

MÔ HÌNH HÓA VÀ PHÂN TÍCH KHÔNG ỔN ĐỊNH BỘ GIA NHIỆT KHÔNG KHÍ BẰNG NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI DÙNG PHƯƠNG PHÁP SAI PHÂN HỮU HẠN

PHẠM BÁ THẢO^{1,2}, ĐƯỜNG CÔNG TRUYỀN², NGUYỄN MINH PHÚ^{1*}

¹ Khoa Công nghệ nhiệt lạnh, Trường Đại học công nghiệp TP. Hồ Chí Minh,

² Khoa Công nghệ cơ khí, Trường Đại học công nghiệp TP. Hồ Chí Minh;

* Tác giả liên hệ: nguyenminhphu@iuh.edu.vn

DOIs: <https://doi.org/10.46242/jstiuh.v67i01.5020>

Tóm tắt: Bộ gia nhiệt gió nóng bằng năng lượng mặt trời là một thiết bị đơn giản, dễ chế tạo và khả năng ứng dụng rộng rãi nhất là lĩnh vực sấy. Trong nghiên cứu này, một hệ phương trình vi phân được thành lập để tìm nhiệt độ trong thiết bị theo thời gian và chiều dòng không khí. Dữ liệu thời tiết gồm bức xạ mặt trời và nhiệt độ môi trường thay đổi theo thời gian trong ngày được dùng làm dữ liệu nhập vào mô hình toán. Kỹ thuật sai phân hữu hạn với phương pháp ẩn và sơ đồ ngược gió được dùng để rời rạc hệ phương trình đạo hàm riêng. Kết quả phân tích cho thấy xu hướng phân bố nhiệt độ trong thiết bị thay đổi theo buổi sáng và buổi chiều. Hiệu suất nhiệt cũng thay đổi theo buổi và bề dày kính. Hiệu suất nhiệt lớn nhất đạt ở 16 đến 17 giờ. Đầu ngày hiệu suất nhiệt rất thấp do năng lượng mặt trời chủ yếu được hấp thụ bởi kính và tấm hấp thụ. Để đạt được hiệu suất ít thay đổi theo thời gian, cần giảm bề dày kính và tấm hấp thụ.

Từ khóa: Thuật toán Thomas, collector không khí, phương pháp ẩn, sơ đồ ngược gió, phương pháp luận số.

1 GIỚI THIỆU

Bộ gia nhiệt không khí bằng năng lượng mặt trời, hay còn gọi là collector không khí, dùng để chuyển đổi năng lượng nhiệt mặt trời thành dòng không khí nóng. Khí nóng này có thể sử dụng cho một mục đích nào đó như sấy nông sản thực phẩm hoặc chất hút ẩm, sưởi ấm, hoặc thông gió. Đây là thiết bị chuyển đổi năng lượng đơn giản nhất vì collector có thể được chế tạo từ các vật liệu và thiết bị có sẵn như kính, cách nhiệt, tấm kim loại, quạt gió [1, 2]. Do đây là thiết bị đặt trong môi trường không khí và nhận bức xạ mặt trời nên hoạt động của nó thay đổi theo thời gian (không ổn định). Các tính toán collector không khí thường được đơn giản hóa thành trạng thái ổn định trong khoảng thời gian dài (ví dụ 1 giờ) [3] và không xem xét chiều của collector [4] (OD lumped model [5]).

Mô hình toán để thiết kế nhiệt collector không khí có thể chia thành ba loại theo độ phức tạp của giải tích như sau:

Loại 1: Mô hình truyền nhiệt ổn định, nhiệt độ trung bình,

Loại 2: Mô hình truyền nhiệt ổn định một chiều,

Loại 3: Mô hình truyền nhiệt không ổn định một chiều.

Nhiệt độ của các thành phần collector không khí trong loại 1 (kính, dòng không khí, tấm hấp thụ) là các nhiệt độ trung bình. Đây là tiếp cận toán học đơn giản nhất. Loại 2 xét sự biến thiên nhiệt độ không khí thay đổi dọc chiều dòng chảy do đó mô hình toán hình thành các phương trình vi phân thường hay các phương trình gradient nhiệt độ không khí. Loại 3 được thành lập từ phương trình vi phân năng lượng (phương trình đạo hàm riêng bậc hai). Nghiên cứu tổng quan tài liệu cho thấy có vài nghiên cứu dùng mô hình loại 3 như sau: Garg và cộng sự (cs) [6] có lẽ là nhóm nghiên cứu đầu tiên giải hệ phương trình đạo hàm riêng không ổn định cho collector không khí dùng phương pháp sai phân hữu hạn hiện (explicit). Trong khi đó El-Refae và Hashis [7] dùng phép biến đổi Laplace để giải phương trình đạo hàm riêng mô tả collector không khí không ổn định. Gần đây, Román và Hensel [8] đã khẳng định rằng ít có nghiên cứu dùng loại 3 trong nghiên cứu collector không khí. Họ đã so sánh kết quả của các tiếp cận ổn định và không ổn định trong mô phỏng collector không khí. Họ đề nghị sử dụng mô hình không ổn định và dữ liệu thời tiết có độ phân giải cao để tăng độ chính xác trong dự đoán hoạt động của collector. Aboul-Enein và cs [9]

