

XÂY DỰNG HỆ THỐNG THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH HỆ SỐ TRAO ĐỔI NHIỆT THEO PHƯƠNG PHÁP DAO ĐỘNG NHIỆT ĐỘ CHO MÀNG PHÂN PHỐI DẠNG TẮM PHẪNG

DEVELOPING AN EXPERIMENTAL SYSTEM TO DETERMINE THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT BY ADOPTING THE TEMPERATURE OSCILLATION INFRA-RED THERMOGRAPHY METHOD FOR A JET IMPINGEMENT PLATE

VŨ ĐỨC MẠNH*, PHẠM XUÂN PHƯƠNG,
NGUYỄN TRUNG KIÊN, ĐÀO TRỌNG THẮNG

Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

*Email liên hệ: manhvu@lqdtu.edu.vn

Tóm tắt

Các nghiên cứu về màng phân phối trên cánh phun (cánh tĩnh) tuabin thường sử dụng mô hình dạng trụ tròn đối với khu vực mũi cánh và mô hình dạng tấm phẳng đối với khu vực lưng hoặc bụng cánh. Do sự tương tác giữa dòng phun và dòng ngang, khu vực lưng hoặc bụng cánh có hệ số trao đổi nhiệt cục bộ tăng lên rõ rệt. Hệ số này có thể được tính toán bằng mô phỏng CFD hoặc thực nghiệm, tuy nhiên sai số kết quả mô phỏng trong các công trình đã công bố hiện nay còn tương đối lớn khi sử dụng phương pháp RANS. Qua việc phân tích ưu và nhược điểm của các phương pháp thực nghiệm thường được sử dụng (nhiệt độ ổn định theo thời gian, nhiệt độ biến đổi theo thời gian và dao động nhiệt độ - TOIRT), bài báo đề xuất phương pháp xây dựng mô hình thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình màng phân phối trên cánh phun tuabin theo nguyên lý dao động nhiệt độ.

Từ khóa: Tuabin, hệ số trao đổi nhiệt, TOIRT, thực nghiệm.

Abstract

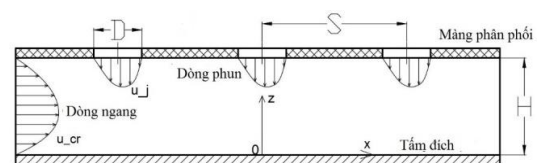
Studying the jet impingement cooling method on turbine vane often uses cylindrical models for the edge tip zone and flat plate models for the midchord region. At the midchord region, there is an interaction between the jet flow and the crossflow and as such the local heat transfer coefficient increases markedly. The heat transfer coefficient can be determined by CFD simulation or experiment, but the current literatures show that the simulation uncertainty is still relatively high. Through analyzing the advantages and disadvantages of common experimental methods

utilized in the current literature (e.g. stationary temperature with time, Transient Liquid Crystal Technique and Temperature Oscillation Infra-Red Thermography - TOIRT), an experiment system was developed in this work to determine the heat transfer coefficient for a jet impingement plate of turbine nozzle guide vane by TOIRT method.

Keywords: Turbine, heat transfer coefficient, TOIRT, jet impingement plate.

1. Mở đầu

Màng phân phối là một chi tiết hợp kim chịu nhiệt dạng ống, được đặt vào bên trong cánh tuabin nhằm thổi dòng không khí làm mát tốc độ lớn tới các vùng có nhiệt độ cao như mũi cánh hoặc lưng, bụng cánh. Nó là một trong các phương pháp làm mát tin cậy và hiệu quả cho cánh phun, hệ số trao đổi nhiệt cục bộ tăng tới $1000\div 3000$ (W/m^2K), cánh có thể hoạt động trong dòng khí có nhiệt độ toàn phần lên tới $1400^\circ C$ [1].



Hình 1. Mô hình màng phân phối nhiều lỗ chịu ảnh hưởng của dòng ngang

D - Đường kính lỗ phun; S - khoảng cách giữa các lỗ;

H - khoảng cách giữa màng phân phối và bề mặt cần làm mát (tấm đích).

Để giảm bớt độ phức tạp và cô lập một số thông số, các nghiên cứu về đặc tính trao đổi nhiệt của cánh sử dụng màng phân phối thường sử dụng các mô hình có hình dạng cơ bản, đơn giản hơn. Mô hình nghiên cứu màng phân phối ở khu vực mũi cánh thường đưa

về dạng hình trụ tròn hoặc hình thang. Tại khu vực lưng hoặc bụng cánh, do bán kính cong của lưng và bụng cánh lớn hơn nhiều so với đường kính lỗ phun nên màng phân phối đưa về mô hình tấm phẳng như trên Hình 1 [2]. Bài báo này tập trung nghiên cứu màng phân phối dạng tấm phẳng ở khu vực lưng (bụng) cánh, nơi có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang.

