

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

BỘ QUỐC PHÒNG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

**Vũ Đức Mạnh**

**NGHIÊN CỨU TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CHO CÁNH PHUN  
CAO ÁP CỦA ĐỘNG CƠ TUABIN KHÍ TÀU THỦY**

**TÓM TẮT LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

Chuyên ngành: Kỹ thuật cơ khí động lực

Mã số: 9.52.01.16

**Hà Nội - 2021**

**CÔNG TRÌNH ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI**  
**HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ - BỘ QUỐC PHÒNG**

---

**Người hướng dẫn khoa học: PGS.TS Nguyễn Trung Kiên**  
**GS.TS Đào Trọng Thắng**

**Phản biện 1: PGS.TS Phạm Vũ Uy**

**Phản biện 2: PGS.TSKH Đỗ Đức Lưu**

**Phản biện 3: TS Lương Lục Quỳnh**

Luận án sẽ được bảo vệ tại Hội đồng đánh giá luận án cấp Học viện theo quyết định số 1643 /QĐ-HV, ngày 10 tháng 5 năm 2021 của Giám đốc Học viện Kỹ thuật Quân sự, họp tại Học viện Kỹ thuật Quân sự vào hồi giờ ngày tháng năm 2021

**Có thể tìm hiểu luận án tại:**

- Thư viện Học viện Kỹ thuật Quân sự
- Thư viện Quốc gia

## MỞ ĐẦU

### 1. Tính cấp thiết của đề tài

Động cơ tuabin khí (ĐCTBK) là loại động cơ có nhiều ưu điểm vượt trội, ngày càng được sử dụng phổ biến trên tàu Hải quân Việt Nam. Trong đó động cơ DR76 (đóng vai trò là động cơ hành trình của tàu tên lửa lớp Molniya) có số lượng nhiều nhất, số giờ hoạt động thực tế là lớn nhất. Ngoài nhược điểm hiệu suất thấp thì ĐCTBK còn có tuổi thọ không cao. Động cơ hành trình DR76 có tổng thời gian làm việc ở chế độ định mức giữa hai lần đại tu chỉ là 200 giờ, chế độ vận hành thực tế chủ yếu là các chế độ tải thấp và trung bình. Trong điều kiện thực hiện nhiệm vụ chiến đấu dài ngày và liên tục thì đây sẽ là hạn chế của hệ động lực. Một phần nguyên nhân là do tuabin phải làm việc trong điều kiện hết sức khắc nghiệt, nhiệt độ trung bình ở đầu vào tuabin gần 1300K, nhiệt độ cục bộ có thể lên tới 1400K.

Cánh phun tuabin cao áp (CPCA) là chi tiết cố định, không chịu lực ly tâm nhưng nó nằm ngay sau buồng đốt, cùng với buồng đốt là những chi tiết có nhiệt độ cao nhất trong ĐCTBK, do vậy nó cần được ưu tiên làm mát. Đồng thời, CPCA được làm mát kiểu đối lưu bằng phân phối, đây là biện pháp có hiệu quả cao, kết cấu đơn giản và tin cậy, phù hợp với ĐCTBK tàu thủy, dễ dàng can thiệp vào kết cấu. Do đó, thay đổi kết cấu màng phân phối của CPCA để tăng cường làm mát là lựa chọn có tính khả thi.

Bất kỳ ĐCTBK nào (ĐCTBK dành cho máy bay, tàu thủy, nhà máy nhiệt điện) cũng không tránh khỏi nguy cơ quá nhiệt cục bộ và cháy cánh tuabin, nhất là CPCA. Theo số liệu thống kê, quá nhiệt và cháy cánh tuabin là nguyên nhân lớn thứ ba, chiếm 6,87% tổng số các sự cố của ĐCTBK. Cánh phun tuabin cao áp có thể bị cháy cục bộ, hoặc toàn bộ vài cánh liền kề. Khi CPCA bị cháy sẽ gây ra những hỏng hóc nghiêm trọng các tầng tuabin phía sau và có thể là toàn bộ động cơ.

Chính vì các lý do đó CPCA động cơ DR76 cần thiết được tăng cường làm mát. Việc tăng cường làm mát sẽ làm giảm sự khắc nghiệt về nhiệt mà cánh phun phải chịu, là điều kiện cần để có thể nâng cao số giờ hoạt động của động cơ ở các chế độ tải cao, đồng thời giảm thiểu nguy cơ cháy cánh và hỏng hóc tuabin. Do vậy, NCS lựa chọn đề tài “*Nghiên cứu tăng cường làm mát cho cánh phun cao áp của động cơ tuabin khí tàu thủy*”. Với đề tài này, NCS mong muốn có đóng góp nhất định trong bài toán trao đổi nhiệt và làm mát cánh tuabin của ĐCTBK tàu thủy, là đối tượng đang được sử dụng rộng rãi trong Hải quân Việt Nam.

## **2. Mục đích nghiên cứu của luận án**

Nghiên cứu tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp (CPCA) của ĐCTBK tàu thủy theo phương án bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối để phun không khí làm mát vào khu vực có nhiệt độ cao nhất với điều kiện lưu lượng không khí làm mát không đổi. Để giải quyết bài toán này, luận án sử dụng kết hợp mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh với mô hình vật lý đồng dạng.

## **3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu của luận án**

Đối tượng nghiên cứu là CPCA của động cơ DR76, CPCA này được làm mát kiểu đối lưu, đã có màng phân phối, tuy nhiên các lỗ màng phân phối mới chỉ tập trung làm mát ở khu vực mũi cánh. Các lỗ phân phối khí sẽ đưa dòng khí làm mát đi qua phần mũi cánh, chảy qua khe giữa màng phân phối với bụng (hoặc lưng) trước khi thổi qua các khe phía đuôi cánh.

Phạm vi nghiên cứu của luận án là các chế độ ổn định, trong đó tập trung nghiên cứu ở chế độ định mức của động cơ.

## **4. Phương pháp nghiên cứu**

Phương pháp nghiên cứu của luận án là kết hợp giữa nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Nghiên cứu lý thuyết được thực hiện trên cơ sở xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho CPCA của động cơ DR76 bằng ANSYS-CFX. Việc thực nghiệm được thực hiện bằng phương pháp dao động nhiệt độ (The Temperature Oscillation Infra-Red Thermography - TOIRT) nhằm xác định phân bố hệ số trao đổi nhiệt trên bề mặt tấm đích trong mô hình đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Các kết quả của mô hình đồng dạng được sử dụng để đề xuất phương án cải tiến màng phân phối.

## **5. Đóng góp mới của luận án**

Luận án đã xây dựng thành công mô hình mô phỏng trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu CPCA của ĐCTBK tàu thủy DR76 và phương pháp thực nghiệm dao động nhiệt độ để tính toán hệ số trao đổi nhiệt trên mô hình màng phân phối nhiều lỗ có xét tới cả dòng ngang, làm cơ sở cho việc đề xuất giải pháp tăng cường làm mát CPCA trên động cơ bằng cách bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối với thông số hình học được lựa chọn phù hợp.

Luận án đã đề xuất một cách tiếp cận mới cho bài toán nghiên cứu trao đổi nhiệt trên CPCA động cơ tuabin khí khi sử dụng kết hợp cả mô hình nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng.

## **6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn**

*Ý nghĩa khoa học*

Luận án đã đề xuất và thực hiện thành công một cách tiếp cận mới

cho bài toán nghiên cứu trao đổi nhiệt trên CPCA động cơ tuabin khí sử dụng kết hợp mô hình nguyên mẫu cánh và mô hình vật lý đồng dạng cho phép nhận được kết quả tin cậy, khắc phục được khó khăn khi không thể tiến hành thực nghiệm trên động cơ tuabin khí thực, nhất là trong điều kiện của các trường đại học.

Luận án đã cung cấp bức tranh tương đối toàn diện về đặc tính trao đổi nhiệt tại bề mặt trong của lưng cánh trên mô hình vật lý đồng dạng, trong đó đề cập tới hầu hết các thông số ảnh hưởng tới hệ số trao đổi nhiệt như khoảng cách tương đối giữa màng phân phối và bề mặt được làm mát  $H/D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  và tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ .

#### *Ý nghĩa thực tiễn*

Tăng cường làm mát cánh phun cao áp bằng cách cải tiến màng phân phối sẽ nâng cao độ tin cậy, giảm thiểu nguy cơ xảy ra sự cố quá nhiệt, giúp tăng khả năng sẵn sàng chiến đấu cho tàu chiến, phù hợp với điều kiện khai thác và điều kiện công nghệ tại Việt Nam.

Luận án có thể sử dụng làm tài liệu tham khảo phục vụ cho quá trình đào tạo đại học, sau đại học ngành Cơ khí động lực.

### **7. Cấu trúc luận án**

Luận án gồm: phần mở đầu, bốn chương và phần kết luận, tài liệu tham khảo và phụ lục. Trong đó có 139 trang thuyết minh, 15 bảng, 88 hình vẽ và đồ thị, 142 tài liệu tham khảo và 22 trang phụ lục.