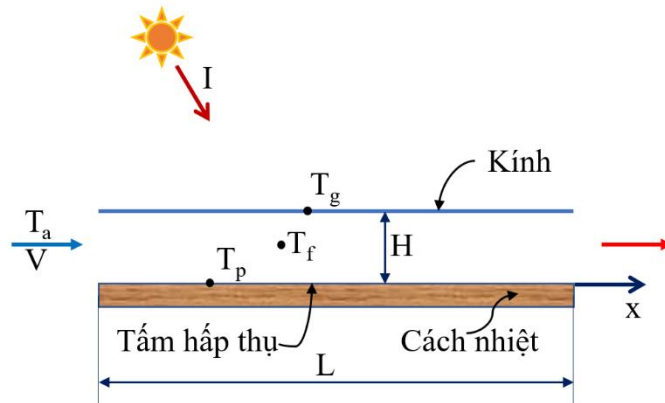
dùng phương trình vi phân không ổn định một chiều cho dòng không khí. Đối với kính và tấm hấp thụ, phương trình đại số được sử dụng do đó không xem xét dẫn nhiệt và khuếch tán trong các vật này. Từ nghiên cứu tổng quan các tài liệu liên quan, có thể nhận thấy rằng cụm khuếch tán (diffusion term) không được xem xét trong phương trình năng lượng. Sự bỏ qua này có thể dẫn đến sai số trong dự đoán nhiệt độ không khí ra khỏi collector.

Mô hình toán collector không khí ở điều kiện không ổn định là bài toán phức tạp vì cần giải đồng thời nhiều phương trình vi phân dạng đối lưu – khuếch tán. Trong bài báo này, một mô hình toán một chiều (1D) không ổn định mô tả hoạt động của collector không khí được trình bày. Tất cả các cụm khuếch tán đều được xem xét trong các phương trình năng lượng trong nghiên cứu này. Hệ phương trình vi phân được giải bằng phương pháp sai phân ẩn để lời giải không phụ thuộc bước thời gian. Biến thiên nhiệt độ của collector không khí được mô phỏng theo thời gian và không gian. Ngoài ra phân tích ảnh hưởng của các thông số chính như chiều cao kênh không khí, vận tốc không khí và bề dày kính đến hiệu suất collector cũng được trình bày và phân tích.

2 MÔ TẢ MÔ HÌNH

Collector không khí có chiều dài L và chiều cao kênh không khí H như minh họa trong hình 1. Bức xạ mặt trời chiếu xuyên qua tấm kính đến bề mặt hấp thụ. Không khí thổi qua khe giữa tấm kính và tấm hấp thụ. Không khí nhận nhiệt từ tấm hấp thụ để tăng nhiệt độ. Nhiệt độ không khí vào collector (T_a) và bức xạ mặt trời (I) thay đổi theo thời gian (t). Trong nghiên cứu này, nhiệt độ không khí (T_f), nhiệt độ kính (T_g) và nhiệt độ tấm hấp thụ (T_p) được xem xét thay đổi theo thời gian và dọc theo chiều chuyển động của không khí: $T(t,x)$. Mô hình tính toán các nhiệt độ của collector được thành lập với các giả sử như sau:

- Dòng chảy là 1 chiều (1D),
- Các thông số nhiệt vật lý của không khí, kính và tấm hấp thụ không thay đổi theo nhiệt độ,
- Quá trình trao đổi nhiệt là đẳng áp.



Hình 1: Collector không khí.

Từ các giả sử trên, phương trình trao đổi năng lượng cho từng tấm và dòng không khí được viết như sau. Thay đổi nhiệt độ kính (T_g) theo thời gian cân bằng với khuếch tán nhiệt trong kính, nhiệt lượng kính hấp thụ từ năng lượng mặt trời, tổn thất nhiệt ra môi trường bên ngoài, đối lưu giữa kính và không khí, bức xạ giữa kính và tấm hấp thụ như phương trình (1) [1]:

$$\delta_g c_{p,g} \rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = k_g \delta_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + I \alpha_g + h_{c,g,w} (T_a - T_g) + h_{c,g,f} (T_f - T_g) + h_{r,g,p} (T_p - T_g) + h_{r,g,s} (T_s - T_g) \quad (1)$$

Thay đổi nhiệt độ không khí (T_f) theo thời gian cân bằng với khuếch tán nhiệt của không khí, thay đổi nhiệt do đối lưu, đối lưu giữa kính và không khí, đối lưu giữa không khí và tấm hấp thụ:

$$H c_{p,f} \rho_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = k_f H \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - H c_{p,f} \rho_f V \frac{\partial T_f}{\partial x} + h_{c,g,f} (T_g - T_f) + h_{c,p,f} (T_p - T_f) \quad (2)$$

Thay đổi nhiệt độ tấm hấp thụ (T_p) theo thời gian cân bằng với khuếch tán nhiệt trong tấm, nhiệt lượng hấp thụ từ năng lượng mặt trời, đối lưu với không khí, bức xạ giữa kính và tấm hấp thụ, tổn thất nhiệt ra môi trường bên ngoài qua lớp cách nhiệt:

$$\delta_p c_{p,p} \rho_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = k_p \delta_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + I \alpha_p \tau_g + h_{c,p,f} (T_f - T_p) + h_{r,g,p} (T_g - T_p) + U_b (T_a - T_p) \quad (3)$$

Các phương trình đạo hàm riêng (1), (2), và (3) được sắp xếp lại tương ứng thành các phương trình (4), (7), và (9) như sau:

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} = v_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + S_g \quad (4)$$

trong đó

$$S_g = [I \alpha_g + h_{c,g,w} (T_a - T_g) + h_{c,g,f} (T_f - T_g) + h_{r,g,p} (T_p - T_g) + h_{r,g,s} (T_s - T_g)] / (\delta_g c_{p,g} \rho_g) \quad (5)$$

$$v_g = \frac{k_g}{c_{p,g} \rho_g} \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + V \frac{\partial T_f}{\partial x} = v_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + S_f \quad (7)$$

trong đó

$$S_f = [h_{c,g,f} (T_g - T_f) + h_{c,p,f} (T_p - T_f)] / (H c_{p,f} \rho_f) \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = v_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + S_p \quad (9)$$

trong đó

$$S_p = [I \alpha_p \tau_g + h_{c,p,f} (T_f - T_p) + h_{r,g,p} (T_g - T_p) + U_b (T_a - T_p)] / (\delta_p c_{p,p} \rho_p) \quad (10)$$