Các màng phân phối có kích thước hình học khác nhau, hoạt động trong điều kiện nhiệt độ và tính chất dòng môi chất rất khác nhau nên để đảm bảo tính tổng quát, nhiều công trình sử dụng lý thuyết dòng dạng để biểu diễn kết quả hệ số trao đổi nhiệt qua hệ số không thứ nguyên Nusselt.

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (1)$$

Trong đó: D - Đường kính lỗ phun, m; λ - Hệ số dẫn nhiệt của môi chất, W/mK; h là hệ số trao đổi nhiệt giữa dòng môi chất và bề mặt tấm đích, (W/m²K).

Ngoài thông số vật lý của dòng môi chất, Nu còn phụ thuộc vào một số thông số hình học H/D , S/D ; $Re = u_j D / \nu$ - số Reynold của dòng phun, $VR = u_j / u_c$ - tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang [1]. Để nghiên cứu vấn đề này, đã có các công trình nghiên cứu trên mô hình 1 lỗ [3-6]. Ngoài ra, cũng có một số công trình nghiên cứu trên mô hình nhiều lỗ có đề cập đến dòng ngang nhưng chỉ đo được hệ số trao đổi nhiệt ở một số ít các điểm do sử dụng hữu hạn các cặp cảm biến nhiệt độ [7], không xác định được chính xác các giá trị Nu cực đại khi nó đã lệch khỏi tâm lỗ phun, không có bức tranh toàn cảnh về diễn biến Nu trên toàn tấm.

Để xác định hệ số trao đổi nhiệt trên mô hình màng phân phối, các tác giả sử dụng hoặc bằng phương pháp mô phỏng lý thuyết CFD [6, 8] hoặc bằng thực nghiệm, tuy nhiên việc mô phỏng còn có sai số lớn nên cần kiểm chứng bằng các kết quả thực nghiệm [9-11]. Việc thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt thường sử dụng ba phương pháp: phương pháp nhiệt độ ổn định theo thời gian, nhiệt độ biến thiên theo thời gian và dao động nhiệt độ (TOIRT).

Khi đo hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp nhiệt độ ổn định theo thời gian (phương pháp 1), bề mặt tấm đích cần có thông lượng nhiệt q phân bố đều và là hằng số theo thời gian. Thông thường sẽ dùng một tấm gia nhiệt để sấy nóng tấm đích, sau đó thổi

dòng không khí có nhiệt độ thấp hơn vào bề mặt tấm đích và đo nhiệt độ các điểm trên bề mặt. Để đo nhiệt độ bề mặt có thể dùng camera nhiệt (IR Camera) [11] hoặc tấm chỉ thị màu (TLC) kết hợp với camera kỹ thuật số [8, 9, 12], trước đây có thể dùng cảm biến nhiệt độ (hiện nay ít dùng vì chỉ đo được rất ít điểm) như [3, 4]. Phương pháp này có độ chính xác cao, nguyên lý tính toán, xử lý số liệu đơn giản nhất. Nhưng khó khăn gặp phải là chiều dày của tấm đích phải rất mỏng (khi sử dụng IR camera và TLC - để có thể coi nhiệt độ hai bề mặt bằng nhau), đồng thời nguồn điện duy trì tấm gia nhiệt có cường độ dòng rất cao (lớn hơn 50A [6], có khi hơn 100A [12]).

Để loại bỏ khó khăn liên quan đến việc gia nhiệt trong phương pháp 1, một số tác giả sử dụng phương pháp nhiệt độ diễn biến theo thời gian (The transient liquid crystal thermography technique) - phương pháp 2. Phương pháp này được xây dựng từ phương trình cân bằng nhiệt lượng giữa nhiệt lượng cấp vào, nhiệt lượng làm tăng nhiệt độ thành vách và nhiệt lượng trao đổi với dòng không khí thổi ra từ màng phân phối (có thể có thêm nhiệt lượng trao đổi với môi trường).

Phương pháp 2 sử dụng tấm chỉ thị màu TLC và camera kỹ thuật số để hiển thị và ghi lại diễn biến nhiệt độ theo thời gian [13, 14]. Khó khăn lớn nhất là đòi hỏi phần mềm để trích xuất nhiệt độ từ ảnh chụp có độ chính xác cao, cần xây dựng và hiệu chỉnh thang đo có dải hẹp và không tuyến tính [15], đặc biệt gần như chỉ có thể nghiên cứu trên mô hình một dòng đầu vào.

Công trình [16] đề xuất phương pháp dao động nhiệt độ (The Temperature Oscillation Infra-Red Thermography) - phương pháp 3 (TOIRT) để đo hệ số trao đổi nhiệt đối lưu dựa vào dữ liệu duy nhất là nhiệt độ thành vách đo bằng camera hồng ngoại (IR camera). Từ độ trễ pha giữa nhiệt độ bề mặt tấm kim loại so với xung nguồn nhiệt cưỡng bức cấp vào (thường dùng đèn halogen) có thể tính toán ra hệ số trao đổi nhiệt.