## **CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU**

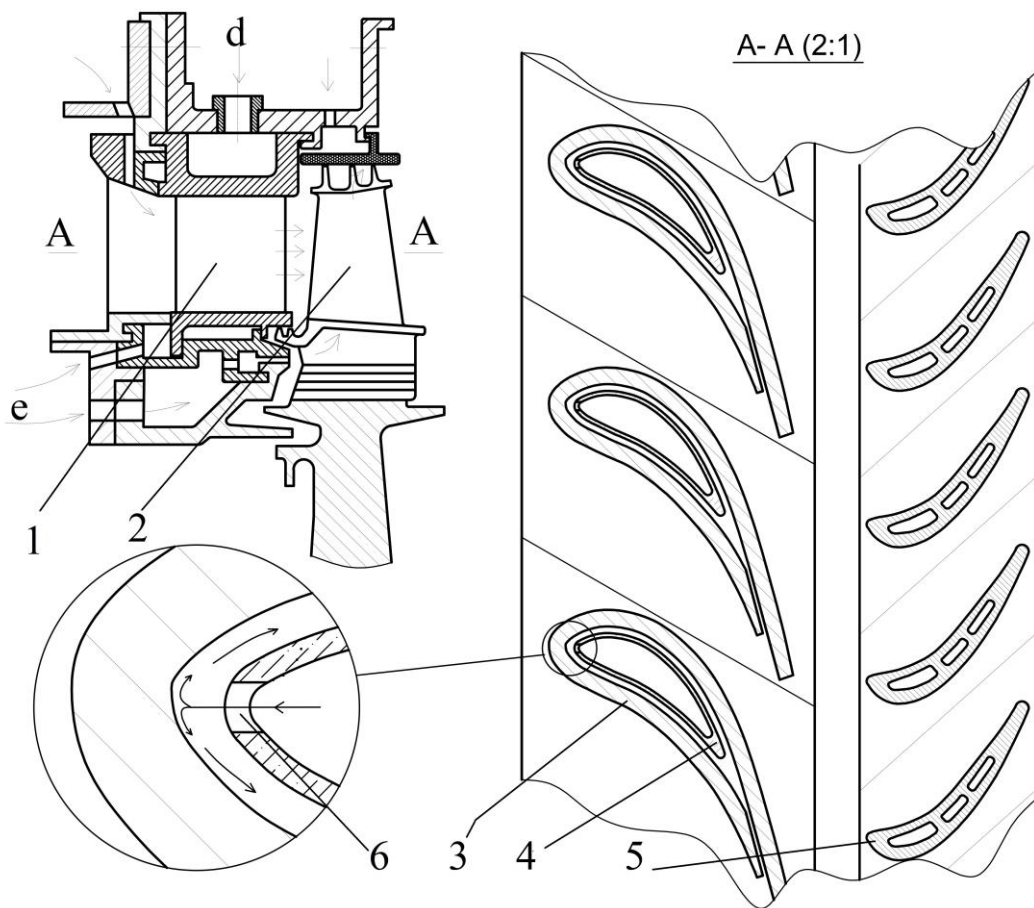
ĐCTBK tàu thủy là loại động cơ nhiệt có nhiều ưu điểm vượt trội, tuy nhiên tuổi thọ, thời gian làm việc ở chế độ tải cao của động cơ còn chưa dài do các chi tiết tuabin làm việc trong điều kiện khắc nghiệt. CPCA động cơ DR76 (Hình 1.1) nằm ngay sau buồng đốt, chịu nhiệt độ cao nhất trong ĐCTBK, nguy cơ cháy cánh luôn tiềm ẩn, do đó tăng cường làm mát luôn mang tính thời sự và cấp thiết.

CPCA của động cơ DR76 sử dụng phương pháp làm mát bằng màng phân phối, tuy nhiên mới chỉ có các lỗ phun ở khu vực mũi cánh (Hình 1.1), việc tăng cường làm mát có thể thực hiện bằng cách bố trí thêm các lỗ phun trên màng phân phối ở phía lưng (hoặc bụng) cánh.

Để đánh giá hiệu quả làm mát thường sử dụng hệ số làm mát  $\theta$ :

$$\theta = \frac{T_g^* - T_{ave}}{T_g^* - T_c} \quad (1.1)$$

trong đó :  $T_g^*$  – nhiệt độ của dòng khí nóng chảy qua cánh;  $T_{ave}$  – nhiệt độ trung bình của cánh;  $T_c$  – nhiệt độ của không khí làm mát.



**Hình 1.1. Mặt cắt tầng tuabin cao áp động cơ DR76**

1 – Cánh phun; 2 – Cánh công tác; 3 – Mặt cắt thân cánh phun; 4 – Màn hình phân phối;  
5 – Mặt cắt cánh công tác; 6 – Lỗ phun trên màn hình phân phối phía mũi cánh

Ngoài ra, đối với phương pháp màn hình phân phối thì cường độ trao đổi nhiệt là thông số quan trọng và thường được đánh giá thông số hệ số không thứ nguyên Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (1.2)$$

trong đó  $h$  là hệ số trao đổi nhiệt,  $D$  – đường kính lỗ phun,  $\lambda$  – hệ số dẫn nhiệt của chất khí. Hệ số  $Nu$  phụ thuộc lớn vào thông số hình học không thứ nguyên của màn hình phân phối (khoảng cách tương đối giữa màn hình phân phối tới bề mặt tấm đích  $H/D$ ; bước lỗ tương đối  $S/D$ ), thông số dòng chảy như số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  và tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ .

Để nghiên cứu tăng cường làm mát cánh tuabin bằng màn hình phân phối, có thể sử dụng mô hình nguyên mẫu cánh hoặc mô hình vật lý đồng dạng được đơn giản hóa. Các công trình nghiên cứu trên mô hình nguyên mẫu cánh thường sử dụng phương pháp mô phỏng CFD, tuy nhiên chúng chưa được toàn diện và có tính tổng quát không cao. Các công trình nghiên cứu trên mô hình vật lý có thể sử dụng phương pháp thực nghiệm hoặc mô phỏng CFD nhưng chưa giải quyết triệt để vấn đề ảnh hưởng của tương tác giữa dòng phun và dòng ngang tới hệ số trao đổi nhiệt ở bên trong lưng

cánh, đồng thời chưa nghiên cứu đồng bộ với các thông số ảnh hưởng khác như thông số hình học  $H/D$ ,  $S/D$ , khí động lực học  $Re_j$  và  $VR$ .

Luận án được xây dựng nhằm tìm ra phương án kết cấu màng phân phối có hệ số trao đổi nhiệt cao nhất, từ đó áp dụng để tăng cường làm mát cho CPCA động cơ DR76. Luận án sử dụng phương pháp kết hợp thực nghiệm và mô phỏng CFD để nghiên cứu, cụ thể, quá trình thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt sẽ thực hiện bằng phương pháp TOIRT, quá trình mô phỏng sẽ sử dụng phần mềm ANSYS-CFX với mô hình RANS, mô hình rối SST.

## **CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TRONG BÀI TOÁN TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN**

### **2.1. Mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin và lựa chọn phần mềm mô phỏng**

Để xác định được phân bố nhiệt độ trên cánh phun tuabin có làm mát cần tính toán động lực học dòng chảy (dòng khí nóng bên ngoài và dòng không khí làm mát bên trong), quá trình trao đổi nhiệt giữa dòng chảy (bên ngoài, bên trong) với thành vách cánh, quá trình dẫn nhiệt bên trong phần kim loại của cánh. Mô hình tính toán này được gọi là mô hình trao đổi nhiệt liên hợp, trong đó trường dòng chảy/nhiệt độ của các dòng khí (khí nóng, khí làm mát) và trường nhiệt độ của cánh tuabin được tính toán đồng thời. Nhiệt độ và thông lượng nhiệt được trao đổi ở mặt biên giữa chất khí/rắn không phải là điều kiện biên mà chúng được tính toán trong các vòng lặp. Điều kiện biên trong bài toán này bao gồm: thông số dòng khí (áp suất, nhiệt độ, lưu lượng) tại đầu vào và đầu ra của kênh dẫn, thông số vật lý của dòng khí và kim loại của cánh phun tuabin.

Phần mềm ANSYS CFX có độ tin cậy cao, nhiều ưu điểm trong việc giải quyết bài toán trao đổi nhiệt liên hợp nên được luận án lựa chọn làm công cụ để xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin.

### **2.2. Lý thuyết dòng chảy và trao đổi nhiệt trong phần mềm ANSYS-CFX**

Trong bài toán trao đổi nhiệt liên hợp, thuật toán ANSYS-CFX được xây dựng dựa trên các phương trình cơ bản của hệ phương trình Navier-Stokes (phương trình bảo toàn khối lượng (2.1), động lượng (2.2) và năng lượng (2.3)) và phương trình bảo toàn năng lượng trong khối rắn (2.4).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \vec{\nabla}(\rho \vec{u} \vec{u} + p \vec{\delta} - \vec{\tau}) = \rho \vec{f} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \left[ \rho \vec{u} \left( E + \frac{p}{\rho} \right) - \vec{\tau} \cdot \vec{u} + \vec{q} \right] = \rho \vec{f} \cdot \vec{u} \quad (2.3)$$

ở đây  $\rho$  – khối lượng riêng,  $\vec{u}$  - véc tơ vận tốc dòng,  $p$  – áp suất của dòng khí,  $\vec{\tau}$  - ứng suất nhớt,  $\vec{f}$  - gia tốc dòng khí do lực tác dụng vào khối khí (lực trọng trường, lực điện từ),  $E$  – năng lượng toàn phần,  $\vec{q}$  - véc tơ dòng nhiệt.

Trong các khối rắn việc bảo toàn năng lượng bao gồm các yếu tố dao động phân tử, dẫn nhiệt và nguồn nhiệt thể tích:

$$\frac{\partial(\rho E_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_s E_s) = \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) + S_E \quad (2.4)$$

ở đây  $u_s$ ,  $E_s$ ,  $\rho$ ,  $\lambda_s$  tương ứng là vận tốc, entanpy, khối lượng riêng và hệ số dẫn nhiệt của khối rắn,  $S_E$  – nguồn nhiệt thể tích.

