Ảnh hưởng về hình dạng cánh tản nhiệt đến khả năng truyền nhiệt và thời gian giải mô phỏng số của dàn bay hơi kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí CO_2

Nguyễn Trọng Hiếu và Đặng Thành Trung*
Bộ môn Kỹ thuật Nhiệt –Điện lạnh, Trường ĐH Công Nghệ Kỹ thuật TP. HCM
*Correspondence: trungdang@hcmute.edu.vn; Tel: +84.913606261

Tóm tắt: Các mô phỏng số về hình dạng cánh tản nhiệt của dàn bay hơi kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí CO_2 được thực hiện ở nhiệt độ bay hơi đầu vào 10^o C và độ khô hơi là 0,61. Hai loại hình dạng cánh tản nhiệt được nghiên cứu gồm: cánh thẳng và cánh chữ V (V-fins). Kết quả mô phỏng số đã được kiểm chứng bằng dữ liệu thực nghiệm. Đối với hệ thống được khảo sát và với cùng diện tích truyền nhiệt cũng như hệ số truyền nhiệt phía không khí trong dàn bay hơi kênh micro, ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt đến quá trình truyền nhiệt là không có sự khác biệt; tuy nhiên, thời gian giải và bộ nhớ vật lý đối với cánh thẳng lần lượt bằng 1,3 lần và 1,45 lần so với cánh chữ V. Do đó, hình dạng cánh chữ V nên được sử dụng cho mô phỏng số để tiết kiệm tài nguyên tính toán thay vì dùng dạng cánh thẳng. Trong nghiên cứu này, quá trình bay hơi của môi chất lạnh trong dàn bay hơi kênh micro diễn ra qua bốn pass. Mật độ dòng nhiệt từ không khí đi qua các cánh tản nhiệt và ống đạt gần 1550W/m^2 ở nhiệt độ bay hơi 10^oC. Các kết quả thu được từ dữ liệu thực nghiệm phù hợp tốt với kết quả mô phỏng số, với sai số nhỏ hơn 10%.
Từ khoá: hình dạng cánh tản nhiệt; CO_2; dàn bay hơi kênh micro; mật độ dòng nhiệt; phân bố nhiệt độ.

1. Giới thiệu

Các thiết bị trao đổi nhiệt, đặc biệt là thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống có cánh tản nhiệt, được sử dụng rộng rãi trong các ứng dụng công nghiệp và dân dụng như điều hòa không khí, bơm nhiệt, hệ thống làm lạnh, hệ thống làm mát,... Trong các thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống cánh, hình học của cánh tản nhiệt bao gồm bước cánh, độ dày, hình dạng và góc nghiêng là những thông số quan trọng ảnh hưởng mạnh mẽ đến công suất của chúng. Gần đây, nhiều nghiên cứu liên quan đến ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt đến hiệu suất của thiết bị trao đổi nhiệt đã được công bố [1–6]. Điển hình, Hsieh và cộng sự [5] đã tối ưu hóa các thiết bị trao đổi nhiệt ống cánh louver bằng phương pháp Taguchi. Kết quả chỉ ra rằng ba yếu tố chính gồm đường kính ngoài cổ cánh, bước ống theo phương ngang và bước cánh có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất thủy lực nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt [5].

Gần đây, việc ứng dụng CO_2 làm môi chất lạnh trong các thiết bị trao đổi nhiệt ống cánh đã thu hút được sự quan tâm đặc biệt do tính không độc hại, an toàn và thân thiện với môi trường. Tuy nhiên, các báo cáo trước đây cho thấy việc sử dụng CO_2 trong hệ thống điều hòa không khí dẫn đến hiệu suất thấp [7]. Do đó, để tăng hiệu suất trao đổi nhiệt trong các hệ thống CO_2 đồng thời giảm kích thước của chúng, gần đây các thiết bị trao đổi nhiệt kênh micro đã được lắp đặt vào hệ thống [8–11]. Hơn nữa, để phát triển hệ thống kênh micro CO_2 mới trong thời gian ngắn và với chi phí thấp hơn, phương pháp mô phỏng số đã được sử dụng rộng rãi [9, 12–15]. Ví dụ, dựa trên phương pháp thể tích hữu hạn (finite volume method), Jin và cộng sự [11] đã phát triển và dự báo hiệu suất của một hệ thống trên tới hạn CO_2 (transcritical system). Mô hình có độ lệch trung bình so với năng suất làm lạnh thực nghiệm là 1,9% và tổn thất áp suất phía môi chất lạnh là 12,3%. Sử dụng phân tích số, Yun và cộng sự [12] đã phát triển một dàn bay hơi kênh micro cho hệ thống điều hòa không khí CO_2. Hiệu suất của mô hình phát triển có thể được cải thiện bằng cách thay đổi lưu lượng khối lượng và biến đổi bước cánh để mở rộng vùng hai pha [13]. Hơn nữa, cũng áp dụng phương pháp thể tích hữu hạn, Kim và Bullard [13] đã phát triển một dàn bay hơi kênh micro hai lớp (two-slab) cho hệ thống điều hòa không khí CO_2. Tuy nhiên, các kết quả trong tài liệu [7–15] không đề cập đến thời gian giải cho mô phỏng số trong dàn bay hơi kênh micro.

Để kiểm chứng các tính toán lý thuyết và mô phỏng số hoặc tìm ra các quy luật vật lý cho các mô hình, các kết quả thực nghiệm tương ứng là rất cần thiết cho việc phát triển thiết bị trao đổi nhiệt ống cánh. Patino và cộng sự [16] đã sử dụng dữ liệu thực nghiệm để chứng minh các mối tương quan truyền

nhiệt trong mô hình dàn bay hơi CO_2 được phát triển bằng phương pháp thể tích hữu hạn. Đối với cả phương pháp số và thực nghiệm, Yang và Ning [17] đã nghiên cứu một dàn bay hơi ống lồng ống (double pipe) CO_2 nhằm tìm ra ảnh hưởng của đường kính ống và các thông số vận hành đến hiệu suất của nó. Dữ liệu thực nghiệm mang lại độ tương quan tốt với quá trình truyền nhiệt và tổn thất áp suất của dàn bay hơi, được kiểm chứng với sai số tương đối lần lượt là 5,21% và 3,78%.