Phương pháp TOIRT không phụ thuộc vào cường độ nguồn nhiệt, không đòi hỏi nguồn nhiệt phân bố đồng đều trên bề mặt tấm (như phương pháp 1), thời gian đo dài (tần số $f=0,01\text{Hz} \div 0,2\text{Hz}$) nên không đòi hỏi tốc độ chụp cao (như phương pháp 2) [10, 17]. Đồng thời phương pháp này không đòi hỏi sử dụng tấm kim loại mỏng (tới vài chục μm như phương pháp 1) hoặc tấm kính chuyên dụng (như phương pháp 2), do đó có khả năng nghiên cứu cho các bề mặt có gân, gờ, rãnh.

Tuy nhiên phương pháp này có nhược điểm là số lượng ảnh nhiệt rất lớn trong một lần đo, trung bình

cần đo 3÷5 chu kỳ, xử lý số liệu từ vài trăm bức ảnh [10], đòi hỏi thời gian và tài nguyên máy tính lớn. Đồng thời, độ chính xác của thuật toán xác định độ trễ pha quyết định tới độ chính xác của kết quả hệ số trao đổi nhiệt, cần có phương pháp đồng bộ thời gian của ảnh chụp và nguồn bức xạ. Bên cạnh đó cũng cần xác định thời gian trễ nhiệt của chính bản thân đèn halogen, có thể lên tới 100÷150 (ms) [10] với đèn công suất 50÷150 (W) hoặc tới 229ms khi công suất đèn 500W [17].

Từ phân tích những ưu nhược điểm của ba phương pháp trên, bài báo lựa chọn phương pháp TOIRT để xây dựng hệ thống thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt cho màng phân phối cánh phun động cơ tuabin khí.

2. Mô hình toán học của phương pháp TOIRT

Sơ đồ nguyên lý đo hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp TOIRT được thể hiện trên Hình 2a. Việc đồng bộ thời gian giữa camera nhiệt và nguồn nhiệt được thực hiện nhờ máy hiện sóng và thiết bị đồng bộ. Dữ liệu nhiệt độ trước và sau biến đổi Fourier tại mỗi điểm có dạng như Hình 2b.

Khi cấp thông lượng nhiệt q từ nguồn nhiệt (thường là đèn halogen) biến thiên theo vận tốc góc ω thì dữ liệu nhiệt độ tức thời tại mỗi điểm cũng biến thiên có tính tuần hoàn theo thời gian (Hình 2b). Đối với thành vách mỏng và đồng nhất có hệ số khuếch tán nhiệt a (m^2/s), đồng thời bỏ qua dòng nhiệt khuếch tán theo chiều x và y , ta có phương trình dẫn nhiệt một chiều theo thời gian [10, 16]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2)$$

Trong đó: t - Thời gian; z - Tọa độ theo chiều dày của tấm (Hình 2a).

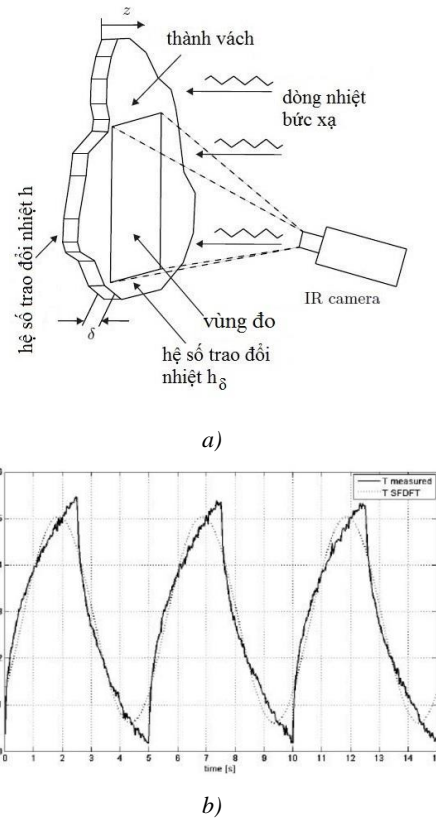
Điều kiện biên trong trường hợp này là phương trình cân bằng nhiệt tại hai bề mặt của tấm (với $z=0$ và $z=\delta$) [16, 17]:

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = hT|_{z=0} \quad (3)$$

$$\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=\delta} = q_0 \sin \omega t - h_\delta T|_{z=\delta} \quad (4)$$

Trong đó: h , h_δ - Tương ứng là hệ số trao đổi nhiệt cần tìm (tại mặt được tăng cường trao đổi nhiệt) và tại mặt ngoài (mặt IR chụp ảnh) (Hình 2a); ω - Vận tốc góc của nguồn nhiệt, và q_0 - Biên độ dao động của nguồn nhiệt.