Hệ phương trình vi phân (4), (7), và (9) được kết hợp với các điều kiện biên nhiệt độ như sau:

$$T_f|_{x=0} = T_a$$

$$\left. \frac{\partial T_f}{\partial x} \right|_{x=L} = \left. \frac{\partial T_g}{\partial x} \right|_{x=0, x=L} = \left. \frac{\partial T_p}{\partial x} \right|_{x=0, x=L} = 0 \quad (11)$$

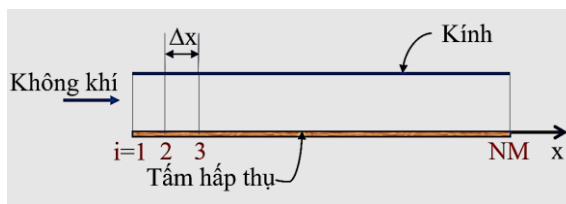
Điều kiện ban đầu của các nhiệt độ không khí, kính và tấm hấp thụ bằng nhiệt độ môi trường lúc bắt đầu mô phỏng. Các phương trình (4), (7), và (9) được xấp xỉ theo phương pháp sai phân hữu hạn trở thành các phương trình (12), (13), và (14) tương ứng. Miền tính toán được chia thành NM nút với khoảng cách Δx như hình 2. Phương pháp ẩn (Implicit method) và sai phân trung tâm được áp dụng cho các cụm khuếch tán [2]. Cụm đối lưu trong phương trình (7) được rời rạc theo sơ đồ ngược gió [11]. Để tránh các cụm phi tuyến, các cụm nguồn (S) được tính từ bước thời gian trước. Ảnh hưởng của cách tính này là không đáng kể khi sử dụng bước thời gian rất nhỏ.

$$\frac{T_{g,i}^{n+1} - T_{g,i}^n}{\Delta t} = v_g \frac{T_{g,i+1}^{n+1} - 2T_{g,i}^{n+1} + T_{g,i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} + S_{g,i}^n \quad (12)$$

$$\frac{T_{f,i}^{n+1} - T_{f,i}^n}{\Delta t} + V \frac{T_{f,i}^{n+1} - T_{f,i-1}^{n+1}}{\Delta x} = v_f \frac{T_{f,i+1}^{n+1} - 2T_{f,i}^{n+1} + T_{f,i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} + S_{f,i}^n \quad (13)$$

$$\frac{T_{p,i}^{n+1} - T_{p,i}^n}{\Delta t} = v_p \frac{T_{p,i+1}^{n+1} - 2T_{p,i}^{n+1} + T_{p,i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} + S_{p,i}^n \quad (14)$$

Các phương trình rời rạc (12), (13), và (14) hình thành hệ phương trình đại số tuyến tính dạng ma trận ba đường chéo. Hệ phương trình đại số này được giải dùng thuật toán ma trận ba đường chéo TDMA (tridiagonal matrix algorithm) [11].



Hình 2: Chia lưới miền tính toán.

Các phương trình cần thiết khác được trình bày như sau. Nhiệt độ bầu trời (T_s) được tính theo nhiệt độ môi trường như sau [12]:

$$T_s = 0,0552(T_a + 273)^{1,5} \quad (15)$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ giữa kính và bầu trời:

$$h_{r,g,s} = \sigma \varepsilon_g (T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s) \quad (16)$$

Hệ số truyền nhiệt bức xạ giữa kính và tấm hấp thụ:

$$h_{r,g,p} = \sigma (T_g^2 + T_p^2) \frac{T_g + T_p}{1/\varepsilon_g + 1/\varepsilon_p - 1} \quad (17)$$

Hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa kính và gió thổi trên bề mặt ngoài được tính theo công thức McAdam:

$$h_{c,g,w} = 5,7 + 3,8V_w \quad (18)$$

Hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa kính và không khí, và hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa tấm hấp thụ và không khí:

$$h_{c,g,f} = h_{c,p,f} = 0,018Re^{0,8}Pr^{0,4}k_f / D_h \quad (19)$$

trong đó Re và Pr là số Reynolds và số Prandtl của không khí, D_h là đường kính thủy lực của kênh.

$$Re = 2 \frac{m}{\mu_f (W + H)} \quad (20)$$

với m là lưu lượng khối lượng không khí.

$$m = \rho_f VWH \quad (21)$$

$$D_h = \frac{4HW}{2(H + W)} \quad (22)$$

$$Pr = c_{p,f} \mu_f / k_f \quad (23)$$

Hệ số tổn thất từ tấm hấp thụ qua lớp cách nhiệt được tính như sau:

$$U_b = k_i / \delta_i \quad (24)$$

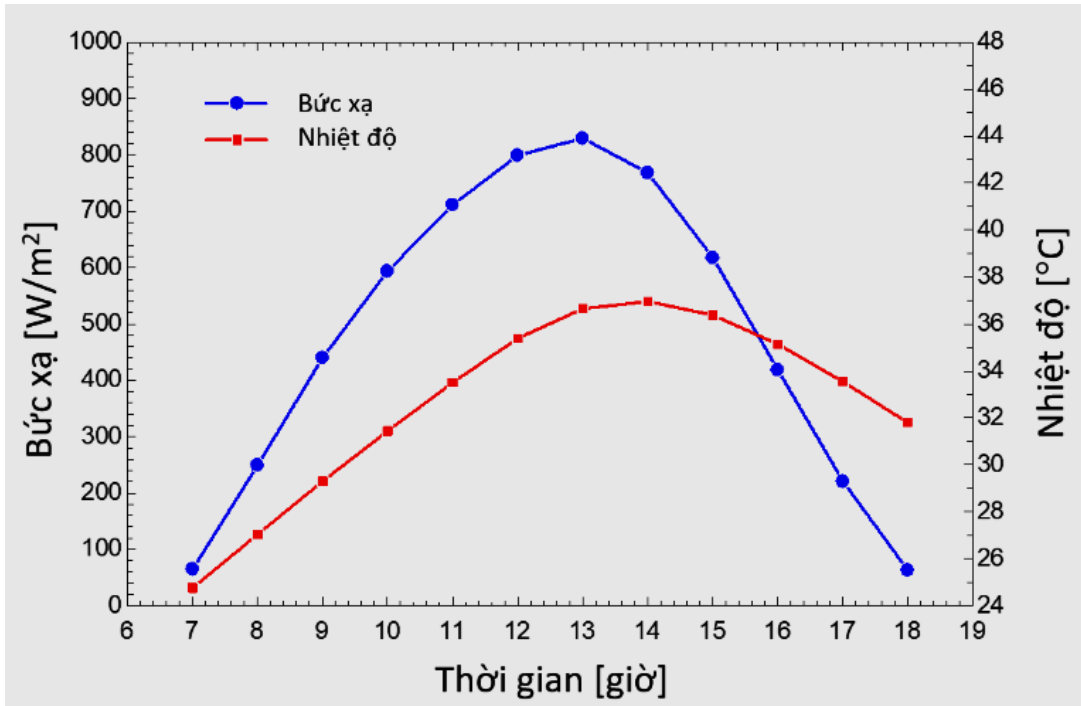
Từ nhiệt độ không khí ra khỏi collector tính từ phương pháp sai phân hữu hạn, nhiệt lượng hữu ích của không khí nhận được khi qua collector được tính như sau:

$$Q = mc_{p,f} (T_f|_{x=L} - T_a) \quad (25)$$

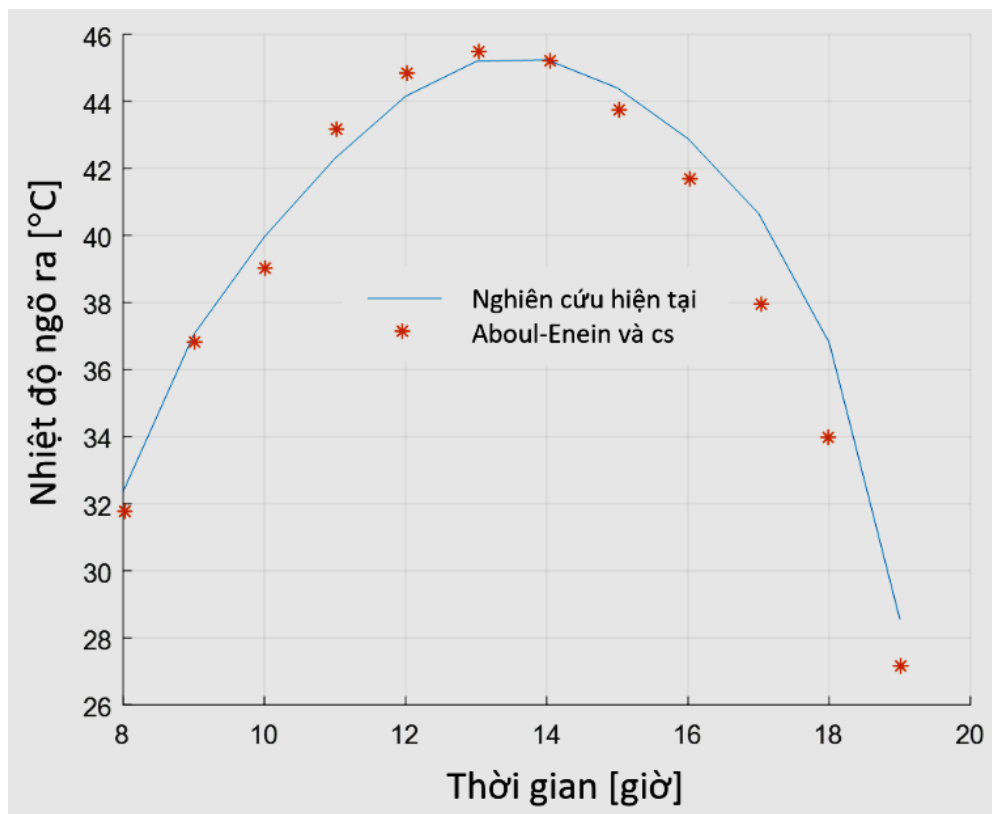
Từ đó hiệu suất nhiệt của collector được đánh giá như sau:

$$\eta = \frac{Q}{IWL} \quad (26)$$

Hình 3 trình bày bức xạ và nhiệt độ môi trường theo thời gian của một ngày tiêu biểu được dùng để nhập vào mô hình toán. Đây là dữ liệu đo tại thành phố Hồ Chí Minh vào ngày 20/1/2023 có nắng tốt trời quang mây. Bảng 1 thể hiện các thông số nhiệt vật lý của collector và các thông số giải số. Đây là các thông số mặc định để nghiên cứu toán học collector không khí. Chi tiết có thể xem trong nghiên cứu của Román và Hensel [8]. Chương trình tính toán được viết trong ngôn ngữ MATLAB phiên bản R2017b. Hình 4 trình bày so sánh nhiệt độ gió ra giải từ nghiên cứu hiện tại và so với công bố của Aboul-Enein và cs [9]. Có sự trùng khớp khá tốt giữa hai kết quả với sai lệch lớn nhất là 7%. Do đó cách tiếp cận trong bài báo này có độ tin cậy để phân tích ảnh hưởng của các thông số đến hoạt động của collector không khí. Phần 3 trình bày kết quả tính toán từ mô hình toán được trình bày ở trên.