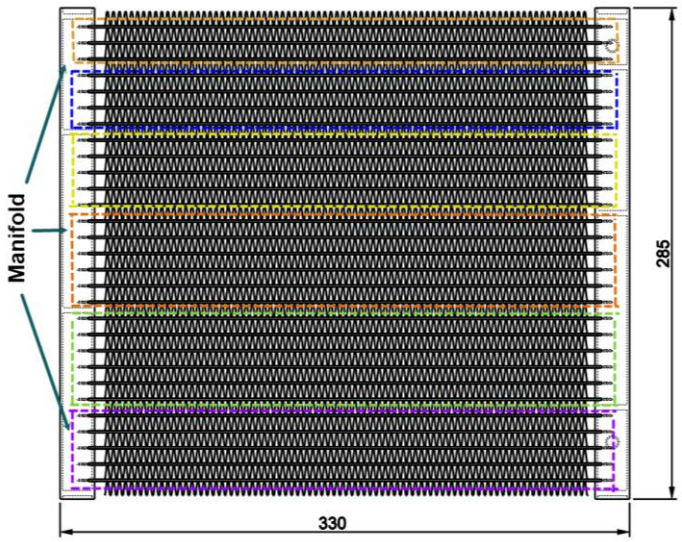
Từ các tài liệu trên, có thể thấy mô phỏng số là một phương pháp mạnh mẽ để phát triển dàn bay hơi kênh micro ống cánh sử dụng CO_2 làm môi chất lạnh. Hơn nữa, các thí nghiệm tương ứng là cần thiết để nâng cao độ tin cậy của hệ thống. Các kết quả tổng quan trước đó chưa đề cập chi tiết về hình dạng cánh tản nhiệt và thời gian giải trong mô phỏng số. Do đó, trong nghiên cứu này, việc tiến hành khảo sát bằng mô phỏng số về ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt và thời gian giải đối với quá trình truyền nhiệt của dàn bay hơi kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí CO_2 là rất cần thiết. Có hai loại hình dạng cánh tản nhiệt được xét đến: cánh hình chữ V (V-shaped fins) và cánh thẳng (straight fins). Bên cạnh đó, các thí nghiệm cũng được thực hiện để minh chứng cho các kết quả mô phỏng số.

2. Phương pháp luận

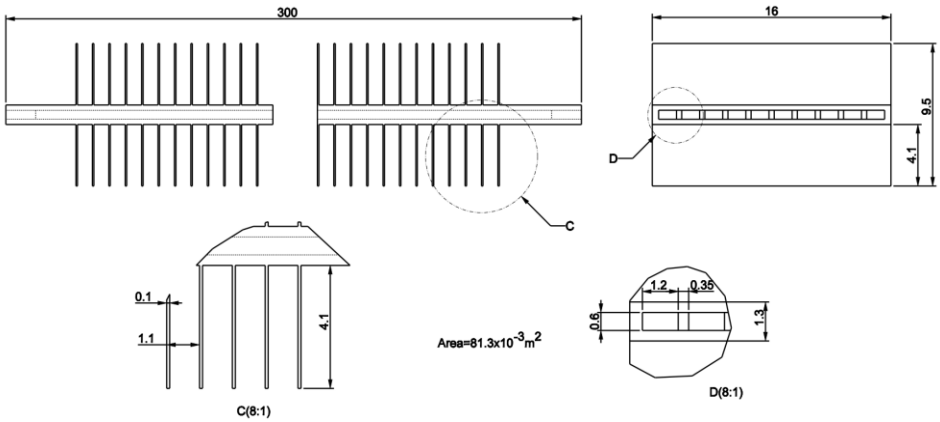
2.1. Thiết kế mô hình dàn bay hơi

Dàn bay hơi ống phẳng được thiết kế với diện tích truyền nhiệt 2,5 m^2 và công suất làm lạnh 2,6 kW. Hình 1 thể hiện kích thước của dàn bay hơi kênh micro. Dàn bay hơi bao gồm 29 ống dẹt kênh micro và được chia thành 6 pass. Số lượng ống dẹt lần lượt là 3, 4, 5, 6, 6 và 5 ống tương ứng cho pass thứ nhất, thứ hai, thứ ba, thứ tư, thứ năm và thứ sáu. Mỗi ống dẹt có 10 kênh micro hình chữ nhật với kích thước 1,2 mm × 0,6 mm.

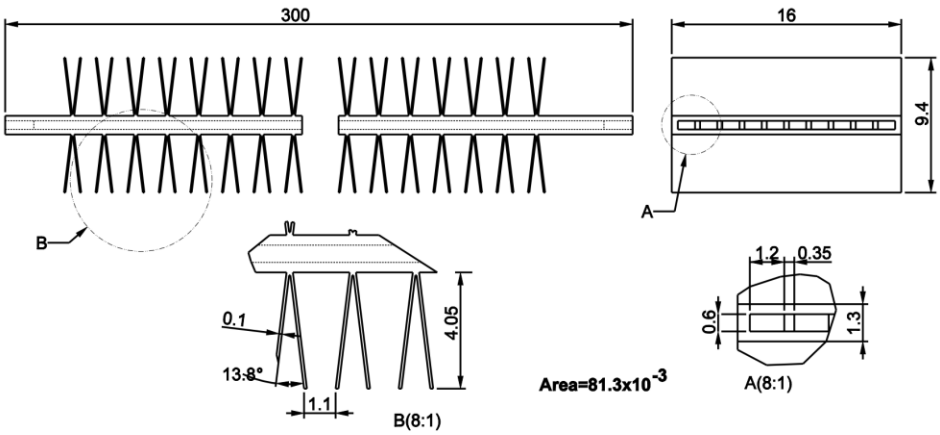
Hai hình dạng cánh tản nhiệt được khảo sát có cùng diện tích truyền nhiệt và hệ số truyền nhiệt phía không khí. Cánh thẳng có chiều cao 4,1 mm và cánh chữ V có chiều cao 4,05 mm, như được thể hiện ở Hình 1. Bảng 1 trình bày thông số kỹ thuật chi tiết của dàn bay hơi.



(a)



b)



(c)

Hình 1. Kích thước của dàn bay hơi kênh micro (microchannel evaporator): (a) Hình chiếu mặt trước; (b) Bản vẽ ống dẹt với các cánh tản nhiệt dạng thẳng; (c) Bản vẽ ống dẹt với các cánh tản nhiệt dạng chữ V

Bảng 1. Hình học chi tiết của dàn bay hơi kênh micro với cánh thẳng và cánh chữ V

Thông số	Cánh thẳng	Cánh chữ V
Diện tích truyền nhiệt của dàn bay hơi (m^2)	2,5	2,5
Kích thước dàn bay hơi (LxHxW) (mm)	330 × 285x16	330x285x16
Kích thước ống dẹt (mm)	1,3x300x16	1,3x300x16
Số lượng kênh micro trong một ống dẹt	10	10
Kích thước kênh micro (mm)	0,6x1,2	0,6x1,2
Kích thước cánh (mm)	4,1x0,1x16	4,05x0,1x16
Bước cánh (mm)	1,1	1,1
Góc của cánh (deg)	0^o	$13,8^o$
Số lượng cánh trên mỗi ống	536	536
Diện tích truyền nhiệt trên 1 ống dẹt (m^2)	$81,3\times10^{-3}$	$81,3\times10^{-3}$
Số lượng ống trong mỗi pass	3-4-5-6-6-5	3-4-5-6-6-5

2.2. Mô hình toán học

Trong nghiên cứu này, mô hình dòng chảy rối (turbulent model) đã được sử dụng cho mô phỏng số. Các phương trình chi phối được thể hiện như sau [18]:

Phương trình bảo toàn động lượng:



(1)

Phương trình bảo toàn khối lượng:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{2}$$

Các phương trình truyền nhiệt:

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q} \tag{3}$$

$$\mathbf{q} = -k\nabla T \tag{4}$$

Trong đó T là nhiệt độ tuyệt đối (K), p là áp suất (Pa), **u** là vận tốc chất lưu (m/s), μ_T là độ nhớt rối (Pa.s), F là ngoại lực tác dụng lên chất lưu (N/m^3), ρ là khối lượng riêng (kg/m^3), Cp là nhiệt dung riêng ở áp suất không đổi (J/(kg·K)), Q là các nguồn nhiệt bổ sung (W/m^3) và q là mật độ dòng nhiệt (W/m^2).

