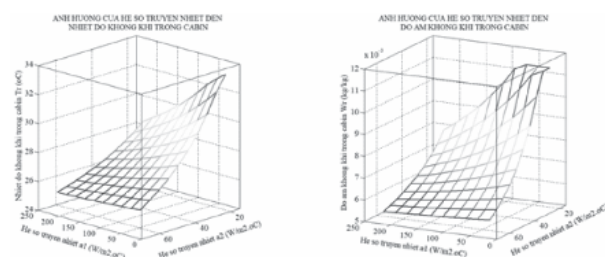
3.2. Ảnh hưởng của nhiệt độ dàn bay hơi đến quá trình làm lạnh



Hình 4. Ảnh hưởng của nhiệt độ dàn bay hơi đến nhiệt độ và độ ẩm tuyệt đối của không khí trong cabin

Hình 4 cho thấy sự ảnh hưởng của nhiệt độ dàn bay hơi đến quá trình làm lạnh trong điều kiện nhiệt độ môi trường $T_a = 37^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ dàn bay hơi điều hòa thay đổi trong khoảng từ $T_w = 0 \div 10^{\circ}\text{C}$. Kết quả mô phỏng cho thấy, nhiệt độ ẩm dàn bay hơi tăng thì nhiệt độ và độ ẩm không khí trong cabin cũng tăng theo. Chênh lệch nhiệt độ không khí trong cabin là $\Delta T_r = 63^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ thấp nhất của không khí đạt được là $T_r = 18,35^{\circ}\text{C}$, biên độ dao động nhiệt của cabin động cơ.

3.3. Ảnh hưởng của hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi đến quá trình làm lạnh



Hình 5. Ảnh hưởng của hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi đến nhiệt độ và độ ẩm tuyệt đối của không khí trong cabin

Hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi điều hòa phụ thuộc vào nhiều yếu tố, như: Vật liệu làm dàn bay hơi, kết cấu dàn bay hơi, tình trạng bụi bẩn và nước bám trên bề mặt dàn bay hơi. Theo [7], hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi $\alpha_1 = 25 \div 225\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ và $\alpha_2 = 17 \div 65\text{KW/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Thực hiện mô phỏng với bộ thông số mô phỏng trong Bảng 1 và nhiệt độ dàn lạnh $T_w - 5(^{\circ}\text{C})$. Hình 5 cho thấy sự ảnh hưởng của hệ số truyền nhiệt của dàn bay hơi tới trạng thái ổn định của không khí trong cabin. Để làm lạnh được sâu thì hệ số truyền nhiệt của dàn lạnh phải lớn. Khi hệ số truyền nhiệt nhỏ, khả năng làm lạnh của điều hòa giảm đi đáng kể.

4. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu đã mô tả được quá trình biến động của nhiệt độ và độ ẩm của không khí trong cabin kể từ khi bật điều hòa đến khi nhiệt độ và độ ẩm xác lập chế độ cân bằng. Kết quả nghiên cứu phù hợp với các công bố khoa học trước đó.

Thông qua khảo sát đặc tính của dàn bay hơi đến trạng thái cân bằng nhiệt độ và độ ẩm của không khí trong cabin cho thấy, để làm lạnh sâu, nhiệt độ dàn bay hơi phải xuống thấp và hệ số truyền nhiệt cao.

Kết quả nghiên cứu là cơ sở cho tính toán thiết kế dàn bay hơi. Mô hình mô phỏng trong nghiên cứu có thể được sử dụng để phát triển mô hình điều khiển hệ thống điều hòa trên xe.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài nghiên cứu cấp Trường Đại học Mở - Địa chất, trong khuôn khổ đề tài cấp cơ sở mã số T22-09. Nhóm tác giả xin cảm ơn Trường Đại học Mở - Địa chất đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 20/9/2022

Ngày phản biện: 30/9/2022

Tài liệu tham khảo:

- [1]. M. M. P.A Domanski, *A Simplified Cycle Simulation Model for the Performance Rating of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*, INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 1990.
- [2]. Rongliang Zhou, Tiejun Zhang, Juan Catano, John T. Wen, Gregory J. Michna, Yoav Peles, Michael K. Jensen, *The steady-state modeling and optimization of a refrigeration system for high*, Elsevier Journal, 2010.
- [3]. M. Hosoz, Alpaslan Alkan, H.M. Ertunc, *Modelling of an automotive air conditioning system using ANFIS*, J. of Thermal Science and Technology, vol. 33, no. 1300-3615, pp. 127-137, 2012.
- [4]. Jignesh K. Vaghela, Dr. Ragesh G. Kapadia, *The Load Calculation of Automobile Air Conditioning System*, Vols. Volume 2, Issue 1, no. ISSN: 2321-9939, 2014.
- [5]. Mitsuhiro Fukuta, Tadashi Yanagisawa, Takashi Shimisu, Yasuhiro Suzuki, *Mathematical Model of Vane Compressors for Computer Simulation of Automotive Air Conditioning Cycle*, JSME International Journal, vol. 38, p. 199, 1995.
- [6]. Mohammad Ali Fayazbakhsh; Majid Bahrami, *Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method*, Technical Paper, no. 0148-7191, 2013.
- [7]. Subramaniyan, A. S., & Pandian, S., *A State Space Approach for the Dynamic Analysis of Automotive Air Conditioning System*, <https://docs.lib.purdue.edu/>, p. <https://docs.lib.purdue.edu/>, 2010.