Nhiệt độ bề mặt tấm kim loại phụ thuộc vào các yếu tố chính: hệ số trao đổi nhiệt ở cả hai phía của tấm h và h_δ , thông số hình học (độ dày δ), thông số vật lý (hệ số dẫn nhiệt λ , nhiệt dung riêng C , hệ số khuếch tán nhiệt a) của tấm kim loại và thông lượng nhiệt cường bức q truyền tới tấm kim loại (Hình 2a). Khi các thông số hình học, vật lý của tấm kim loại không đổi thì dữ liệu về nhiệt độ theo thời gian, thông lượng nhiệt q và hệ số trao đổi nhiệt có mối quan hệ trực tiếp với nhau, đây là nguyên lý tính toán của phương pháp này.



Hình 2. Sơ đồ hệ thống đo xác định hệ số trao đổi nhiệt bằng phương pháp TOIRT

a - Mô hình nguyên lý của Wandelt và Roetzel [16];

b - Diễn biến dao động nhiệt độ đặc trưng tại một điểm theo thời gian [10].

Công trình [16] đã trình bày các bước biến đổi trung gian để thu được hàm số biểu diễn mối quan hệ giữa độ trễ pha $\varphi(z)$ ở bề mặt bức xạ ($z=\delta$) với hệ số trao đổi nhiệt h theo phương trình:

$$\tan \varphi|_{z=\delta} = \frac{c_1 + 2\xi\psi c_2 + 2\xi^2\psi^2 c_3}{2\xi\psi(1+r)c_0 + 2\xi^2(1+2r)c_1 + 4\xi^3\psi^3 c_2 + c_3} \quad (5)$$

Trong đó: r , ψ , ξ và c_0 , c_1 , c_2 , c_3 được xác định theo phương trình (6) [10, 16];

$$r = \frac{h_\delta}{h}, \quad \psi = \frac{ha}{\delta\lambda\omega}, \quad \xi = \delta\sqrt{\frac{\omega}{2a}} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} c_0 &= \cosh^2(\xi) \cdot \cos^2(\xi) + \sinh^2(\xi) \cdot \sin^2(\xi) \\ c_1 &= \cosh(\xi) \cdot \sinh(\xi) + \cos(\xi) \cdot \sin(\xi) \\ c_2 &= \cosh^2(\xi) \cdot \sin^2(\xi) + \sinh^2(\xi) \cdot \cos^2(\xi) \\ c_3 &= \cosh(\xi) \cdot \sinh(\xi) - \cos(\xi) \cdot \sin(\xi) \end{aligned} \quad (7)$$

Ở đây hàm $\sinh(x)$ và $\cosh(x)$ là các hàm hyperbolic: $\sinh(x) = (e^x - e^{-x})/2$; $\cosh(x) = (e^x + e^{-x})/2$.

Việc đồng bộ, xác định độ trễ của đèn halogen được thực hiện bằng phương pháp bán vô hạn (một mặt có $h \approx 0 \text{ W/m}^2\text{K}$), xác định được thời gian trễ của đèn halogen 500W sử dụng trong mô hình thực nghiệm này $t_{\text{delay}} = 0,205 \text{ s}$.

3. Xây dựng hệ thống thực nghiệm TOIRT

3.1. Xây dựng sơ đồ trang thiết bị

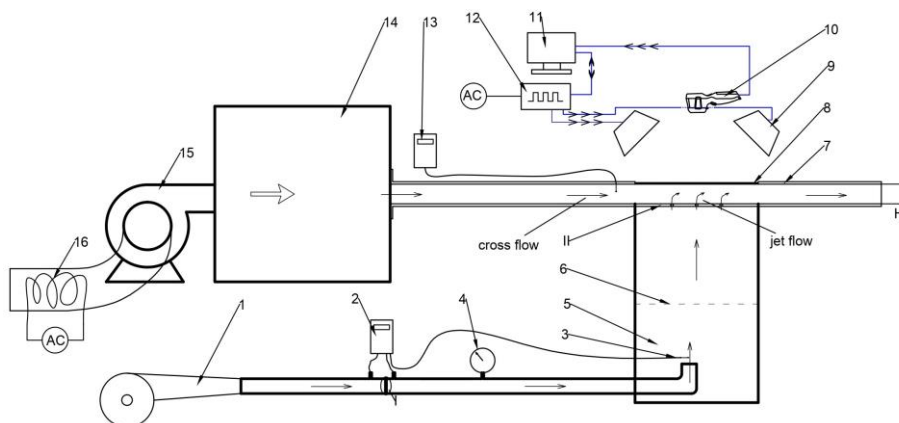
Sơ đồ thực nghiệm được trình bày trên Hình 3 trong đó gồm 2 phần chính: kênh của dòng phun và dòng ngang. Để tạo dòng khí cho dòng phun, hệ thống sử dụng máy thổi khí công suất định mức 0,8kW đi kèm bộ điều chỉnh công suất. Lưu lượng không khí được đo theo nguyên lý chênh áp qua tấm tiết lưu I (ISO 5167-1:2003 [18]). Mức chênh áp được đo bằng thiết bị 2 - Kimo MP 210G gắn bộ áp kế vi sai MPR 10000 - có dải đo đến 10000Pa, độ phân giải 1Pa, độ chính xác $\pm 0,2\%$ hoặc $\pm 10 \text{ Pa}$ [19]. Ống đo có đường kính trong $D_{\text{inside}} = 30 \text{ mm}$, tùy thuộc vào lưu lượng khí chảy qua mà lỗ tiết lưu có đường kính $d_{\text{orifice}} = 7 \text{ mm}$,

10mm hoặc 15mm, được thiết kế theo tiêu chuẩn ISO 5167-2:2003 [20].