Phương trình chuyển pha:

$$\rho = \theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2 \tag{5}$$

Nhiệt dung riêng:

$$C_p = \frac{1}{\rho}\left(\theta_1 \rho_1 C_{p,1} + \theta_2 \rho_2 C_{p,2}\right) + L_{1-2}\frac{\partial \alpha_m}{\partial T} \tag{6}$$

Phần trăm khối lượng là:

$$\alpha_m = \frac{1}{2}\frac{\theta_2 \rho_2 - \theta_1 \rho_1}{\theta_1 \rho_1 + \theta_2 \rho_2} \tag{7}$$

Độ dẫn nhiệt hiệu dụng là:

$$k = \theta_1 k_1 + \theta_2 k_2 \tag{8}$$

Vận tốc của môi chất lạnh trong kênh micro là:

$$u_{ch} = \frac{\dot{m}}{n\rho A_{ch}} \tag{9}$$

Mối quan hệ giữa độ khô và chỉ số pha:

$$x = \theta_2 \text{ and } 1 - x = \theta_1 \tag{10}$$

$$\theta_2 = \frac{h - h_1}{L_{1-2}} \tag{11}$$

Trong đó các chỉ số 1 và 2 lần lượt chỉ môi chất lạnh ở pha 1 (lỏng) và pha 2 (hơi), h là Entalpy kJ/kg, $L_{1\text{-}2}$ là nhiệt ẩn J/kg, x là độ khô hơi, và θ là chỉ số pha.

Ngoài ra, mô hình chuẩn k – ε đã được lựa chọn cho dòng chảy rối trong mô phỏng này. Các phương trình của mô hình k – ε được trình bày bên dưới

Độ nhớt rối được mô hình hóa bằng:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k_T^2}{\varepsilon} \tag{12}$$

Phương trình động lượng cho k:

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)k = \nabla\cdot\left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + p_k - \rho\varepsilon \tag{13}$$

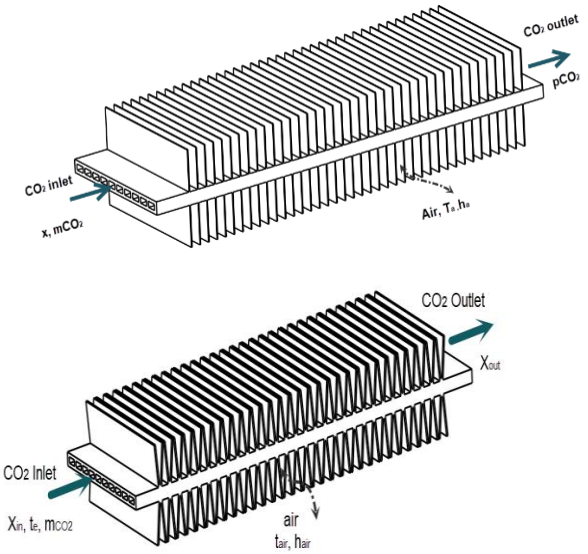
Trong đó, số hạng sinh ra p_k là

$$p_k = \mu_T\left[\nabla\mathbf{u} : (\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla\cdot\mathbf{u})^2\right] - \frac{2}{3}\rho_k\nabla\cdot\mathbf{u} \tag{14}$$

Phương trình động lượng cho ε là:

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)\varepsilon = \nabla\cdot\left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k_T}p_k - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k_T} \tag{15}$$

Trong đó k_T là độ nhớt rối. Đối với các chu trình quá nhiệt, chỉ số pha θ_1 (lỏng) bằng không. Lời giải ổn định (steady-state method) đã được sử dụng để giải bài toán cho dàn bay hơi kênh micro CO_2 .



(a) (b)

Hình 2. Hai mô hình ống dẹt của dàn bay hơi kênh micro (microchannel) sử dụng CO_2: (a) mô hình ống dẹt có cánh tản nhiệt dạng thẳng; (b) mô hình ống dẹt có cánh tản nhiệt dạng chữ V

2.3. Mô phỏng số

Việc mô phỏng toàn bộ dàn bay hơi kênh micro cùng lúc là rất khó khăn và phức tạp vì dàn bay hơi có các cánh tản nhiệt mỏng và các kênh micro. Do đó, có sáu lượt mô phỏng tương ứng với sáu pass của dàn bay hơi. Cách tiếp cận này được sử dụng để giảm tài nguyên tính toán. Điều kiện đầu vào cho pass thứ nhất là các thông số trong Bảng 2. Điều kiện đầu vào cho pass thứ hai là kết quả mô phỏng số

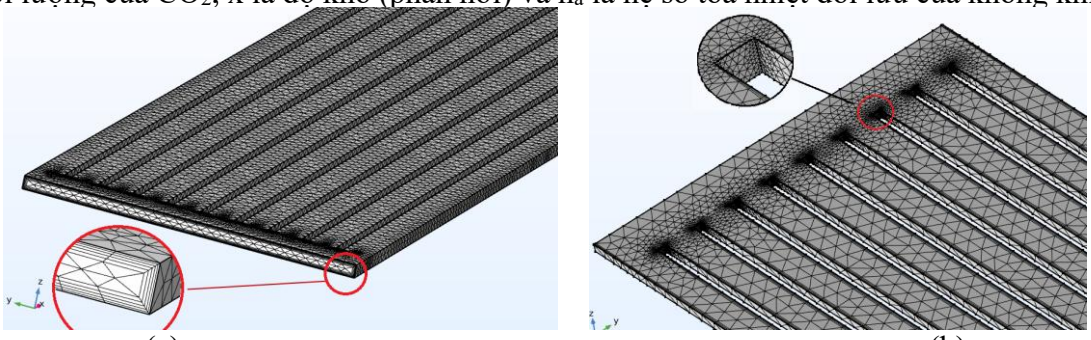
của pass thứ nhất, cứ tiếp tục như vậy cho đến khi hoàn thành mô phỏng số của pass thứ sáu. Bảng 2 trình bày một số thông số đầu vào và đầu ra. Các thông số đầu vào bao gồm một số giá trị ban đầu. Các thông số chưa biết được tính toán bằng phần mềm Engineering Equation Solver (EES) [19], REFPROP [20] và DORIN [21].

Hình 2 trình bày hai mô hình ống dẹt của bộ bay hơi kênh micro (microchannel) sử dụng môi chất lạnh CO_2. CO_2 lưu thông bên trong ống dẹt, trong khi không khí lưu thông bên ngoài, tạo ra quá trình truyền nhiệt đối lưu. Để xác định sự thay đổi của độ khô (vapor quality) tại đầu vào bộ bay hơi, phần mềm EES [19] đã được sử dụng, dựa trên một số điều kiện ban đầu và biểu đồ áp suất - Entalpy (p-h) của R744.