Việc trao đổi nhiệt trên bề mặt thành vách thỏa mãn các điều kiện sau:

$$\text{Tại sát bề mặt thành vách } y=0: u=0, T_{w,f}=T_{w,s}, \lambda_s \left( \frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y=0} = \lambda_f \left( \frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{y=0}$$

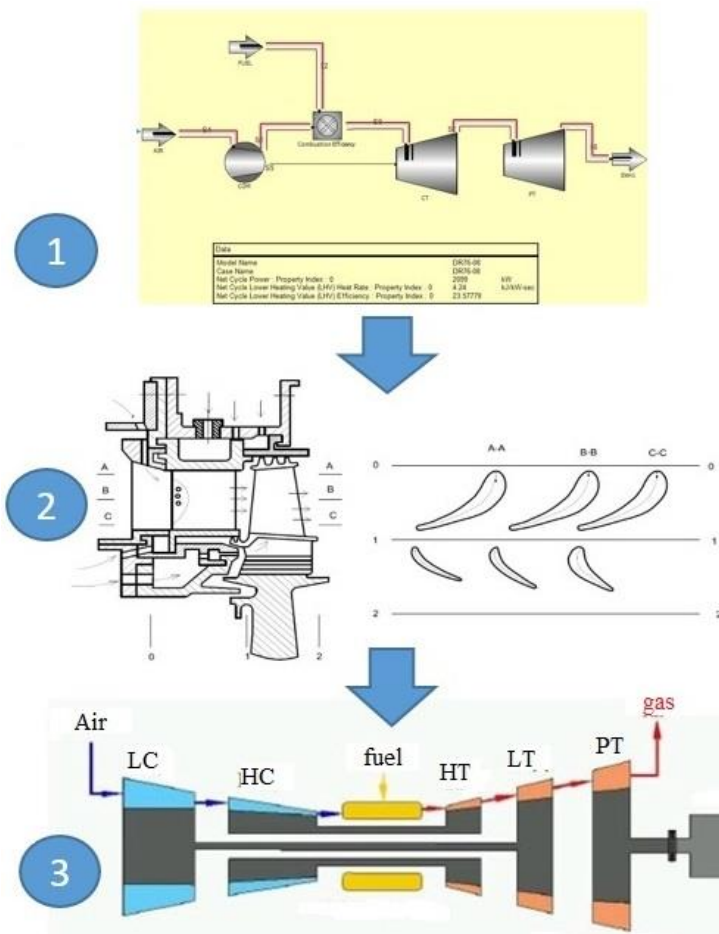
Tiến ra khu vực giữa dòng  $y \rightarrow \infty: u \rightarrow u_\infty, T \rightarrow T_\infty$ .

### 2.3. Lý thuyết tính toán điều kiện biên cho dòng khí chảy qua mạng cánh phun tuabin cao áp

Điều kiện biên của mô hình trao đổi nhiệt của cánh phun tuabin là thông số áp suất, nhiệt độ dòng khí trước và sau cánh phun, các thông số này chưa được tài liệu cung cấp đầy đủ nên cần xây dựng ba mô hình tính toán chúng (Hình 2.1): Mô hình 1- Mô hình chu trình nhiệt sơ bộ; Mô hình 2- Mô hình tính toán nhiệt khí động tầng tuabin cao áp; Mô hình 3- Mô hình tính toán chu trình nhiệt đầy đủ.

Từ các thông số đầu vào là tỷ số tăng áp của máy nén, nhiệt độ sau tuabin thấp áp, lưu lượng nhiên liệu, thông số hình học của tầng tuabin cao áp sẽ tính toán được thông số đầu ra là lưu lượng dòng khí chảy qua động cơ, áp suất, nhiệt độ dòng khí tại các mặt cắt cơ bản của động cơ (trước và sau các máy nén, trước và sau các tuabin). Đặc biệt thu được kết quả áp suất, nhiệt độ, khối lượng riêng của dòng khí sau các mặt cắt của tầng tuabin cao áp (trước thiết bị phun, sau thiết bị phun, sau bánh công tác) – đây là thông số điều kiện biên mà mô hình mô phỏng trong ANSYS cần. Kết quả tính toán từ mô hình 1 và mô hình 3 được so sánh với kết quả trong lý lịch động cơ và thông số thu thập thực tế, kết quả được chấp nhận khi sai lệch dưới 5%.





**Hình 2.1. Trình tự tính toán và các mô hình tính toán**

COM- máy nén tương đương (gồm máy nén thấp áp và cao áp); CT –tuabin tương đương (gồm tuabin thấp áp và cao áp); PT –tuabin chân vịt; LC – máy nén thấp áp; HC – máy nén cao áp; HT – tuabin cao áp; LT – tuabin thấp áp

## 2.4. Lý thuyết đồng dạng trong bài toán trao đổi nhiệt

Đối với quá trình trao đổi nhiệt tại màng phân phối có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang thì số Nusselt là hàm số có dạng:

$$Nu = f(Re_j, VR, T_w/T_f, H/D, S/D, D/R_s, X, Y, Z) \quad (2.5)$$

ở đây:  $Re_j$  – số Reynolds của dòng phun;  $VR$  – tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang;  $H$  – khoảng cách giữa màng phân phối và bề mặt tấm đích;  $S$  – khoảng cách giữa hai lỗ phun;  $R_s$  – bán kính cong của kênh dẫn;  $T_w/T_f$  – tỷ số giữa nhiệt độ thành vách với nhiệt độ trung bình tại đầu vào của dòng khí;  $X, Y, Z$  tọa độ tương đối không thứ nguyên của điểm tính toán.

Theo lý thuyết đồng dạng thì trong trường hợp một thông số là hàm của các tham số khác:  $\Pi_0 = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n)$ , nếu  $\Pi_i^m = \Pi_i^p, i=1 \dots n$  thì  $\Pi_0^m = \Pi_0^p$ . Ở đây  $m$  là chỉ số của mô hình đồng dạng;  $p$  – nguyên mẫu. Trong trường hợp này thì cần xây dựng mô hình đồng dạng có  $\Pi_1 = Re_j, \Pi_2 = VR, \Pi_3 = T_w/T_f, \Pi_4 = H/D, \Pi_5 = S/D, \Pi_6 = D/R_s$  của mô hình đồng dạng có giá trị bằng với nguyên mẫu thì sẽ thu được kết quả  $\Pi_1^m = Nu^m = \Pi_1^p = Nu^p$ .

## 2.5. Kết luận Chương 2

Quá trình trao đổi nhiệt của CPCA là tập hợp các quá trình vật lý phức tạp được giải quyết đồng thời bằng mô hình trao đổi nhiệt liên hợp;

Mô hình trao đổi nhiệt liên hợp được xây dựng trên nền tảng hệ phương trình Navier-Stokes cho khối khí, phương trình cân bằng năng lượng cho khối rắn, mô hình trao đổi nhiệt tại lớp biên;

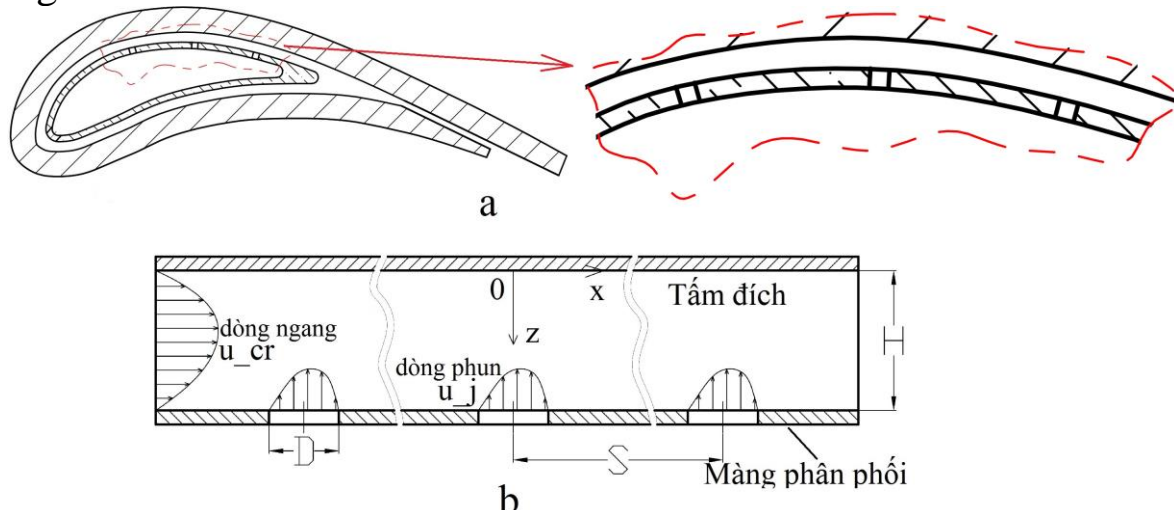
Điều kiện biên là thông số dòng khí tại đầu vào và đầu ra của mô hình, được tính toán từ chu trình nhiệt của động cơ;

Lý thuyết đồng dạng trong bài toán trao đổi nhiệt cung cấp cơ sở khoa học cho việc xây dựng mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với mô hình trao đổi nhiệt của kênh dẫn không khí phía trong lưng (hoặc bụng) cánh.