Để ổn định dòng cho dòng phun sử dụng khoang ổn định 5 kích thước 250x250x400 (mm) có màng san dòng 6 ở giữa. Các lỗ phun đường kính 5mm được khoan trên tấm mica II có độ dày 6mm, tỷ số giữa độ dày và đường kính lỗ nằm trong dải thường gặp của màng phân phối thực trên cánh tuabin.

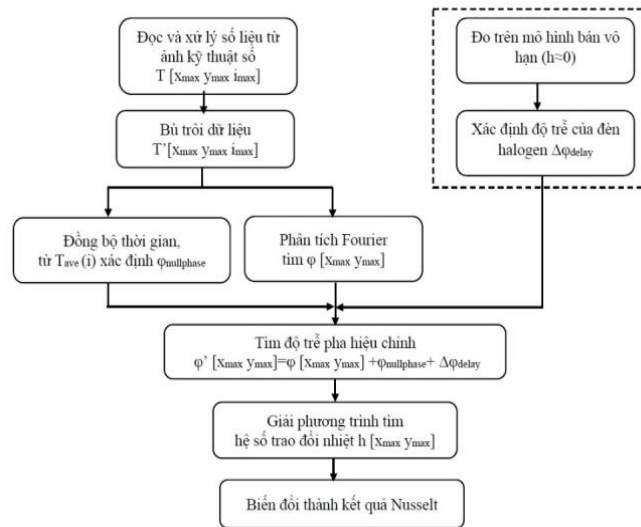
Kênh của dòng ngang bao gồm quạt 15 công suất 240W đi kèm bộ điều chỉnh công suất, khoang ổn định áp suất 14 kích thước 350x350x350 (mm), ống dẫn dòng ngang bằng mica có mặt cắt hình chữ nhật, kích thước trong là $H \times 250 \text{ mm}$ (H khoảng cách từ màng phân phối tới bề mặt tấm đích), chiều dài tính tới tấm kim loại là 500mm, sau đó đường dẫn không khí ra môi trường có chiều dài 250mm. Trước quá trình đo, vận tốc dòng ngang được khảo sát tại 10 điểm theo trục y bằng thiết bị E-Instruments E8500 plus, kết quả cho thấy tại khu vực từ tâm đến vị trí cách thành 10mm vận tốc lệch nhau không đáng kể và có thể coi chúng bằng nhau.

Khi thực nghiệm, thiết bị Testo 425 được sử dụng để đo vận tốc và nhiệt độ của dòng chảy ở đường tâm của kênh dẫn (Hình 3). Thiết bị Testo 425 có dải đo vận tốc từ 0 đến 20m/s, độ nhạy 0,01 m/s, sai số $\pm 0,03 \text{ m/s}$ (hoặc $\pm 5\%$), dải đo nhiệt độ từ $-20 \div 70^\circ \text{C}$, độ nhạy $0,1^\circ \text{C}$, sai số $\pm 0,5^\circ \text{C}$ khi nhiệt độ trong dải $0 \div 60^\circ \text{C}$ [21]. Để cân bằng nhiệt độ giữa dòng phun và dòng ngang thì cửa hút của quạt 15 có lắp đặt bộ sấy 16 (kiểu điện trở) cùng bộ điều khiển đi kèm, sai lệch nhiệt độ giữa hai dòng được duy trì nhỏ hơn $0,2^\circ \text{C}$ (theo dõi bằng cảm biến nhiệt số 3 và testo 425 số 15).



Hình 3. Sơ đồ thực nghiệm

- I - Lỗ tiết lưu; II - Màng phân phối; 1 - Máy thổi khí; 2 - Áp kế vi sai Kimo MP 210G; 3 - Nhiệt kế điện tử; 4 - Áp kế; 5 - Hộp ổn định dòng; 6 - Màng san dòng; 7 - Ống dẫn khí; 8 - Tấm kim loại; 9 - Đèn halogen; 10 - Camera nhiệt FLIR i7; 11 - Máy tính; 12 - Thiết bị điều khiển; 13 - Testo 425; 14 - Hộp cấp khí cho dòng ngang; 15 - Quạt thổi; 16 - Bộ sấy.