Bảng 2. Thông số đầu vào và thông số đo đạc

Thứ tự Pass	Thông số ngõ vào	Dữ liễu ngõ ra
1	T_{1_i}=10°C, p_{1_i}=45 bar; T_a=25°C, h_a=110W/(m^{2}K) x_{1_i}=0,61, m_{p_1}=30/3=10g/s T_{1_o}, p_{1_o}	T_{1_o}, p_{1_o}, x_{1_o}
2	T_a=25°C, h_a=110W/(m^{2}K) $x_{2_i} = x_{1_o}$, m_{p_2}=30/4=7.5g/s T_{2_o}, p_{2_o}	T_{2_o}, p_{2_o}, x_{2_o}
3	T_a=25°C, h_a=110W/(m^{2}K) $x_{3_i} = x_{2_o}$, m_{p_3}=30/5=6g/s T_{3_o}, p_{3_o}	T_{3_o}, p_{3_o}, x_{3_o}
4	T_a=25°C, h_a=110W/(m^{2}K) $x_{4_i} = x_{3_o}$, m_{p_3}=30/6=5g/s	T_{4_o}, p_{4_o}, x_{4_o}

(Trong đó, các chỉ số 1, 2, 3 và 4 lần lượt biểu thị môi chất lạnh ở các đường dẫn 1, 2, 3 và 4. Các chỉ số i và o lần lượt biểu thị đầu vào và đầu ra của ống dẹt. T_a là nhiệt độ không khí trong phòng, m là lưu lượng khối lượng của CO_2, x là độ khô (phần hơi) và h_a là hệ số tỏa nhiệt đối lưu của không khí).



(a) (b)

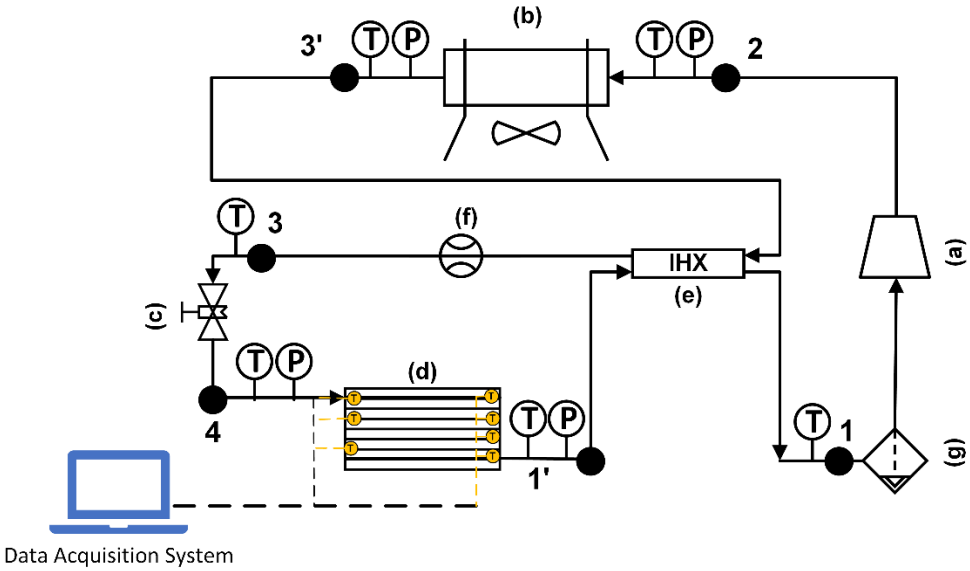
Hình 3. Sơ đồ lưới của mô hình cánh tản nhiệt dạng thẳng. (a) Lớp biên; (b) Phần mép tại các góc

Trong Hình 3, các phần tử hữu hạn trong lưới của mô hình cánh tản nhiệt thẳng được chia thành các hình tam giác. Đối với dòng lưu chất, lớp biên được chia thành 5 lớp để khảo sát các đặc tính tại bề mặt thành, như thể hiện trong Hình 3a. Tại các vị trí quan trọng, lưới được làm mịn hơn; chẳng hạn, các cạnh góc trong các kênh micro (microchannel) đã được khảo sát với 4 cấp độ lưới khác nhau (1, 10, 20, 30), như minh họa trong Hình 3b. Đối với mô hình cánh tản nhiệt dạng chữ V, phương pháp và cấp độ chia lưới cũng tương tự như mô hình cánh tản nhiệt thẳng. Mô hình bao gồm khoảng 610.000 phần tử miền và 122.000 phần tử biên. Số bậc tự do (DOF) trung bình là 1.130.000 (cộng thêm 134.000 bậc tự

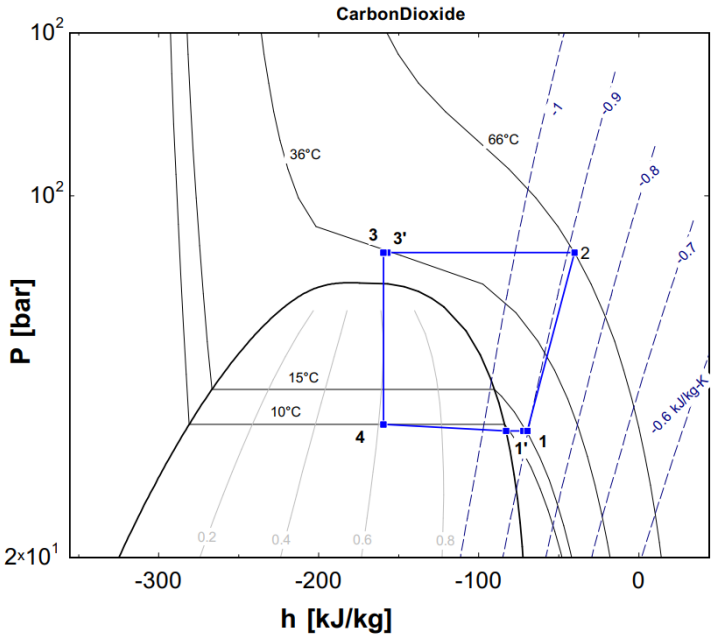
do nội tại). Thuật toán PARDISO (PARallel sparse Direct SOlver – Lời giải trực tiếp song song) được sử dụng để giải hệ phương trình tuyến tính. Sai số tương đối (relative tolerance) được thiết lập ở mức 10^{-6}. Trong nghiên cứu này, mô phỏng số được thực hiện bằng phần mềm COMSOL Multiphysics phiên bản 6.0, kết hợp với bộ giải PARDISO.