### CHƯƠNG 3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TRAO ĐỔI NHIỆT CHO CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76

#### 3.1. Các mô hình nghiên cứu trao đổi nhiệt

Luận án xây dựng hai mô hình trao đổi nhiệt, đó là: mô hình trao đổi nhiệt cho nguyên mẫu CPCA động cơ DR76 (gọi tắt là mô hình nguyên mẫu A – Hình 3.1a) và mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1b). Kết quả thu được từ mô hình nguyên mẫu A là phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh (trạng thái nhiệt của cánh phun) nhằm xác định các khu vực trên cánh cần tăng cường làm mát, công cụ để xây dựng mô hình mô phỏng là phần mềm ANSYS-CFX (tính phân bố nhiệt độ) và ANSYS-Static Structural (tính ứng suất nhiệt). Ngoài ra mô hình nguyên mẫu A còn được sử dụng để tính toán trạng thái nhiệt của cánh cải tiến, so sánh kết quả với cánh nguyên bản để đưa ra các kết luận về hiệu quả tăng cường làm mát.



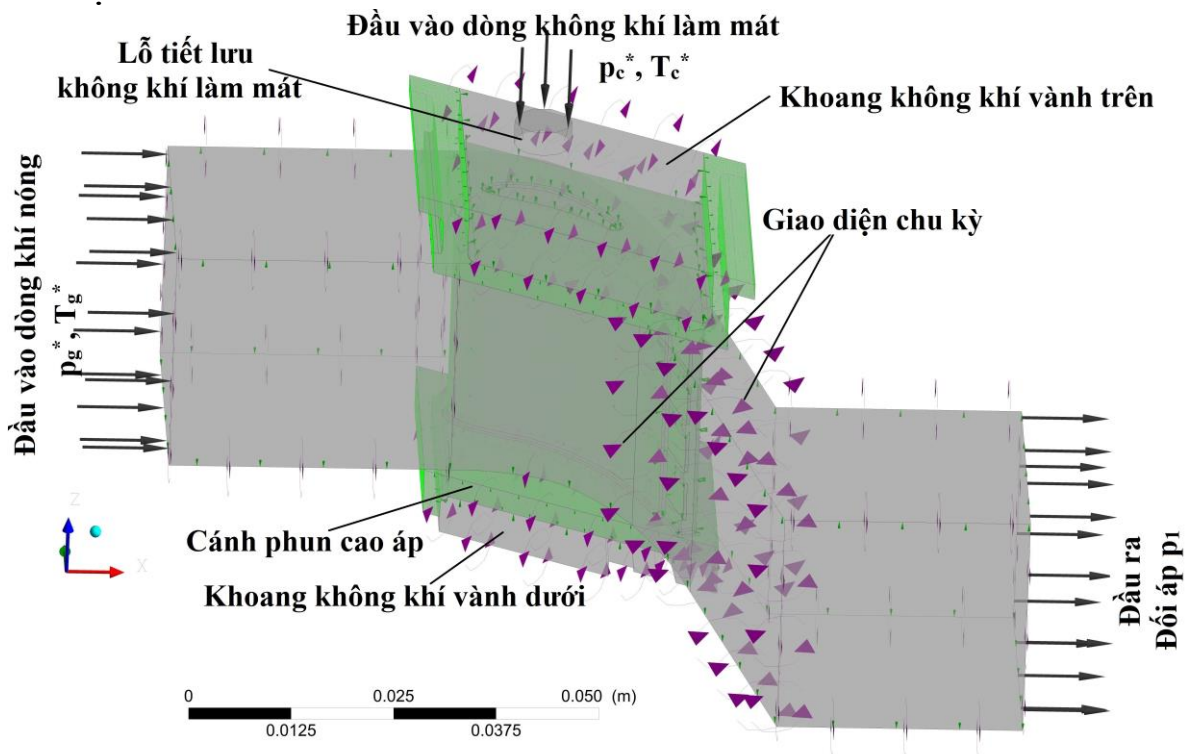
**Hình 3.1. Mặt cắt các mô hình nghiên cứu của luận án**

- a – Mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh phun (Mô hình nguyên mẫu A);
- b- Mô hình trao đổi nhiệt dạng tấm phẳng đồng dạng với mô hình trao đổi nhiệt của kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh (Mô hình đồng dạng B)

Mô hình vật lý đồng dạng (mô hình đồng dạng B - Hình 3.1b) được xây dựng là mô hình dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía lưng cánh, nơi có nhiệt độ cao nhất (xem Chương 4) và cần tăng cường làm mát cho khu vực này bằng cách bố trí thêm các lỗ phun khí trên màng phân phối. Mô hình đồng dạng B được dùng để tính toán hệ số trao đổi nhiệt giữa bề mặt trong của lưng cánh với dòng không khí phun ra từ màng phân phối. Các kết quả này nhằm xác định kích thước và bố trí các lỗ phun phù hợp trên màng phân phối ở lưng cánh. Cụ thể là xác định đường kính  $D$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$ , số lượng lỗ phun sao cho hệ số trao đổi nhiệt là cao nhất nhưng không làm tăng lưu lượng không khí làm mát, sau đó các kết quả này sẽ được áp dụng để thiết kế lại màng phân phối của CPCA động cơ DR76.

### 3.2. Xây dựng mô hình trao đổi nhiệt cho cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng ANSYS

Mô hình trao đổi nhiệt trên nguyên mẫu cánh phun A được xây dựng bằng ANSYS-CFX (Hình 3.2), sau đó trích xuất dữ liệu nhiệt độ cánh từ ANSYS-CFX sang gói ANSYS-Static Structural sẽ tính toán được ứng suất nhiệt trên cánh.



**Hình 3.2. Mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76**

Để hiệu chỉnh và kiểm chứng kết quả của mô hình trao đổi nhiệt nguyên mẫu A thông thường sẽ cần kết quả thực nghiệm cho đúng đối tượng nghiên cứu. Tuy nhiên, việc thực nghiệm trên cánh tuabin là hết sức khó khăn, thường vượt quá khả năng của các phòng thí nghiệm tại các trường đại học. Do đó các nghiên cứu về trao đổi nhiệt cánh tuabin thường

sử dụng cánh Mark II (cánh phun được làm mát kiểu đối lưu đã được NASA công bố chế độ và kết quả thử nghiệm) làm đối tượng kiểm chứng kết quả xây dựng mô hình. Trong luận án, NCS cũng sử dụng cách tiếp cận tương tự, sai số về áp suất và nhiệt độ tại bề mặt ngoài của cánh tương ứng nhỏ hơn 5% và 3%, sai số hệ số trao đổi nhiệt nhỏ hơn 20%. Như vậy, có thể coi phần mềm và mô hình mô phỏng đang xây dựng có đủ độ tin cậy, đủ khả năng để tiến hành mô phỏng cho CPCA động cơ DR76.

Trong các bước xây dựng mô hình mô phỏng trong ANSYS-CFX, chia lưới là công đoạn quan trọng, bao gồm thiết lập tính chất vật lý và phương pháp chia lưới, chia lưới tổng thể, chia lưới cục bộ, kiểm tra chất lượng lưới. Luận án sử dụng công cụ ICEM CFD tích hợp trong ANSYS để thực hiện việc chia lưới. Lớp đầu tiên có độ dày  $10^{-3}$  mm (đảm bảo hệ số  $y^+ \leq 1$ ), tỷ số tăng độ dày 1,2. Ngoài ra số lượng phần tử cần đảm bảo để kết quả không sai lệch nhiều khi tăng số lượng lưới. Trong mô hình đang xây dựng, tác giả sử dụng kiểu lai Hybrid giữa cấu trúc và phi cấu trúc. Kết quả lưới của mô hình nguyên mẫu A (dòng khí và CPCA) có khoảng 22,3 triệu phần tử, 8,7 triệu nút.

Từ các phân tích trong Chương 1 và Chương 2, NCS đã chọn phương pháp RANS với mô hình rối SST. Hai mặt hai bên được thiết lập dạng “giao diện chu kỳ”, mô hình trở thành nhiều cánh được xếp liên kề.

Cánh phun cao áp là cánh ngắn, chiều cao cánh 28mm, được thiết kế theo quy luật góc  $\alpha = const$  nên không bị vắn. Một số thông số hình học cơ bản của cánh phun được trình bày trong Bảng 3.1, biên dạng cánh được biểu diễn trên Hình 1.1.

**Bảng 3.1. Thông số hình học cơ bản của CPCA động cơ DR76**

Thông số, [đơn vị]	Giá trị
Chiều cao cánh, [mm]	28
Dây cung biên dạng, [mm]	42
Số lượng cánh	45
Vật liệu cánh	ЖС-6К
Chiều dày thành cánh, [mm]	2
Khoảng cách bên giữa cánh và màng phân phối, [mm]	0,8
Chiều dày màng phân phối, [mm]	0,5
Số lượng; kích thước mặt cắt khe thoát khí ở đuôi cánh, [mmxmm]	4; 0,5x5
Góc đặt của cánh, [độ]	39,5
Góc hình học đầu vào, [độ]	90
Góc hình học đầu ra, [độ]	14

CPCA được làm mát kiểu đối lưu bằng dòng không khí từ luồng thứ cấp của buồng đốt. Không khí làm mát đi qua lỗ tiết lưu tới khoang không khí phía trên của cánh phun và đi vào bên trong màng phân phối khí (Hình

3.2). Các lỗ phun trên màng phân phối (Hình 1.1) sẽ đưa dòng khí làm mát đi tới phần đầu cánh, từ đó chảy qua khe giữa màng phân phối với bụng (và lưng) trước khi thổi qua các khe phía đuôi cánh. Ngoài ra CPCA động cơ DR76 còn có hai khoang không khí ở hai đầu để làm mát cho vành ngoài và vành trong (Hình 1.1, Hình 3.2).