Hình 3: Dữ liệu nhiệt độ môi trường và bức xạ mặt trời theo giờ trong ngày.



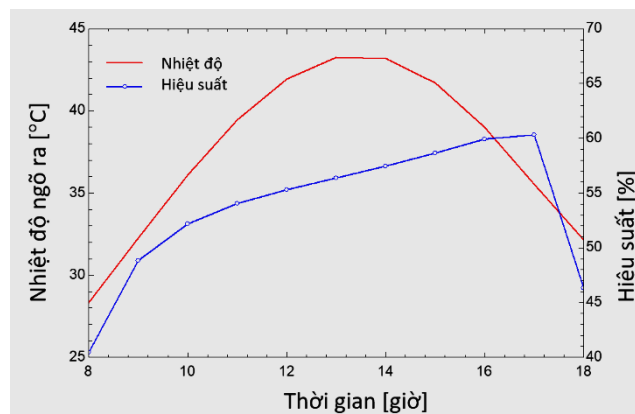
Hình 4: Kiểm chứng kết quả mô phỏng gió ra theo thời gian so với nghiên cứu của Aboul-Enein và cs [9] ở $L=W=1$ m, $H=5$ cm, $m = 0,00468$ kg/s.

Bảng 1: Các thông số collector nhập vào mô hình toán.

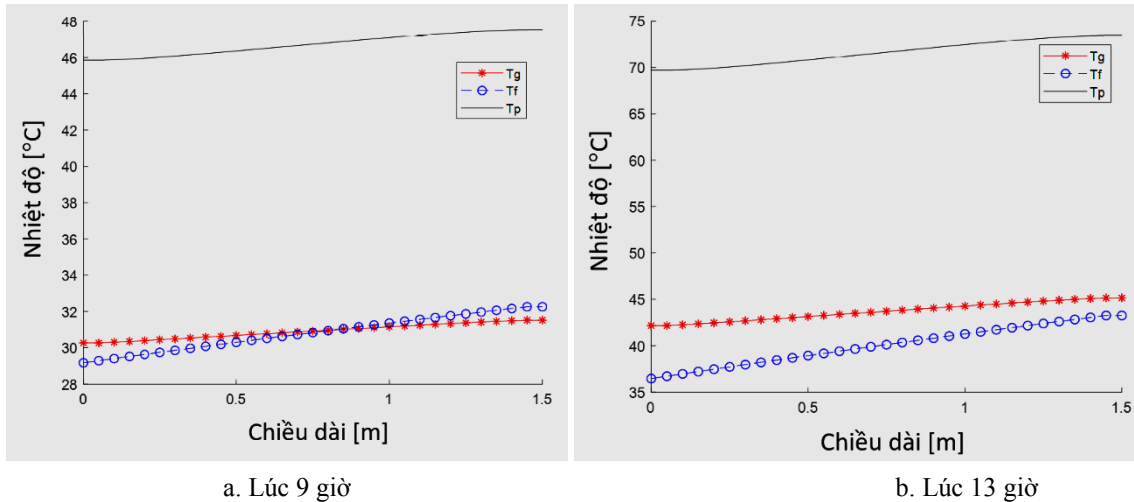
Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Nhiệt dung riêng không khí	$c_{p,f}$	1005 J/kg.K
Hệ số dẫn nhiệt không khí	k_f	0,02588 W/m.K
Khối lượng riêng không khí	ρ_f	1,164 kg/m ³
Độ nhớt không khí	μ_f	1,983e-5 Pa.s
Nhiệt dung riêng kính	$c_{p,g}$	666 J/kg.K
Hệ số dẫn nhiệt kính	k_g	1,05 W/m.K
Khối lượng riêng kính	ρ_g	2500 kg/m ³
Bề dày kính	δ_g	10 mm
Độ hấp thụ, độ xuyên qua, độ đen của kính	$\alpha_g, \tau_g, \varepsilon_g$	0,06, 0,84, 0,9
Nhiệt dung riêng tấm hấp thụ	$c_{p,p}$	903 J/kg.K
Hệ số dẫn nhiệt tấm hấp thụ	k_p	237 W/m.K
Khối lượng riêng tấm hấp thụ	ρ_p	2700 kg/m ³
Bề dày tấm hấp thụ	δ_p	3 mm
Độ hấp thụ, độ đen của tấm hấp thụ	α_p, ε_p	0,95, 0,95
Bề dày cách nhiệt	δ_i	50 mm
Hệ số dẫn nhiệt của cách nhiệt	k_i	0,04 W/m.K
Chiều dài collector	L	1,5 m
Chiều rộng collector	W	1,5 m
Chiều cao kênh không khí	H	25 mm
Vận tốc không khí	V	3,5 m/s
Vận tốc gió	V_w	2 m/s
Bước thời gian	Δt	2 giây
Bước không gian	Δx	0,05 m

3 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Hình 5 trình bày nhiệt độ không khí ra khỏi collector và hiệu suất nhiệt theo thời gian trong ngày. Nhiệt độ đạt cực đại khoảng 43°C vào khoảng 13 đến 14 giờ. Tại thời điểm này bức xạ và nhiệt độ môi trường đạt cực đại như hình 3. Hiệu suất nhiệt tăng dần theo thời gian đến 17 giờ và đạt giá trị lớn nhất 60%. Sau 17 giờ hiệu suất giảm mạnh. Điều này là do lúc 18 giờ nhiệt độ không khí vào collector cao nhưng nhiệt độ không khí ra thấp (chênh lệch nhiệt độ $T_f|_{x=L} - T_a$ ở 18 giờ là 0,44°C trong khi ở 17 giờ là 1,89°C) nên nhiệt lượng không khí nhận được không đáng kể so với bức xạ tới collector. Tuy nhiên hiệu suất ở 18 giờ cao hơn lúc 8 giờ do nhiệt năng được trữ trong các tấm kính và tấm hấp thụ (thông qua đại lượng $\delta\rho c_p$) truyền cho không khí.