2.4. Thiết lập thực nghiệm

Hình 4 trình bày sơ đồ thiết bị thử nghiệm được sử dụng trong nghiên cứu này. Hệ thống bao gồm một máy nén CO_2 hiệu DORIN, van tiết lưu, bộ làm mát khí, bộ bay hơi dạng ống dẹt với cánh tản nhiệt hình chữ V (V-fin) và bộ trao đổi nhiệt bên trong. Các cảm biến áp suất và cặp nhiệt điện được lắp đặt tại đầu vào và đầu ra của mỗi thành phần để đo áp suất và nhiệt độ. Phạm vi đo và độ chính xác của các thiết bị này được trình bày trong Bảng 3. Lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh được đo bằng thiết bị đo lưu lượng thể tích kỹ thuật số hoặc xác định thông qua phần mềm DORIN, dựa trên nhiệt độ hút, nhiệt độ bay hơi và áp suất tại bộ làm mát khí. Dữ liệu thực nghiệm thu được từ bộ bay hơi kênh dẫn siêu nhỏ (microchannel) với ống dẹt có cánh tản nhiệt hình chữ V sẽ được sử dụng để kiểm chứng kết quả mô phỏng số cho các loại ống dẹt có cánh tản nhiệt dạng thẳng và dạng chữ V. Như thể hiện trong Hình 5, dữ liệu thực nghiệm đã được nhập vào phần mềm EES để xác định độ khô (vapor quality) là x = 0,61; giá trị này sau đó được sử dụng làm dữ liệu đầu vào cho quá trình mô phỏng số. Độ không đảm bảo đo của một số thông số, chẳng hạn như độ khô và mật độ dòng nhiệt, lần lượt là 3,17% và 6,2%. Bộ bay hơi sử dụng ống dẹt với cánh tản nhiệt hình chữ V dành cho hệ thống điều hòa không khí dùng môi chất CO_2 được thể hiện trong Hình 6.



Hình 4. Sơ đồ vòng tuần hoàn thử nghiệm cho hệ thống điều hòa không khí sử dụng CO_2: (a) máy nén CO_2; (b) bộ làm mát khí; (c) van tiết lưu; (d) bộ bay hơi dạng kênh dẫn siêu nhỏ (microchannel); (e) bộ trao đổi nhiệt bên trong; (f) thiết bị đo lưu lượng; (g) bộ tách khí – lỏng



Hình 5. Dữ liệu thực nghiệm được trình bày trên biểu đồ p-h

Bảng 3. Độ chính xác và phạm vi của các thiết bị kiểm tra

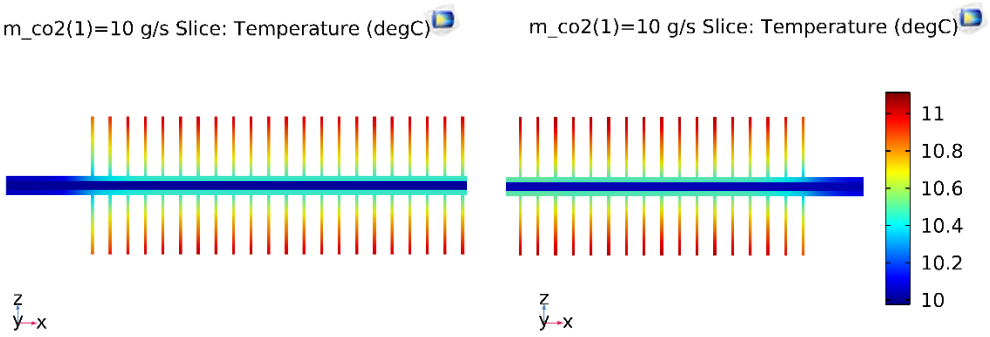
Testing apparatus	Accuracy	Range
Infrared thermal camera, Fluke Ti9	2%	-20 ~ 250°C
Thermometer, Extech 421,509	0,75% of rdg	-20 ~ 250°C
Thermocouples, T - Type	± 0,1°C	0 ~100°C
Digital volumetric flow rate meter	±0,5%FS	400 to 5000 l/h
Pressure sensor, SENSYS - Korea	± 0,5 FS	0~100 bar



Hình 6. Bộ bay hơi dạng ống có cánh tản nhiệt hình chữ V dùng cho hệ thống điều hòa không khí sử dụng CO_2

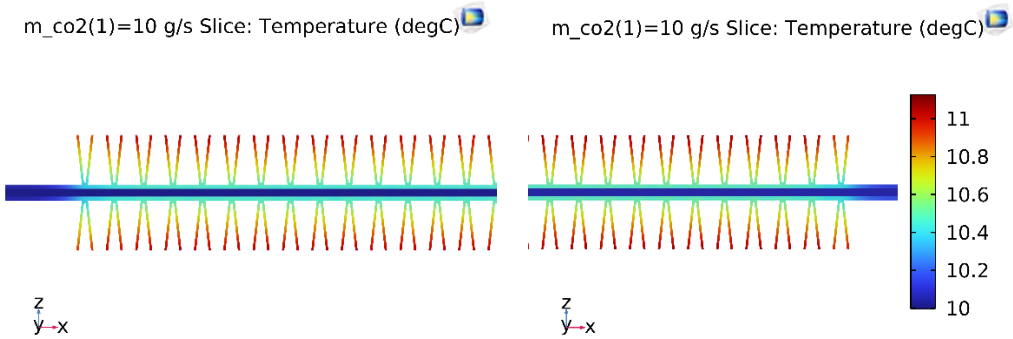
3. Kết quả và thảo luận

Dữ liệu thực nghiệm được thực hiện ở nhiệt độ môi trường (ngoài trời) 33° C. Nhiệt độ bay hơi đầu vào và độ khô hơi đầu vào được cố định lần lượt ở 10° C và 0,61. Hình 7 minh họa lát cắt nhiệt độ của ống phẳng cánh thẳng. Nhiệt độ môi chất lạnh đầu vào và đầu ra của ống phẳng cánh thẳng là như nhau ở chu trình đầu tiên của dàn bay hơi; kết quả này phù hợp với lý thuyết bay hơi. Nhiệt độ của các cánh tản nhiệt cao hơn khoảng 1° C so với nhiệt độ của môi chất lạnh CO_2



(a) Đầu vào (b) Đầu ra

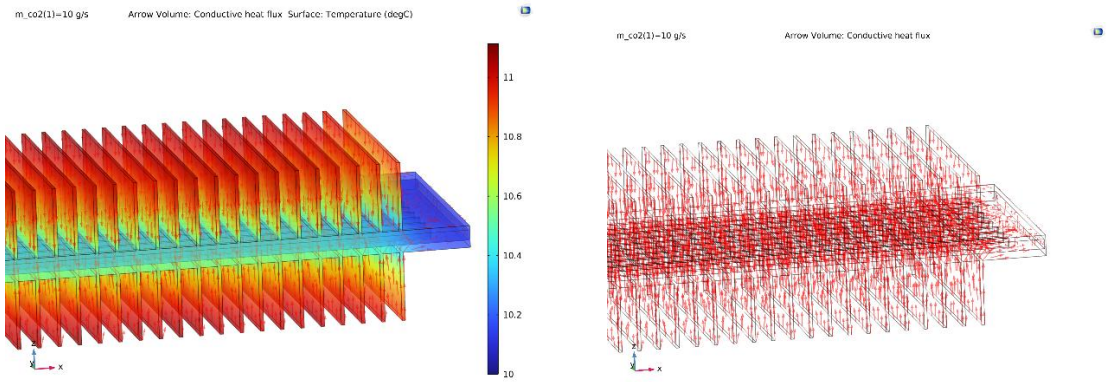
Hình 7. Mặt cắt nhiệt độ của ống dẹt có cánh tản nhiệt thẳng ở pass 1