Trong mô hình này có 2 dòng đầu vào gồm dòng khí nóng và không khí làm mát, 1 đầu ra của hỗn hợp khí (Hình 3.2). Tại đầu vào dòng khí nóng là thông số dòng khí sau buồng đốt (áp suất và nhiệt độ toàn phần), đầu vào dòng không khí làm mát là thông số dòng không khí sau máy nén (áp suất và nhiệt độ toàn phần), thông số đầu ra là thông số khu vực giữa CPCA và cánh công tác của tuabin cao áp (áp suất – thay thế cho sức cản của hiện tượng tiết lưu gây ra bởi các phần tuabin phía sau). Thông số của dòng khí tại các biên này (Bảng 3.2) được lấy từ lý lịch của động cơ và tính toán từ lý thuyết trong mục 2.3.

**Bảng 3.2. Thông số trung bình của dòng khí tại các biên ở các chế độ tính toán**

Chế độ, [% tay ga]	100	80	62,5	50	Đảo chiều
$p_g^*$ [kPa]	1203	1039	914	818,2	943,3
$T_g^*$ [K]	1246	1163	1100	1055	1156
$p_1$ [kPa]	859,8	722,2	637,2	569,9	647
$p_c^*$ [kPa]	1233	1080	950	850	980
$T_c^*$ [K]	637	610	587,5	568,3	596,7

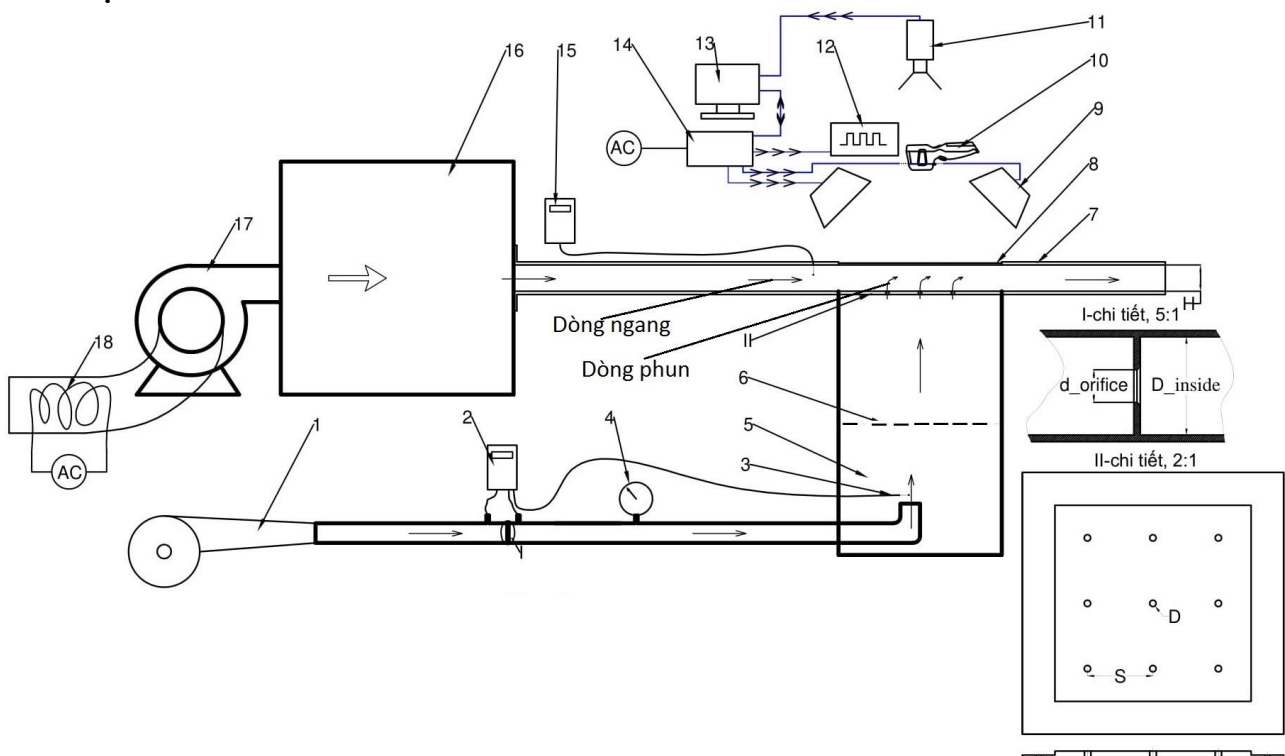
### 3.3. Xây dựng mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt cho kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh bằng mô hình đồng dạng

Mục đích của mục này là xây dựng mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh (mô hình đồng dạng B – Hình 3.1). Kết quả của mô hình nhằm đưa ra dải khuyến cáo về thông số hình học (khoảng cách  $H/D$ , bước lỗ  $S/D$ , đường kính  $D$ ) của màng phân phối phía lưng cánh phun.

Mô hình vật lý đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh ở dạng tấm phẳng được luận án xây dựng đã đảm bảo được 4 tham số gồm khí động  $\Pi_1=Re_j$ ,  $\Pi_2=VR$  và hình học  $\Pi_4=H/D$ ,  $\Pi_5=S/D$  do chúng được khảo sát trong dải rộng  $Re_j = 10000 \div 25000$ ,  $VR = 3 \div \infty$ ,  $H/D=1 \div 3$ ,  $S/D=3 \div 10$ . Mô hình đã gần đảm bảo được tham số  $\Pi_6=D/R_s$ , sai số giữa  $Nu$  của mô hình tấm phẳng và tấm cong ( $D/R_s=1/1075 \div 1/107$ ) nhỏ hơn 1%. Mặc dù không đảm bảo được tham số là  $\Pi_3=T_w/T_f$  nhưng kết quả các công trình đã công bố đều cho thấy chúng ít ảnh hưởng đến giá trị  $Nu$  thu được. Do đó, mô hình vật lý đồng dạng B đã xây dựng hoàn toàn đủ tính đúng đắn để khảo sát đặc trưng trao đổi nhiệt tại khu vực lưng cánh phun khi có tương tác giữa dòng phun và dòng ngang.

Tính toán hệ số trao đổi nhiệt của mô hình đồng dạng B được thực hiện bằng thực nghiệm và mô phỏng, trong đó việc thực nghiệm được thực hiện theo phương pháp dao động nhiệt TOIRT (Hình 3.3). Việc mô phỏng được thực hiện bằng ANSYS-CFX (Hình 3.4) và được thực hiện ở các chế độ mà việc thực nghiệm không thể tiến hành hoặc các thông số mà thực nghiệm không đưa ra được.

Sơ đồ thực nghiệm được biểu diễn trên Hình 3.3 trong đó gồm 2 phần chính: kênh của dòng phun và kênh của dòng ngang. Số liệu thu được từ thực nghiệm là tập hợp các bức ảnh kỹ thuật số theo thời gian ghi lại diễn biến nhiệt độ tấm kim loại hiển thị trên màn hình camera nhiệt. 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 xung của nguồn nhiệt (đèn halogen) để xác định độ trễ pha  $\varphi$  của nhiệt độ tại các điểm trên bề mặt ngoài tấm kim loại. Khi đã biết độ trễ pha  $\varphi$  thì việc xác định hệ số trao đổi nhiệt h được thực hiện bằng cách giải phương trình liên hệ giữa hệ số trao đổi nhiệt và độ trễ pha giữa nhiệt độ bề mặt so với xung nhiệt của nguồn bức xạ.

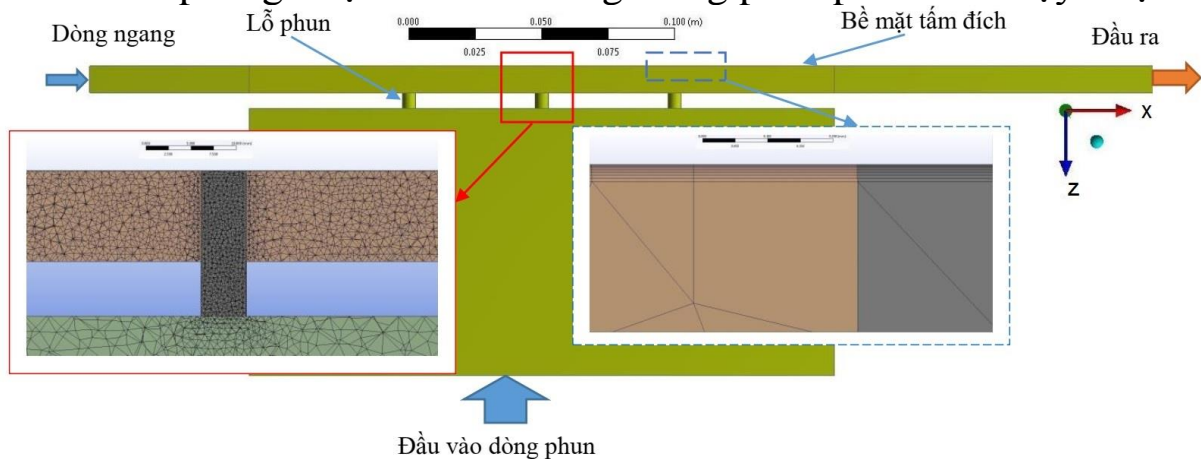


**Hình 3.3. Sơ đồ thực nghiệm**

a – sơ đồ lắp đặt; b – Sơ đồ kiểm tra phân bố vận tốc dòng ngang

I - ống đo lưu lượng theo nguyên lý 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 phun; 6 – màng san dòng; 7 - ống dẫn khí; 8 – tấm kim loại; 9 – đèn halogen; 10 – camera nhiệt Flir i7; 11 – camera kỹ thuật số; 12 – đèn hiển thị trạng thái mạch; 13 – máy tính; 14 – mạch điều khiển xung cho đèn halogen; 15 – testo 425; 16 – hộp cấp khí cho dòng ngang; 17 – quạt thổi với bộ điều chỉnh điện áp; 18 – bộ sấy