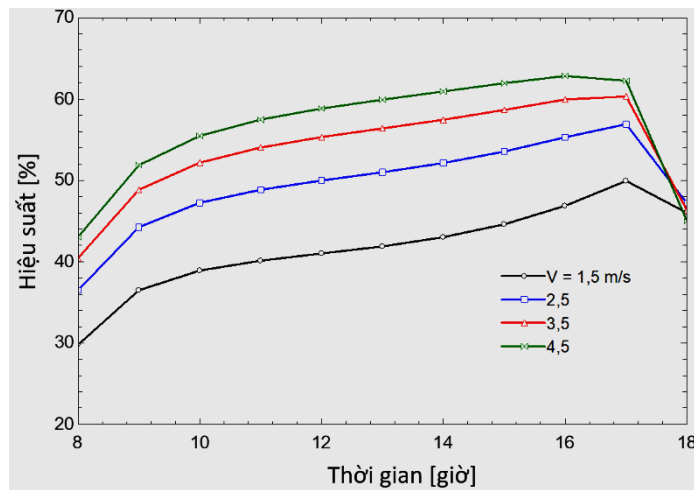
Hình 5: Thay đổi nhiệt độ không khí ra khỏi collector và hiệu suất theo thời gian trong ngày.



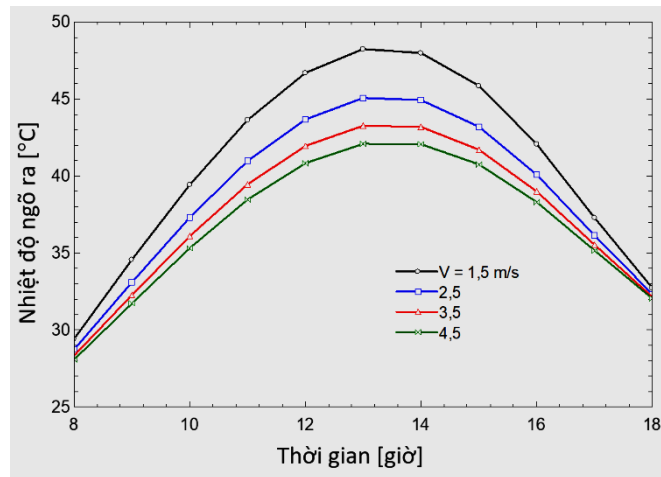
Hình 6: Phân bố nhiệt độ kính (T_g), không khí (T_f) và tấm hấp thụ (T_p) dọc theo collector ở các thời điểm khác nhau.

Hình 6 biểu diễn phân bố ba nhiệt độ vào buổi sáng và buổi chiều. Nhiệt độ không khí vào collector lúc 9 giờ khoảng 29°C và bức xạ mặt trời thấp. Các nhiệt độ tăng theo chiều dòng chảy. Nhiệt tấm hấp thụ dao động trong khoảng 46 đến 47°C . Do nhiệt độ không khí và bức xạ thấp nên cắt nhiệt độ (temperature cross) xảy ra giữa kính và không khí. Vào lúc 13 giờ, nhiệt độ không khí vào collector khoảng 36°C và bức xạ mặt trời cực đại. Do đó nhiệt độ tấm hấp thụ lớn hơn 70°C và bức xạ nhiệt đến tấm kính làm cho nhiệt độ kính cao hơn nhiệt độ không khí.

Mô phỏng số được mở rộng khảo sát ảnh hưởng của vận tốc không khí, chiều cao kênh và bề dày kính. Kết quả thể hiện trong các hình 7 đến 11. Hình 7 trình bày ảnh hưởng của vận tốc không khí từ 1,5 đến 4,5 m/s đến hiệu suất nhiệt. Khi vận tốc tăng thì hiệu suất tăng do truyền nhiệt đối lưu trong kênh không khí tăng với vận tốc dẫn tới nhiệt lượng hữu ích tăng. Khi vận tốc tăng thì cực đại hiệu suất có khuynh hướng ở thời gian sớm hơn. Điều này là do vận tốc lớn làm giảm nhiệt độ kính và tấm hấp thụ dẫn đến nhiệt lượng không khí nhận được từ hai tấm này không đáng kể. Hình 5 và 7 cho thấy hiệu suất đạt cực đại ở 17 giờ trong khi bức xạ mặt trời cực đại ở 13 giờ. Sự khác biệt về thời gian này là do bức xạ càng lớn thì nhiệt độ tấm hấp thụ tăng theo dẫn đến tổn thất nhiệt từ mặt trên của collector (top loss) càng lớn. Ngoài ra tổn thất qua lớp cách nhiệt cũng tăng với nhiệt độ tấm hấp thụ (phương trình (3)). Do đó nhiệt lượng hữu ích không tỷ lệ với bức xạ mặt trời.

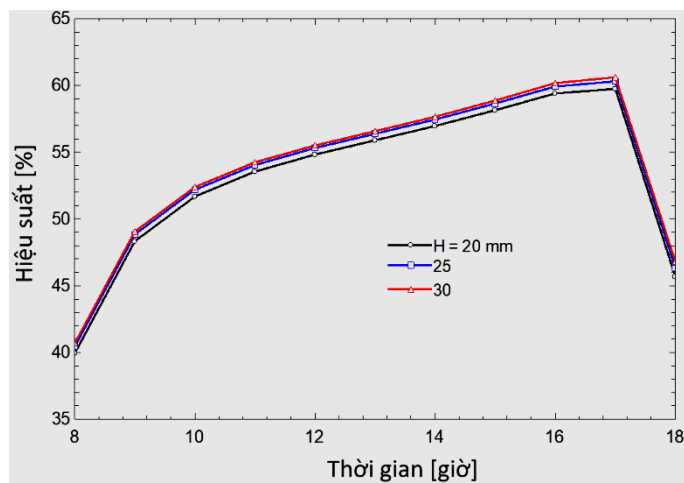


Hình 7: Ảnh hưởng của vận tốc không khí trong collector đến hiệu suất.