Hình 4. Sơ đồ các bước xử lý số liệu thực nghiệm

$[x_{max}*y_{max}]$ - Kích thước khung ảnh nhiệt; i_{max} - Tổng số ảnh; $T[x_{max} y_{max} i_{max}]$, $T'[x_{max} y_{max} i_{max}]$ - Dữ liệu nhiệt độ ở dạng ma trận kích thước $x_{max}*y_{max}*i_{max}$ trước và sau bù trôi dữ liệu; $\varphi[x_{max} y_{max}]$, $\varphi'[x_{max} y_{max}]$ - Dữ liệu độ trễ pha ở dạng ma trận kích thước $x_{max}*y_{max}$ trước và sau khi thêm các thành phần hiệu chỉnh; $T_{ave}(i)$ - Nhiệt độ trung bình của toàn tấm ở thời điểm chụp ảnh thứ i ; $\varphi_{nullphase}$ - Độ lệch pha giữa thời điểm $t=0$ của đèn halogen và của camera nhiệt; $\Delta\varphi_{delay}$ - Độ trễ nhiệt của đèn halogen.

Tấm kim loại được dùng làm tấm đích có kích thước 250x250x1 mm.

Để cung cấp xung nhiệt cho tấm kim loại, sử dụng 2 bóng đèn halogen 500W được điều khiển bởi mạch điện tử, chu kỳ có thể thay đổi trong dải 5÷60s. Trong thử nghiệm này, tác giả lựa chọn chu kỳ $p=30s$, vì theo công trình [10] ζ cần nhỏ hơn 0,5, ở đây $\zeta=0,09$, đồng thời hệ số trao đổi nhiệt không thứ nguyên ψ cần nằm trong dải 0,1÷10.

Nhiệt độ trên bề mặt tấm kim loại được đo bằng camera nhiệt loại Flir $i7$, có dải đo -20÷250°C, độ nhạy nhiệt <0,1°C, độ chính xác $\pm 2\%$, ống kính có tiêu cự $f=6,76mm$, trường nhìn 29°, hình ảnh có độ phân giải 240x240 pixels, tần số đo 9Hz [22].

3.2. Xử lý số liệu và tính toán hệ số trao đổi nhiệt

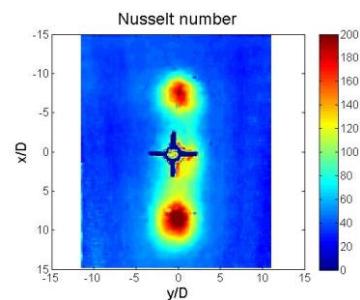
Số liệu thu được từ thực nghiệm là ma trận ảnh nhiệt ba chiều ghi lại diễn biến nhiệt độ tấm kim loại (chiều thứ 1 và 2 - nhiệt độ tại từng điểm tọa độ tấm kim loại (x, y) ; chiều thứ 3 là số thứ tự frames thể hiện cho thời gian (i)). Từ các dữ liệu này cần xây dựng được đồ thị của nhiệt độ tại từng điểm trên bề mặt ngoài, kết hợp với việc đồng bộ dữ liệu với dao động của nguồn nhiệt (đèn halogen) để xác định độ trễ pha φ của nhiệt độ tại các điểm trên bề mặt ngoài tấm kim loại. Khi đã biết độ trễ pha φ , việc xác định hệ số trao đổi nhiệt h được thực hiện bằng cách giải phương trình (5). Cuối cùng, dùng phương trình (1) để biến đổi giá trị h thành kết quả ở dạng hệ số Nusselt có tính tổng

quát cao hơn. Trình tự các bước xử lý số liệu được thể hiện trên Hình 4.

4. Kết quả và bàn luận

4.1. Kiểm tra sự hội tụ của kết quả

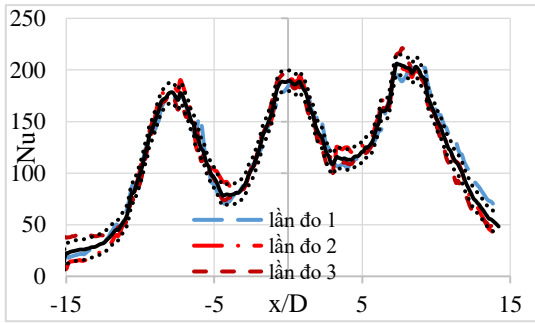
Mỗi chế độ thực nghiệm được đo 3 lần, kết quả thu được từ thực nghiệm này là phân bố Nu trên toàn bộ bề mặt tấm đích (Hình 5). Với độ phân giải của camera nhiệt, ma trận Nu thu được có kích thước 230x170, tức là $x_{max}=230$, $y_{max}=170$.