Các kết quả thực nghiệm bằng phương pháp dao động nhiệt TOIRT và mô phỏng bằng CFD được so sánh, kiểm chứng với các kết quả đã công bố. Kết quả cho thấy sai số của kết quả thực nghiệm nhỏ hơn 15%, sai số của kết quả mô phỏng nhỏ hơn 20%. Trong mô hình nhiều lỗ phun có dòng ngang, kết quả thực nghiệm và mô phỏng cũng được đối chiếu với nhau và sai lệch không quá 15%, đây là kết quả có thể chấp nhận được, tương tự kết quả các nghiên cứu đã được công bố trên thế giới. Như vậy phương pháp thực nghiệm và mô phỏng xác định hệ số trao đổi nhiệt của mô hình tấm phẳng được làm mát bằng màng phân phối là tin cậy được.



**Hình 3.4. Mô hình tính toán hệ số trao đổi nhiệt của mô hình đồng dạng**

### 3.4. Kết luận Chương 3

Chương 3 đã xây dựng được mô hình mô phỏng trao đổi nhiệt liên hợp cho CPCA động cơ DR76 bằng phần mềm ANSYS-CFX với phương pháp RANS, mô hình rối SST nhằm xác định vị trí cần tăng cường làm mát, đồng thời kiểm tra hiệu quả tăng cường làm mát của các phương án cánh đã cải tiến. Độ tin cậy của mô hình trao đổi nhiệt này được kiểm chứng bằng cách so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thực nghiệm trên cánh Mark II [52].

Luận án đã xây dựng thành công hệ thống thử nghiệm bằng phương pháp TOIRT và mô hình mô phỏng bằng ANSYS-CFX để xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Hệ số trao đổi nhiệt thu được từ thực nghiệm TOIRT, mô phỏng CFD được so sánh với nhau và được kiểm nghiệm bằng dữ liệu đã công bố [26, 72].

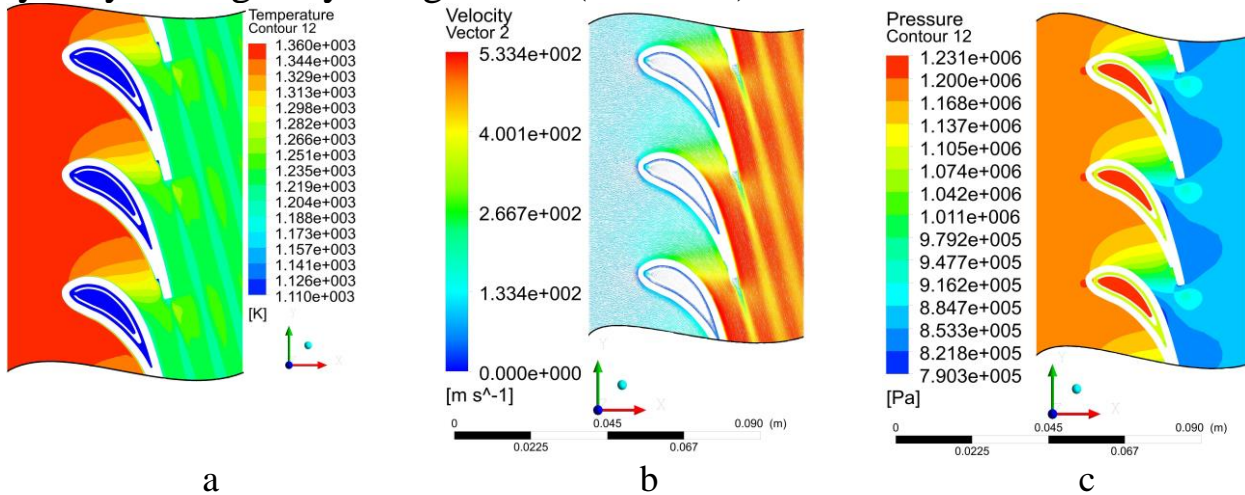
Kết quả thực nghiệm và mô phỏng cho mô hình vật lý đồng dạng tiến hành trong Chương 3 cho phép đánh giá ảnh hưởng của các thông số hình học ( $S/D$ ,  $H/D$ ) và khí động ( $Re_j$ ,  $VR$ ) tới hệ số trao đổi nhiệt tại bề mặt bên trong lưng cánh khi có tương tác giữa dòng phun từ màng phân phối và dòng ngang từ khu vực đầu cánh chảy tới làm cơ sở để lựa chọn kết cấu màng phân phối trong Chương 4.

# CHƯƠNG 4. GIẢI PHÁP TĂNG CƯỜNG LÀM MÁT CÁNH PHUN TUABIN CAO ÁP ĐỘNG CƠ DR76

## 4.1. Khảo sát phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 bằng phương pháp mô phỏng

Kết quả mô phỏng bằng phần mềm ANSYS cho mô hình trao đổi nhiệt của CPCA động cơ DR76 thu được một số kết quả như sau:

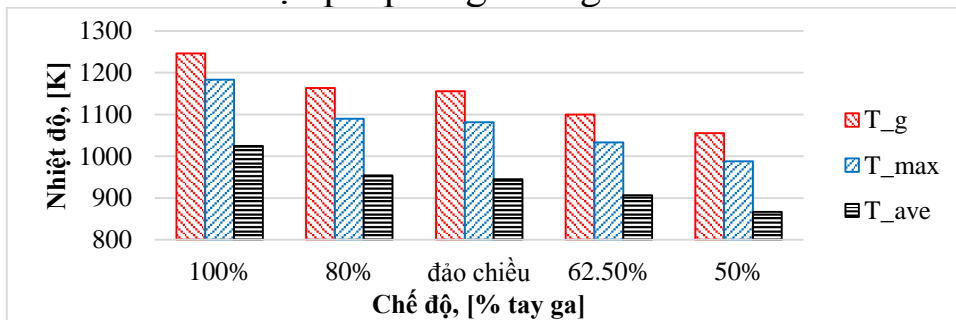
Các kết quả về biến thiên nhiệt độ, áp suất, vận tốc dòng khí tuân theo lý thuyết dòng chảy trong tuabin (Hình 4.1).



**Hình 4.1. Phân bố thông số dòng khí chảy qua kênh lưu thông của CPCA tại mặt cắt trung bình**

a – Nhiệt độ; b – Vận tốc; c- Áp suất

Chế độ định mức là chế độ nhiệt khắc nghiệt nhất đối với cánh phun tuabin với nhiệt độ cực đại  $T_{max}=1183K$  (Hình 4.2), trong khi đó nhiệt độ làm việc tối đa của hợp kim niken chịu nhiệt JC6K là  $[T]_{vl}=1273K$ . Hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T=[T]_{vl}/T_{max}=1,08$ , tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r=[T]_{vl} - T_{max}=90K$ . Đây là một trong những lý do không thể duy trì chế độ này trong thời gian dài, tổng thời gian hoạt động ở chế độ định mức của động cơ DR76 sau mỗi lần đại tu chỉ là 200 giờ. Khi đó để tăng thời gian hoạt động của động cơ ở chế độ định mức cần có biện pháp tăng cường làm mát CPCA.

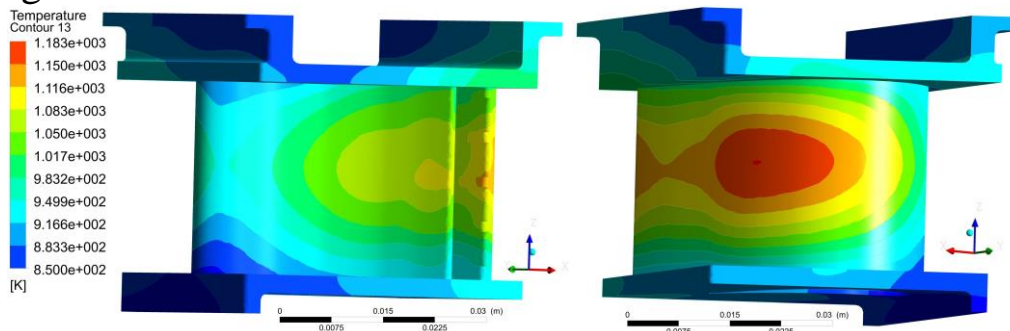


**Hình 4.2. Đồ thị biểu diễn một số thông số nhiệt độ trên cánh ở các chế độ**

Phân bố nhiệt độ trên cánh phun ở các chế độ hoạt động đồng dạng với nhau và vị trí của vùng nhiệt độ cực đại gần như không thay đổi, vùng nhiệt độ cực đại nằm ở khu vực độ cao trung bình của lưng cánh (Hình