(a) Đầu vào (b) Đầu ra

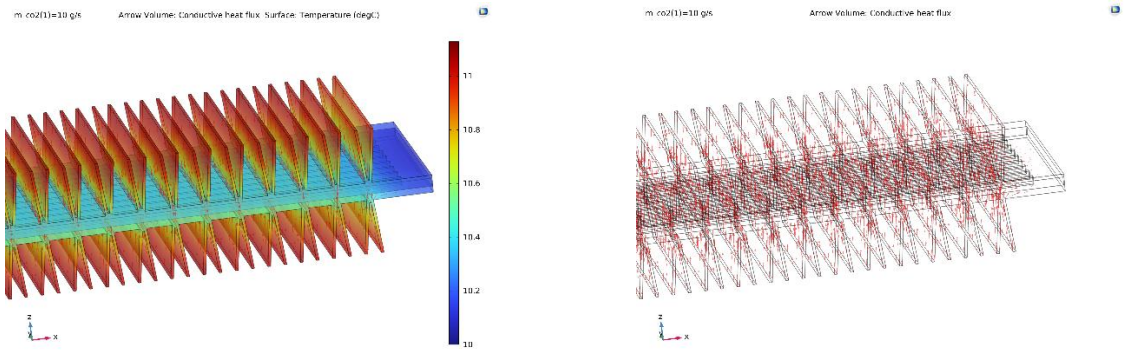
Hình 8. Mặt cắt nhiệt độ của ống dẹt có cánh tản nhiệt V ở mô phỏng số pass 1

Với các điều kiện mô phỏng ban đầu tương tự, lát cắt nhiệt độ trên ống phẳng cánh chữ V cũng tương tự như kết quả thu được từ ống phẳng cánh thẳng, như được thể hiện ở Hình 8. Biểu đồ phân bố nhiệt độ thu được từ ống phẳng cánh thẳng cũng tương tự như của ống phẳng cánh chữ V (Hình 9 và Hình 10). Tuy nhiên, các mũi tên biểu diễn mật độ dòng nhiệt có sự khác biệt giữa hai loại này. Mật độ dòng nhiệt truyền qu mô hình ống phẳng cánh chữ V tập trung nhiều hơn ở vị trí kết nối giữa các cánh tản nhiệt và ống phẳng.



(a) Trường nhiệt độ (b) Mật độ dòng nhiệt do dẫn nhiệt

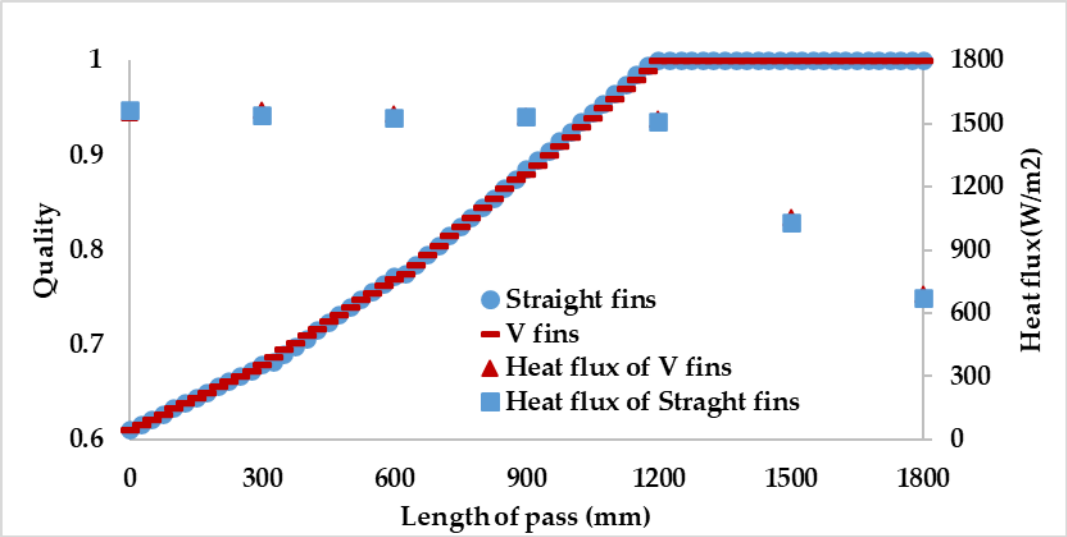
Hình 9. Nhiệt độ và mật độ dòng nhiệt do dẫn nhiệt của ống dẹt có cánh tản nhiệt thẳng ở pass 1



(a) Temperature profile (b) Conductive heat flux

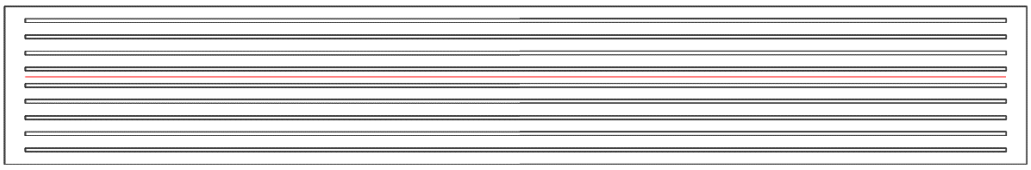
Hình 10. Nhiệt độ và lưu lượng nhiệt dẫn của ống dẹt có vây chữ V trong lần truyền nhiệt đầu tiên.

Hình 11 thể hiện độ khô hơi của mô hình dàn bay hơi ống phẳng cánh thẳng và mô hình dàn bay hơi ống phẳng cánh chữ V ở nhiệt độ bay hơi 10^{o} C. Do có cùng diện tích truyền nhiệt (2,5 m^2), cánh thẳng có chiều cao 4,1 mm và cánh chữ V có chiều cao 4,05 mm, nên độ khô hơi mô phỏng trong hai trường hợp này là như nhau. Mỗi chu trình kênh micro của dàn bay hơi có chiều dài 300 mm. Quá trình bay hơi của môi chất lạnh diễn ra trong bốn pass, do đó mật độ dòng nhiệt từ không khí đi qua các cánh và ống đạt gần 1550 W/m^2. Trạng thái hơi bão hòa (trạng thái khô) đạt được ở đầu ra của chu trình thứ tư. Khi CO_2 ở trạng thái quá nhiệt, mật độ dòng nhiệt giảm nhanh từ 1550 xuống 700 W/m^2. Từ Hình 7 đến Hình 11, với cùng diện tích truyền nhiệt và hệ số truyền nhiệt phía không khí, ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt đến quá trình truyền nhiệt của dàn bay hơi kênh micro không có sự khác biệt giữa mô hình cánh thẳng và mô hình cánh chữ V.