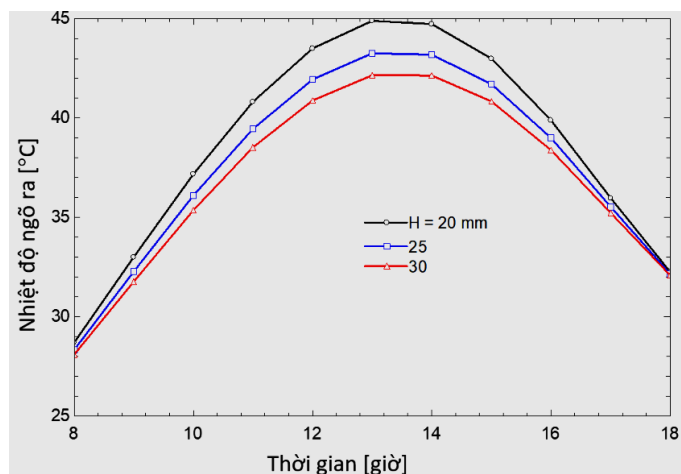


Hình 8: Ảnh hưởng của vận tốc không khí trong collector đến nhiệt độ không khí ngõ ra.

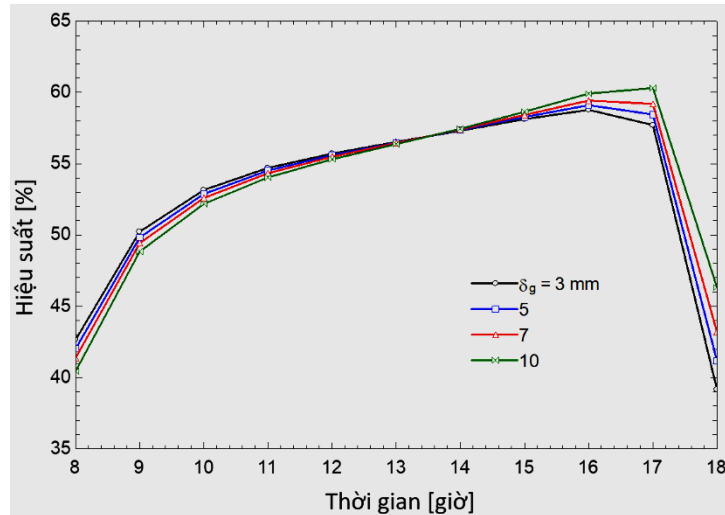
Vận tốc tăng thì nhiệt độ không khí ra khỏi collector giảm như chỉ ra trong hình 8. Ở vận tốc 1,5 m/s, nhiệt độ không khí cực đại lên đến 47°C lúc 13 giờ. Có thể thấy nhiệt độ không khí thay đổi đáng kể theo thời gian trong ngày. Hình 9 và 10 khảo sát ảnh hưởng của chiều cao kênh đến hiệu suất và nhiệt độ không khí ra. Khi chiều cao tăng thì hiệu suất tăng nhẹ do lưu lượng không khí tăng dẫn đến nhiệt lượng hữu ích tăng mặc dù nhiệt độ không khí ra giảm.



Hình 9: Ảnh hưởng của chiều cao kênh không khí trong collector đến hiệu suất.



Hình 10: Ảnh hưởng của chiều cao kênh không khí trong collector đến nhiệt độ không khí ngõ ra.



Hình 11: Ảnh hưởng của bề dày kính đến hiệu suất.

Hình 11 cho thấy biến đổi của hiệu suất nhiệt với bề dày kính trong khoảng từ 3 đến 10 mm. Có thể thấy rõ ràng rằng trước 13 giờ hiệu suất tăng khi giảm bề dày kính. Xu hướng ngược lại sau 13 giờ, hiệu suất tăng khi bề dày tăng. Điều này là do mức độ trữ nhiệt của kính với bề dày. Trước 13 giờ, kính dày trữ năng lượng nhiệt do đó nhiệt độ không khí ra thấp dẫn đến hiệu suất thấp. Sau 13 giờ, nhiệt lượng trong kính dày truyền cho không khí nên hiệu suất cao hơn kính mỏng. Vào cuối ngày nắng (18 giờ), kính dày 10 mm đạt hiệu suất 46% trong khi kính 3 mm đạt 39%. Do đó có thể xem xét dùng vật liệu trữ nhiệt trong collector không khí để kéo dài thời gian hoạt động của collector. Mô hình toán và phương pháp giải trình bày trong bài báo này có khả năng mô phỏng collector có trữ nhiệt không biến đổi pha.

4 KẾT LUẬN

Giải số một chiều không ổn định collector không khí dùng phương pháp sai phân hữu hạn ẩn được trình bày trong bài báo này. Phương pháp luận số với sơ đồ ngược gió và thuật toán ma trận ba đường chéo đã được áp dụng thành công để tính toán nhiệt độ collector không khí theo thời gian. Kết quả phân tích ứng với dữ liệu thời tiết đã cho thấy hiệu suất nhiệt lớn nhất lên tới 60% vào lúc 16 đến 17 giờ và sau đó giảm mạnh. Khi tăng độ dày kính thì buổi sáng hiệu suất collector giảm và buổi chiều hiệu suất tăng do sự tích trữ nhiệt của kính tăng với bề dày. Buổi sáng nhiệt độ kính thấp hơn nhiệt độ không khí nhưng nhiệt độ kính cao hơn hẳn nhiệt độ không khí vào buổi chiều. Nhiệt độ không khí ra khỏi collector cao nhất lên tới 47°C trong khoảng 13 đến 14 giờ do nhiệt độ hoặc bức xạ cao nhất trong khoảng thời gian này. Gia nhiệt bổ xung bằng điện hoặc nước nóng mặt trời được đề nghị để duy trì nhiệt độ gió nóng không đổi cho một ứng dụng nào đó.