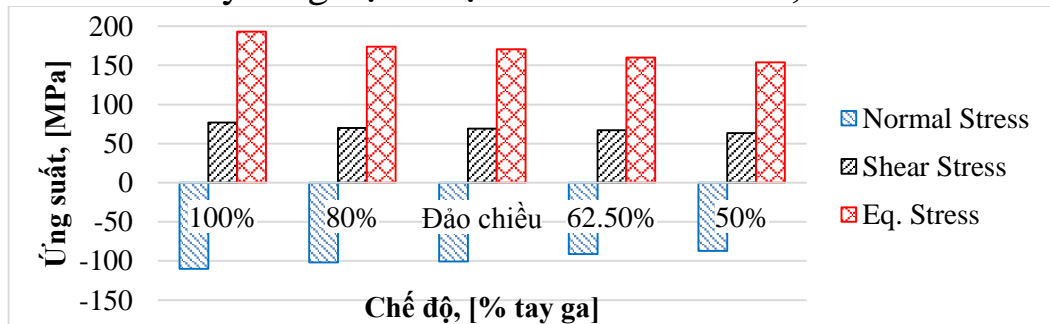


4.3). Nguyên nhân: khu vực có độ cao trung bình có nhiệt độ dòng khí cao nhất, ở hai đầu cánh thì một lượng nhiệt lớn được truyền nhiệt ra vành đai trên và dưới, do vậy vùng nhiệt độ cực đại xuất hiện ở khu vực độ cao trung bình; Ở vùng mũi cánh có dòng không khí làm mát thổi từ màng phân phối, hệ số trao đổi nhiệt ở vùng này tăng lên cao, do vậy nhiệt độ cực đại không xuất hiện ở mũi cánh; Tuy nhiệt độ dòng khí nóng phía bụng cánh cao hơn lưng cánh nhưng do kênh dẫn không khí làm mát phía lưng dài hơn, sức cản thủy lực lớn hơn, lưu lượng không khí chảy qua kênh này nhỏ hơn, hệ số trao đổi nhiệt ở bề mặt trong của lưng cánh nhỏ hơn bụng cánh. Do vậy nhiệt độ cực đại xuất hiện ở lưng cánh chứ không phải bụng cánh.

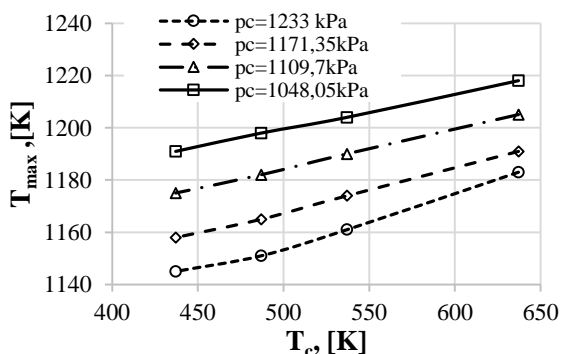


**Hình 4.3. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài cánh phun tại chế độ 100% tay ga**

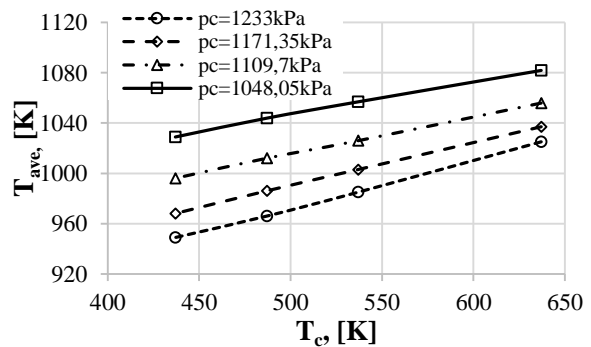
Ứng suất nhiệt cực đại quy dẫn nằm ở vị trí giữa bụng cánh, ở chế độ định mức đạt giá trị 193MPa (Hình 4.4), ảnh hưởng của lực khí thể tới ứng suất cơ quá nhỏ và có thể bỏ qua. Đối chiếu với giới hạn bền và phân bố nhiệt độ trên cánh thấy rằng hệ số dự trữ bền lớn hơn 1,8.



**Hình 4.4. Ứng suất nhiệt ở các chế độ tay ga**



**Hình 4.5. Đồ thị ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới  $T_{max}$**

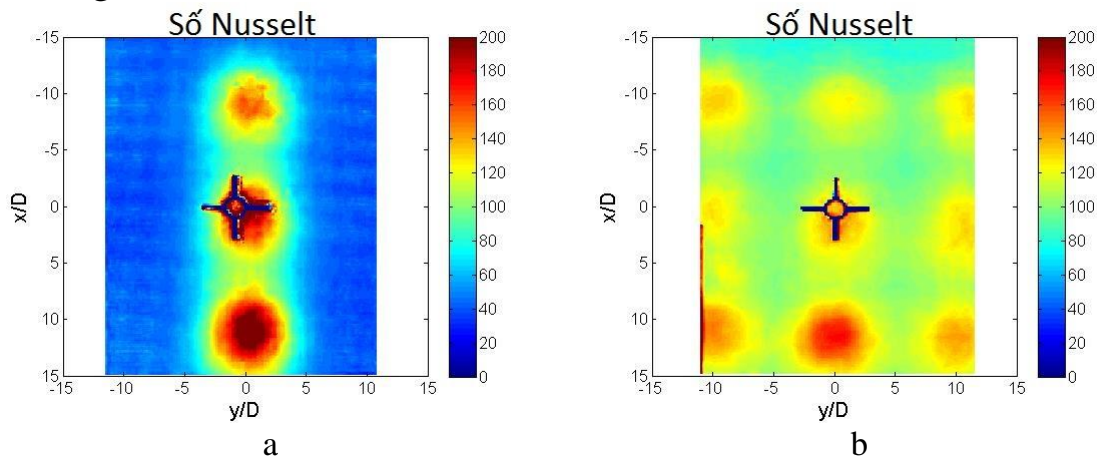


**Hình 4.6. Đồ thị ảnh hưởng của  $T_c$ ,  $p_c$  tới  $T_{ave}$**

Việc thay đổi lưu lượng  $g_c$ , nhiệt độ  $T_c$ , áp suất  $p_c$  của không khí làm mát có tác động rõ đối với nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$ , ít ảnh hưởng tới nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  (khi  $T_c$  giảm 100K sẽ làm  $T_{ave}$  giảm 39K,  $T_{max}$  giảm 19K;  $p_c$  giảm 10% thì  $T_{ave}$ ,  $T_{max}$  tăng tương ứng 48K và 28K – Hình 4.5 và Hình 4.6). Bên cạnh đó khi giảm nhiệt độ không khí làm mát  $T_c$  có hiệu ứng phụ là làm tăng ứng suất nhiệt trên cánh (ứng suất quy dẫn cực đại có thể tăng thêm tới 60MPa).

#### 4.2. Nghiên cứu lựa chọn các thông số hình học hợp lý trên mô hình đồng dạng

Nghiên cứu được thực hiện bằng cách kết hợp thực nghiệm và mô phỏng trên hai dạng tấm: tấm 3 lỗ (1x3) và tấm 9 lỗ (3x3). Với cùng điều kiện  $H/D$ ,  $S/D$ ,  $Re_j$ ,  $VR$  hình dạng phân bố  $Nu$  trên hai tấm này không có sai lệch nhiều (Hình 4.7), tuy nhiên tại khu vực giữa các lỗ trên đường  $y=0$   $Nu$  trên tấm 9 lỗ (3x3) cao hơn tấm 3 lỗ (1x3). Nguyên nhân: dòng khí từ các lỗ trên đường  $y=0$  của tấm 3x3 không thể tự do chảy sang hai bên (theo chiều  $y$ ) như tấm 1x3, do vậy bắt buộc dòng khí phát triển theo chiều  $x$  làm tăng  $Nu$ . Tại các vị trí gần tâm của tấm dữ liệu đã qua phép nội suy (các đường có dấu \* trên các Hình 4.8, Hình 4.9, Hình 4.11).



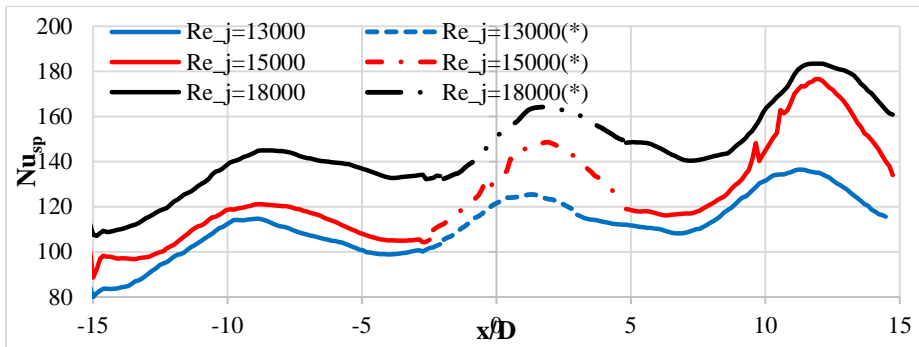
**Hình 4.7. Kết quả phân bố  $Nu$  trên các tấm nghiên cứu**

(Thực nghiệm  $-H/D=2$ ,  $S/D=10$ ,  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ )

a – Phân bố  $Nu$  trên tấm 1x3 lỗ; b– Phân bố  $Nu$  trên tấm 3x3 lỗ

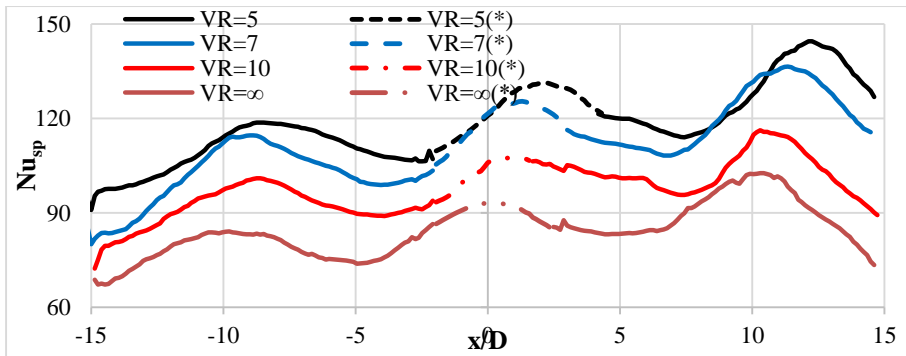
Kết quả thực nghiệm trên Hình 4.8 cho thấy khi  $Re_j$  tăng thì hệ số Nusselt ( $Nu$ ) và hệ số Nusselt trung bình theo chiều rộng tấm ( $Nu_{sp}$ ) tăng, tuy nhiên các đường này có đặc tính giống nhau, giá trị đỉnh  $Nu$  ở lỗ sau cao hơn lỗ trước.