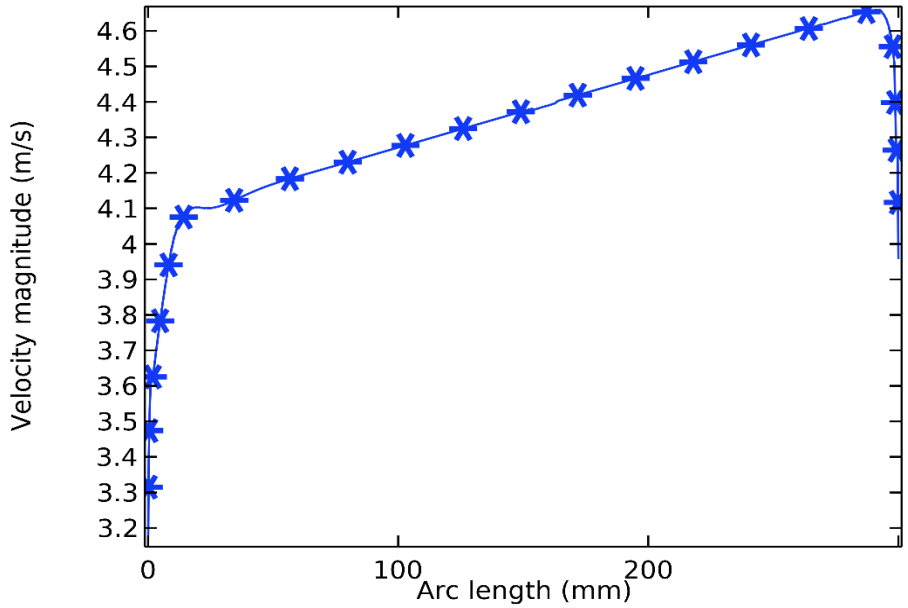


Hình 11. Độ khô của hơi và mật độ dòng nhiệt dọc theo chiều dài ống dẹt

Hình 12 thể hiện trường vận tốc của môi chất lạnh dọc theo chiều dài ống phẳng ở nhiệt độ bay hơi 10^{o} C. Tại đầu vào, vận tốc tăng vọt do môi chất lạnh từ ống góp đi vào kênh micro có tiết diện nhỏ hơn. Vận tốc tăng dần trong kênh micro là do khối lượng riêng hỗn hợp giảm. Tại đầu ra, vận tốc giảm nhanh do môi chất lạnh rời khỏi kênh micro để đi vào ống góp, nơi có tiết diện tăng đột ngột.



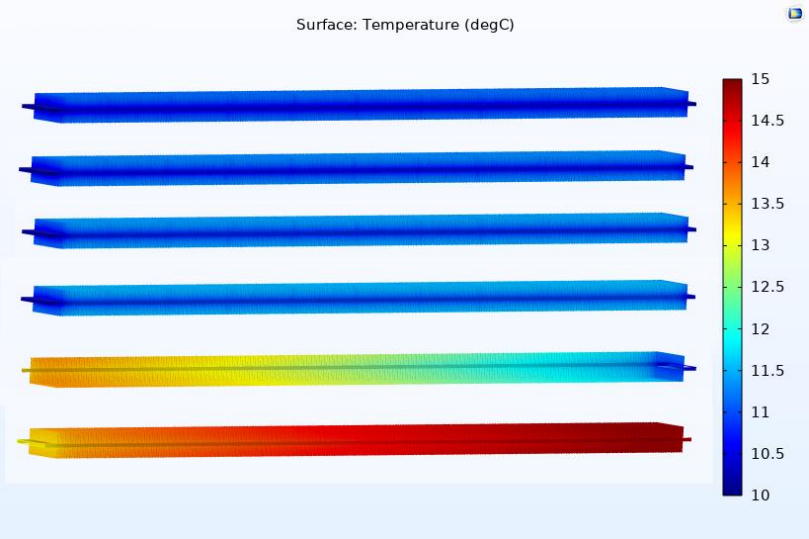
(a) Vị trí khảo sát vận tốc lưu chất



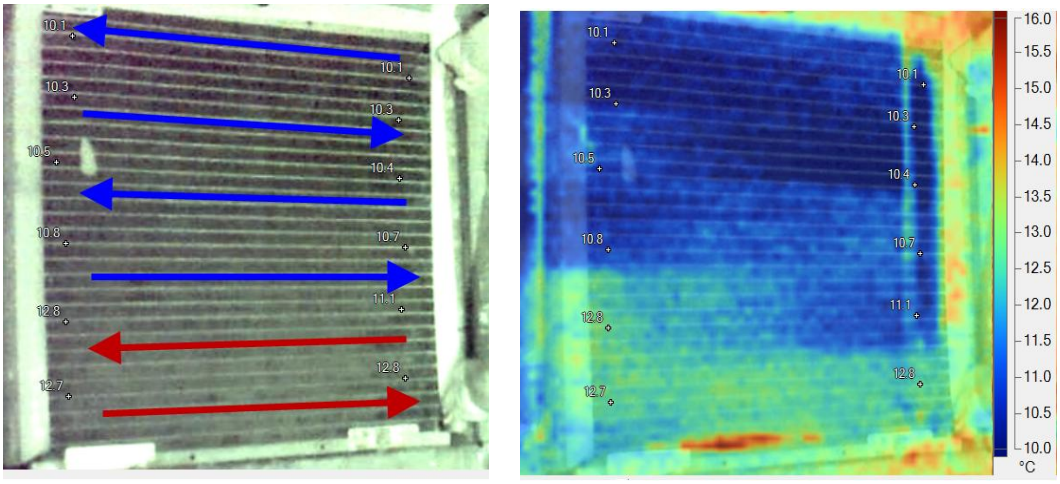
(b) Đồ thị thể hiện vận tốc trong kênh micro

Hình 12. Vận tốc môi chất lạnh trong kênh dẫn siêu nhỏ đối với mô hình ống có cánh tản nhiệt dạng thẳng

Việc so sánh giữa kết quả mô phỏng số và dữ liệu thực nghiệm được thể hiện ở Hình 13 ở nhiệt độ bay hơi 10° C. Biên độ nhiệt độ thực nghiệm được ghi lại bằng camera nhiệt hồng ngoại và sau đó so sánh với kết quả mô phỏng số. Nhiệt độ thực nghiệm cũng được thu thập từ các nhiệt cặp. Có thể nhận thấy chúng có sự tương đồng ở bốn chu trình đầu tiên, và môi chất lạnh bị quá nhiệt ở chu trình thứ năm và thứ sáu. Từ hình vẽ, độ lệch giữa kết quả số và dữ liệu thực nghiệm nhỏ hơn 10% tại điểm có nhiệt độ cao nhất.



(a) Các kết quả số của mô hình ống dẹt có cánh tản nhiệt dạng thẳng



(b) Phân bố nhiệt độ thực nghiệm của thiết bị bay hơi đã được ghi lại bằng camera nhiệt.