CHÚ THÍCH

- c_p Nhiệt dung riêng (J/kg.K)
- D_h Đường kính thủy lực (m)
- H Chiều cao kênh không khí (m)
- h_c Hệ số truyền nhiệt đối lưu ($W/m^2.K$)
- h_r Hệ số truyền nhiệt bức xạ ($W/m^2.K$)
- I Bức xạ mặt trời (W/m^2)
- k Hệ số dẫn nhiệt
- L Chiều dài collector (m)
- m Lưu lượng khối lượng không khí (kg/s)
- Pr Số Prandtl
- Q Nhiệt lượng hữu ích (W)
- Re Số Reynolds
- T Nhiệt độ (K hoặc °C)

t	Thời gian (s)
U_b	Hệ số tổn thất nhiệt từ mặt đáy ($W/m^2.K$)
V	Vận tốc (m/s)
W	Chiều rộng collector (m)
x	Trục x

Các ký tự Hy Lạp

α	Độ hấp thụ
Δ	Chênh lệch
δ	Bề dày (m)
ε	Độ đen
η	Hiệu suất nhiệt
μ	Độ nhớt động lực học (Pa.s)
ν	Hệ số khuếch tán nhiệt (m^2/s)
ρ	Khối lượng riêng (kg/m^3)
σ	Hằng số Stefan ($5,67 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$)
τ	Độ xuyên qua

Các subscript

a	Môi trường
f	Không khí
g	Kính
i	Cách nhiệt, nút thứ i
p	Tấm hấp thụ
s	Bầu trời
w	Gió

Superscript

n	Mức thời gian
---	---------------

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] S. K. Pathak *et al.*, Energy, exergy, economic and environmental analyses of solar air heating systems with and without thermal energy storage for sustainable development: A systematic review, *Journal of Energy Storage*, vol. 59, p. 106521, 2023.
- [2] N. M. Phu, P. B. Thao, and N. Van Hap, Effective efficiency assessment of a solar air heater having baffles spaced with different successive ratios, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 28, p. 101486, 2021.
- [3] R. Tchinda, A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems, *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 13, no. 8, pp. 1734-1759, 2009.
- [4] L. Nguyen Thanh and P. Nguyen Minh, First and Second Law Evaluation of Multipass Flat-Plate Solar Air Collector and Optimization Using Preference Selection Index Method, *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2021, p. 5563882, 2021.
- [5] N. Kumar Gupta, M. I. H. Siddiqui, D. Dobrotă, T. Alam, M. A. Ali, and J. Orfi, The Effect of Roughness in Absorbing Materials on Solar Air Heater Performance, *Materials*, vol. 15, no. 9, p. 3088, 2022.
- [6] H. Garg, R. Chandra, and U. Rani, Transient analysis of solar air heaters using a finite difference technique, *International Journal of Energy Research*, vol. 5, no. 3, pp. 243-252, 1981.
- [7] M. El-Refaie and M. Hashish, Temperature distributions in the flat-plate collector under actual unsteady insolation, *Applied Mathematical Modelling*, vol. 4, no. 3, pp. 181-186, 1980.
- [8] F. Román and O. Hensel, A comparison of steady-state and transient modelling approaches for the performance prediction of solar air heaters, *Energy Conversion and Management: X*, vol. 16, p. 100327, 2022.
- [9] S. Aboul-Enein, A. El-Sebaei, M. Ramadan, and H. El-Gohary, Parametric study of a solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications, *Renewable energy*, vol. 21, no. 3-4, pp. 505-522, 2000.
- [10] K. A. Hoffmann and S. T. Chiang, Computational fluid dynamics volume I, *Engineering education system*, 2000.

- [11] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, *Pearson education*, 2007.
- [12] N. M. Phu, N. T. Tu, and N. V. Hap, Thermohydraulic Performance and Entropy Generation of a Triple-Pass Solar Air Heater with Three Inlets, *Energies*, vol. 14, no. 19, p. 6399, 2021.

MODELLING AND UNSTEADY ANALYSIS OF A SOLAR AIR HEATER USING FINITE DIFFERENCE METHOD

PHAM BA THAO ^{1,2}, DUONG CONG TRUYEN ², NGUYEN MINH PHU ^{1*}

¹ *Faculty of Heat and Refrigeration Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City,*

² *Faculty of Mechanical Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City;*

** Corresponding: nguyenminhphu@iuh.edu.vn*

Abstract: The solar air heater is a simple device, easy to manufacture and wide applicability, especially in the field of drying. In this study, a system of differential equations was established to find the temperature in the device with respect to time and the direction of air flow. Weather data including solar radiation and ambient temperature with the time of a day are used as input data to the mathematical model. Finite difference technique with implicit method and upwind scheme is employed to discrete the system of partial differential equations. The analysis results show that the characteristics of temperature distribution in the device varies from the morning to the afternoon. Thermal performance also varies with the time and glass thickness. The greatest thermal efficiency is reached at 4 to 5 pm. At the beginning of the day, the thermal efficiency is very low because the solar energy is mainly absorbed by the glass and the absorber. To achieve performance that does not notably change over time, it is necessary to reduce the thickness of the glass and the absorber.

Keywords: Thomas algorithm, air collector, implicit method, upwind scheme, numerical methodology.

Ngày gửi bài: 07/02/2023

Ngày chấp nhận đăng: 06/06/2023