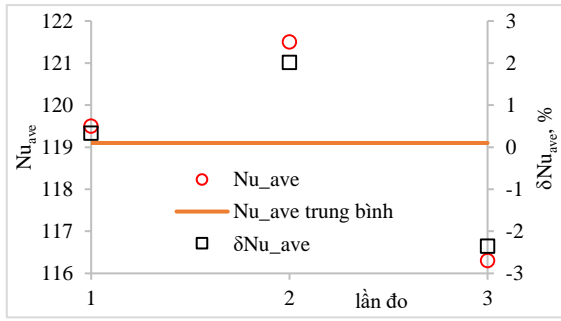
Hình 5. Kết quả Nu được ở chế độ TN2.2a (1x3 lỗ: $Re_j=13000$, $VR=7$, $H/D=2$, $S/D=10$)

Kết quả đo Nu trên đường $y = 0$ (Hình 5) đều có mức độ sai lệch so với trung bình cộng dưới 5% Nu_{max} (Hình 6). Kết quả Nusselt trung bình trên đường $y = 0$ Nu_{ave} sai lệch so với giá trị trung bình của cả 3 lần đo

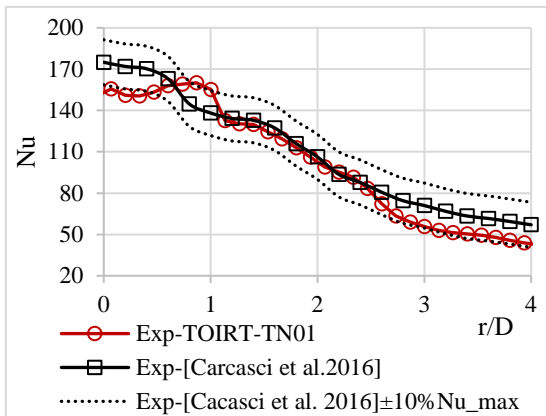
$$\overline{Nu}_{ave} \text{ dưới } 3\% \quad \left(\delta Nu_{ave} = 100 \frac{Nu_{ave} - \overline{Nu}_{ave}}{\overline{Nu}_{ave}} < 3\% \right)$$



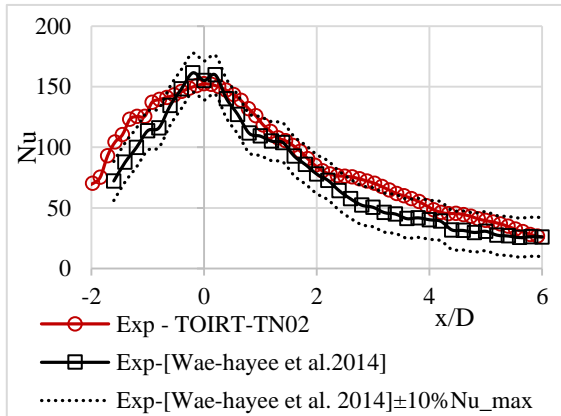
Hình 6. Độ hội tụ kết quả của 3 lần đo ở chế độ TN2.2a (1x3 lỗ $Re_j=13000$, $VR=7$, $H/D=2$, $S/D=8$)



Hình 7. Sai lệch giữa Nusselt trung bình Nu_{ave} trên đường $y=0$ tại các lần đo ở chế độ TN2.2a



Hình 8. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.1 bằng [9] với biên độ sai số $10\%Nu_{max}$ ($Re_j=25000$, $H/D=2$, $VR=\infty$)



Hình 9. Kiểm nghiệm kết quả thực nghiệm TN 0.2 bằng [6] với biên độ sai số $10\%Nu_{max}$ ($Re_j=13400$, $H/D=2$ và $VR=7$)

(Hình 7). Như vậy có thể kết luận rằng, thực nghiệm bằng phương pháp TOIRT cho kết quả hội tụ.

4.2. Kiểm nghiệm kết quả so với các công trình đã công bố

Với cùng trường hợp số Reynolds của dòng phun $Re_j=25000$ khi không có dòng ngang (Hình 8), kết quả thử nghiệm và mô phỏng được kiểm nghiệm với dữ liệu trong công trình [9]. Ở đây Carlo Carcasci đưa ra kết quả khi sử dụng phương pháp 2 - nhiệt độ biến theo thời gian (đường 'Exp - [Carcasci et al. 2016]'). Đường thực nghiệm (đường 'Exp-TOIRT-TN01') luôn nằm trong đường biên độ sai số $10\%Nu_{max}$, đa phần sai lệch với [9] dưới 10%. Sai số tại tâm lỗ so với kết quả của [9] rơi vào khoảng 10%, sai số của Nu_{ave} khoảng 10%.

Với trường hợp có dòng ngang ($Re_j=13400$, $H/D=2$, $VR=7$), đường kết quả thực nghiệm bằng phương pháp TOIRT (đường Exp-TOIRT-TN02) bám sát đường kết quả của công trình [6] với biên độ sai số $10\%Nu_{max}$ (Hình 9). Tại vùng $x/D=2,5 \div 3,5$ và $x/D < -1$ sai lệch vượt ngưỡng này, nhưng cũng không quá $15\%Nu_{max}$. Sai số tại tâm lỗ so với [6] chỉ là 2%, còn

Nu_{ave} sai lệch 10,3%.

Nguyên nhân có sai số giữa kết quả thực nghiệm trong bài báo so với các kết quả đã công bố [6, 9] do: Bài báo và công trình [6, 9] sử dụng phương pháp thực nghiệm khác nhau; còn một số điều kiện thực nghiệm mà bài báo này cũng như [6, 9] chưa phân tích tới như độ nhám bề mặt tấm đích, tỷ số nhiệt độ thành vách và dòng khí,...; Sử dụng các thiết bị đo khác nhau cũng là một trong các nguyên nhân dẫn đến sai số giữa các công trình.