Hình 13. So sánh giữa mô phỏng số và dữ liệu thực nghiệm

Bảng 4 trình bày kết quả về số lượng phần tử lưới (elements), thời gian giải và bộ nhớ vật lý giữa mô hình ống phẳng cánh thẳng và mô hình ống phẳng cánh chữ V. Với cùng phương pháp và cấp độ chia lưới, mô hình ống cánh chữ V có nhiều phần tử hơn nhưng thời gian giải và bộ nhớ vật lý lại ít hơn so với mô hình ống cánh thẳng. Kết quả cho thấy hình dạng cánh tản nhiệt ảnh hưởng đến thời gian giải và bộ nhớ. Thời gian giải và bộ nhớ vật lý đối với cánh thẳng lần lượt gấp 1,3 lần và 1,45 lần so với cánh chữ V. Điều này có thể do lưới cấu trúc và bộ giải PARDISO trong mô hình ống cánh chữ V phù hợp hơn so với mô hình ống cánh thẳng. Do đó, nên sử dụng mô hình ống cánh chữ V cho mô phỏng số

để tiết kiệm tài nguyên tính toán. Những kết quả này sẽ đóng góp thêm cho các nghiên cứu mô phỏng số trong dàn bay hơi kênh micro, đặc biệt là với môi chất lạnh CO_2

Bảng 4. Thời gian giải và bộ nhớ vật lý

Kiểu cánh	Số phần tử miền	Số phần tử ở lớp biên	Thời gian giải (s)	Bộ nhớ sử dụng (GB)
Cánh thẳng	601.833	121.428	1.653	9,7
Cánh V	618.006	122.592	1.268	6,69

4 Kết luận

Mô phỏng số về ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt đến quá trình truyền nhiệt và thời gian giải của dàn bay hơi kênh micro trong hệ thống điều hòa không khí CO_2 đã được thực hiện ở nhiệt độ bay hơi 10^o C. Hai loại hình dạng cánh tản nhiệt được đề cập là cánh chữ V và cánh thẳng. Dữ liệu thực nghiệm được sử dụng để kiểm chứng các kết quả mô phỏng số. Một số đóng góp quan trọng được thể hiện như sau:

- Mô hình toán học, điều kiện biên, phương pháp chia lưới và bộ giải PARDISO đã được áp dụng để mô phỏng số mô hình dàn bay hơi kênh micro. Kết quả số phù hợp tốt với kết quả thực nghiệm, với sai số nhỏ hơn 10%.

- Đối với hệ thống được khảo sát và với cùng diện tích truyền nhiệt cũng như hệ số truyền nhiệt phía không khí, ảnh hưởng của hình dạng cánh tản nhiệt đến quá trình truyền nhiệt của dàn bay hơi kênh micro không có sự khác biệt. Tuy nhiên, thời gian giải số và bộ nhớ vật lý đối với cánh thẳng lần lượt gấp 1,3 lần và 1,45 lần so với cánh chữ V. Dưới các điều kiện tương tự, nên sử dụng hình dạng cánh chữ V cho mô phỏng số thay vì hình dạng cánh thẳng.

- Quá trình bay hơi của môi chất lạnh trong dàn lạnh kênh micro diễn ra qua bốn pass. Mật độ dòng nhiệt từ không khí đi qua các cánh và ống đạt gần 1550 W/m^2 ở nhiệt độ bay hơi 10^oC.

.

Lời cảm ơn: Chúng tôi xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đối với sự hỗ trợ dành cho công trình nghiên cứu này thông qua đề tài Bộ B2020-SPK-04 (do Bộ Giáo dục và Đào tạo Việt Nam tài trợ).

Tài liệu tham khảo.

1. M. H. Kim and C. W. Bullard, “Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions,” Int. J. Refrig., vol. 25, no. 7, pp. 924–934, 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00106-2
2. M. Kim and C. W. Bullard, “Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers ´ air des e ´ changeurs de chaleur a Performance hydraulique co ˆ te ` persiennes ailettes en aluminium a,” Int. J. Refrig., vol. 25, pp. 390–400, 2002.
3. A. Okbaz, A. Pınarbaşı, and A. B. Olcay, “Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers,” Int. J. Therm. Sci., vol. 151, no. June 2019, 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106256.
4. F. Ayad, R. Benelmir, and M. Idris, “Thermal-hydraulic experimental study of louvered fin-and-flat-tube heat exchanger under wet conditions with variation of inlet humidity ratio,” Appl. Therm. Eng., vol. 183, p. 116218, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116218.

5. C. T. Hsieh and J. Y. Jang, “Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method,” Appl. Therm. Eng., vol. 42, pp. 101–110, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.003
6. J. Y. Jang and C. C. Chen, “Optimization of louvered-fin heat exchanger with variable louver angles,” Appl. Therm. Eng., vol. 91, pp. 138–150, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.009
7. M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems, vol. 30, no. 2. 2004.
8. K. Il Choi, A. S. Pamitran, and J. T. Oh, “Two-phase flow heat transfer of CO_2 vaporization in smooth horizontal minichannels,” Int. J. Refrig., vol. 30, no. 5, pp. 767–777, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006.
9. W. Brix, M. R. Kærn, and B. Elmegaard, “Modelling distribution of evaporating CO_2 in parallel minichannels,” Int. J. Refrig., vol. 33, no. 6, pp. 1086–1094, 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.04.012
10. T. Nguyen, T. Dang, and K. Vo, “Experimental Investigation on a Microchannel Evaporator of CO_2 Air Conditioning System with an Internal Heat Exchanger,” Int. J. Emerg. Res. Manag. &Technology, vol. 6, no. 4, pp. 40–45, 2017
11. J. Jin, J. Chen, and Z. Chen, “Development and validation of a microchannel evaporator model for a CO_2 air-conditioning system,” Appl. Therm. Eng., vol. 31, no. 2–3, pp. 137–146, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.019.
12. R. Yun, Y. Kim, and C. Park, “Numerical analysis on a microchannel evaporator designed for CO_2 air-conditioning systems,” Appl. Therm. Eng., vol. 27, no. 8–9, pp. 1320–1326, Jun. 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.10.036
13. M. H. Kim and C. W. Bullard, “Development of a microchannel evaporator model for a CO_2 air-conditioning system,” Energy, vol. 26, no. 10, pp. 931–948, 2001, doi: 10.1016/S0360-5442(01)00042-1.
14. Dang, Thanhtrung and J. Teng, “Comparison on the heat transfer and pressure drop of the microchannel and minichannel heat exchangers,” Heat Mass Transf., vol. 47, pp. 1311–1322, 2011.
15. T. Dang, J. Teng, and J. Chu, “A study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger,” Appl. Therm. Eng., vol. 30, no. 14–15, pp. 2163–2172, 2010.
16. J. Patiño, R. Llopis, D. Sánchez, C. Sanz-Kock, R. Cabello, and E. Torrella, “A comparative analysis of a CO_2 evaporator model using experimental heat transfer correlations and a flow pattern map,” Int. J. Heat Mass Transf., vol. 71, pp. 361–375, 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.027
17. J. Yang and S. Ning, “Experimental and Numerical Study of Double-Pipe Evaporators Designed for CO_2 Transcritical Systems,” 2019
18. M. COMSOL, Heat Transfer Module, Version 6.0, 2021.
19. EES, “Engineering Equation Solver. F-Chart MdthaSoftware Inc., Wisconsin (USA),2005.” 2005.
20. REFPROP, “REFPROP. NIST Refrigerant Properties Database 23. Gaithersburg, MD, 2013, Version 9.” 2013.
21. Dorin, “Mario Dorin innovation, Compiobbi (FI), Italy, Version 19.1,” [Online]. Available: https://www.dorin.com/en/Software/

Tham khảo nguồn version gốc: https://doi.org/10.3390/mi13101648 -30