5. Kết luận

Từ các phân tích và kết quả thu được, bài báo đưa ra được một số nhận định sau:

Phương pháp TOIRT là một trong những phương pháp xác định hệ số trao đổi nhiệt có nhiều ưu điểm;

Bài báo đã xây dựng thành công mô hình thực nghiệm theo nguyên lý TOIRT xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình màng phân phối nhiều lỗ có xét đến tương tác giữa dòng phun và dòng ngang. Kết quả thu được từ mô hình có độ hội tụ, sai lệch giữa các kết quả so với giá trị trung bình dưới 5%;

Kết quả thực nghiệm được kiểm chứng thông qua các kết quả đã công bố [6, 9] với sai số khoảng 10%;

Có thể sử dụng mô hình thực nghiệm này để tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số hình học và khí động tới hệ số trao đổi nhiệt của màng phân phối trên cánh phun tuabin.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Zuckerman, N., & Lior, N. *Impingement heat transfer: correlations and numerical modeling*. J. Heat Transfer, Vol.127(5), pp.544-552. 2005.
- [2] Han, J.-C., Dutta, S., & Ekkad, S. *Gas turbine heat transfer and cooling technology: CRC press*. 2012.
- [3] Bouchez, J.-P., & Goldstein, R. J. *Impingement cooling from a circular jet in a cross flow*. International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 18(6), pp.719-730, 1975.
- [4] Goldstein, R., & Behbahani, A. *Impingement of a circular jet with and without cross flow*. International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 25(9), 1377-1382.1982.
- [5] Heo, M.-W., Lee, K.-D., & Kim, K.-Y. *Optimization of an inclined elliptic impinging jet with cross flow for enhancing heat transfer*. Heat Mass Transfer, Vol.47(6), pp.731-742. 2011.
- [6] Wae-hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S., & Nuntadusit, C. *Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance*. Journal of Mechanical Science Technology, Vol. 28(7), pp.2909-2917. 2014.
- [7] Florschuetz, L., Metzger, D., & Su, C. *Heat transfer characteristics for jet array impingement with initial crossflow*. Paper presented at the Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 1983.
- [8] Ricklick, M. *Characterization of an inline row impingement channel for turbine blade cooling applications*. (Ph.D. Dissertation), University of Central Florida, 2009.
- [9] Carcasci, C., Cocchi, L., Facchini, B., & Massini, D. *Impingement cooling experimental investigation using different heating elements*. Energy Procedia, Vol.101, pp.18-25. 2016.
- [10] Freund, S. *Local heat transfer coefficients measured with temperature oscillation IR thermography*. Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2008.
- [11] Schroder, A., Ou, S., & Ghia, U. *Experimental study of an impingement cooling-jet array using an infrared thermography technique*. Journal of thermophysics heat transfer, Vol.26(4), pp.590-597. 2012.
- [12] Liu, Q. *Study Of Heat Transfer Characteristics Of Impinging Air Jet Using Pressure And Temperature Sensitive Luminescent Paint*. (Ph.D. Dissertation), University of Central Florida, 2006.
- [13] Azad, G. S., Huang, Y., & Han, J.-C. *Impingement heat transfer on dimpled surfaces using a transient liquid crystal technique*. Journal of thermophysics heat transfer, Vol. 14(2), pp.186-193. 2000.
- [14] Yamane, Y., Ichikawa, Y., Yamamoto, M., & Honami, S. *Effect of injection parameters on jet array impingement heat transfer*. International Journal of Gas Turbine, Propulsion, Vol. 4(1), pp.27-34. 2012.
- [15] Rao, Y., & Xu, Y. *Liquid crystal thermography measurement uncertainty analysis and its application to turbulent heat transfer measurements*. Advances in condensed matter physics, 2012.
- [16] Wandelt, M., & Roetzel, W. *Lockin thermography as a measurement technique in heat transfer*. 1997.
- [17] Solnař, S., Petera, K., Dostál, M., & Jirout, T. *Heat transfer measurements with TOIRT method*. Paper presented at the EPJ Web of Conferences. 2017.
- [18] EN, B. J. L., BSI. 5167-1: 2003, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full-Part 1: General principles and requirements*. 2003.
- [19] Instruments, K. Technical Data Sheet of Manometer MP 210G.
- [20] EN, B. J. L., BSI. 5167-2: 2003, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full-Part 2: Orifice plates*. 2003.
- [21] <https://static-int.testo.com/media/ef/2e/e09ea9551de8/testo-425-Data-sheet.pdf>.
- [22] Filr. User's manual, Flir ix series, Publ. No T559733. In, 2013.

Ngày nhận bài: 19/6/2021

Ngày nhận bản sửa: 05/8/2021

Ngày duyệt đăng: 17/8/2021