Kết quả trên Hình 4.9 cho thấy khi  $H/D=2$  thì  $VR$  giảm (vận tốc dòng ngang tăng) làm  $Nu$  tăng, tuy nhiên đỉnh  $Nu$  ở các lỗ sau dịch chuyển về phía cuối dòng.



**Hình 4.8. Biến thiên  $Nu_{sp}$  với số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  khác nhau**

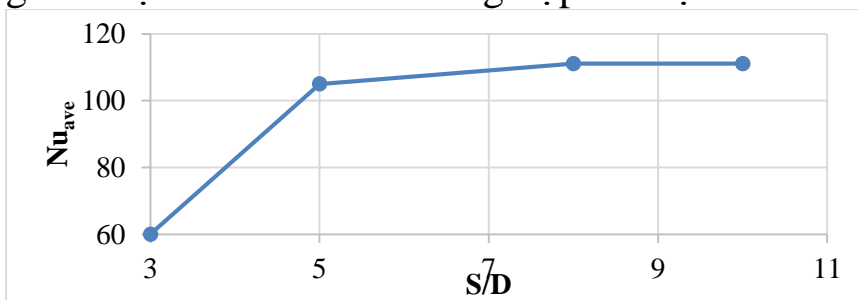
(Thực nghiệm – mô hình 3x3 lỗ -  $VR=7$ ,  $S/D=10$ ,  $H/D=2$ )



**Hình 4.9. Biến thiên  $Nu_{sp}$  với tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  khác nhau**

(Thực nghiệm mô hình 3x3 lỗ-  $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ ,  $H/D=2$ )

Thử nghiệm với Reynolds của dòng phun  $Re_j=13000$ , khoảng cách tương đối  $H/D=2$ , tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR=7$  khi bước lỗ  $S/D$  khác nhau cho ta các kết quả trên Hình 4.10. Khi  $S/D \geq 8$  thì các vùng tăng cường trao đổi nhiệt của hai lỗ phun cạnh nhau hoàn toàn tách biệt, có thể nói khi đó dòng phun ra từ hai lỗ cạnh nhau tương tác yếu với nhau. Khi bước lỗ  $S/D=5$  tương tác này tăng lên, các vùng tăng cường trao đổi nhiệt bắt đầu giao thoa vào nhau,  $Nu_{ave}$  giảm nhẹ so với trường hợp  $S/D=8$ . Khi  $S/D=3$  thì diện tích vùng tăng cường này giảm mạnh, dẫn đến  $Nu_{ave}$  giảm mạnh so với các trường hợp còn lại.



**Hình 4.10. Số Nusselt trung bình  $Nu_{ave}$  trên tấm  $22D \times 30D$  với bước lỗ  $S/D$  khác nhau**

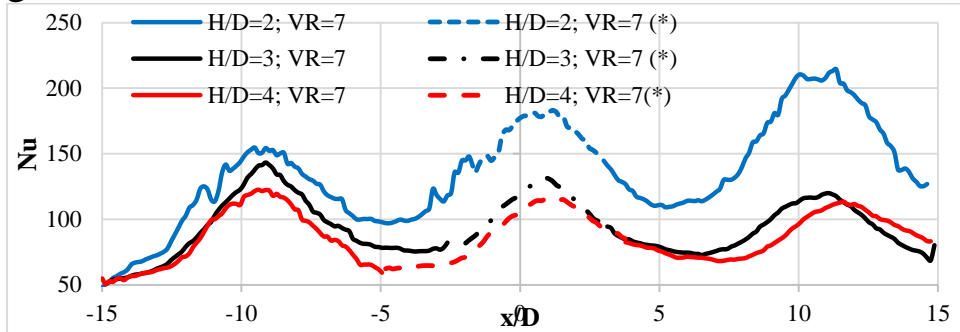
(Thực nghiệm mô hình 3x3 lỗ-  $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $H/D=2$ )

Từ các dữ liệu trên đưa ra khuyến cáo nên chọn  $S/D \geq 8$ , trong trường hợp cụ thể cần tăng cường tập trung cho 1 vùng nhỏ thì có thể chọn  $S/D \approx 5$ . Dải khuyến cáo này chi tiết hơn so với trường hợp chung  $3 \leq S/D \leq 12$ .

Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối  $H/D$  tới phân bố  $Nu$  khi giữ nguyên các thông số ảnh hưởng khác ( $Re_j$ ,  $VR$ ,  $S/D$ ) được thể hiện trên Hình 4.11 và có 2 kết quả chính:

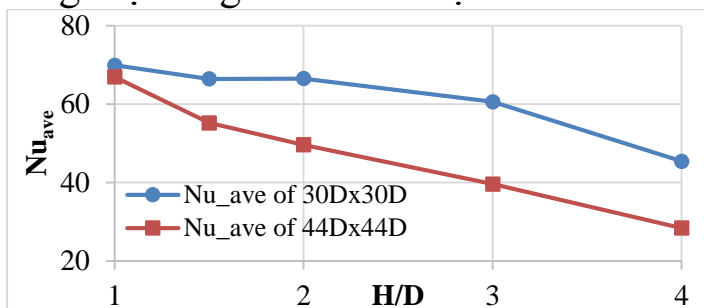
Khi  $H/D$  càng lớn thì hệ số trao đổi nhiệt càng nhỏ, đồng thời vị trí đỉnh của  $Nu$  càng xa tâm lỗ;

Khi khoảng cách tương đối  $H/D=2$  thì khu vực lỗ sau có  $Nu$  cao hơn lỗ trước (Hình 4.11), điều này được giải thích do tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  cục bộ giảm làm  $Nu$  tăng. Tuy nhiên khi  $H/D=3$  và  $H/D=4$  thì điều này không còn rõ ràng nữa (Hình 4.11),  $Nu$  ở lỗ cuối còn giảm nhẹ so với lỗ đầu tiên.



**Hình 4.11. Ảnh hưởng của tỷ số  $H/D$  tới  $Nu$**   
(Thực nghiệm mô hình 1x3 lỗ- $Re_j=13000$ ,  $VR=7$ ,  $S/D=10$ )

Trong trường hợp lưu lượng dòng ngang không đổi, khi đó sự thay đổi của khoảng cách  $H$  giữa màng phân phối và bề mặt bên trong của cánh sẽ làm thay đổi vận tốc trung bình của dòng ngang, nói cách khác  $H$  tăng  $n$  lần ( $H/D$  tăng  $n$  lần) thì vận tốc dòng ngang giảm  $n$  lần (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  tăng  $n$  lần). Kết quả trên Hình 4.12 cho thấy, khi khoảng cách tương đối  $H/D$  giảm thì số Nusselt trung bình ( $Nu_{ave}$ ) của toàn tấm (kích thước 44Dx44D) tăng lên, nguyên nhân do  $H/D$  giảm thì cường độ dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) làm tăng hiệu ứng trao đổi nhiệt.



**Hình 4.12. Ảnh hưởng của khoảng cách tương đối  $H/D$  tới  $Nu_{ave}$  khi lưu lượng dòng ngang không đổi**  
(Mô phỏng mô hình 3x3 lỗ- $Re_j=13000$ ,  $S/D=10$ )

Giảm khoảng cách tương đối  $H/D$  làm tăng hiệu quả trao đổi nhiệt, để có hiệu ứng tăng trao đổi nhiệt cục bộ thì  $H/D=1,5 \div 3$ . Tuy nhiên khi cùng tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR=7$  thì  $H/D > 2$  cho kết quả  $Nu$  ở các lỗ sau sẽ có xu hướng giảm dần, vì vậy nên lựa chọn  $H/D=1,5 \div 2$ . Việc giảm khoảng cách giữa màng phân phối và bề mặt trong của cánh ( $H$ ) liên quan đến việc tăng tổn thất thủy lực trong hệ thống làm mát, khi tổn thất này tăng lên sẽ làm giảm lưu lượng không khí làm mát cung cấp cho cánh, từ đó mà hiệu quả làm mát lại giảm đi.

### 4.3. Nghiên cứu lựa chọn các phương án thay đổi kết cấu màng phân phối của cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76

Trước tiên khảo sát ảnh hưởng của kích thước lỗ phun  $D$  tới hệ số trao đổi nhiệt với điều kiện lưu lượng không khí làm mát và tiết diện lưu thông

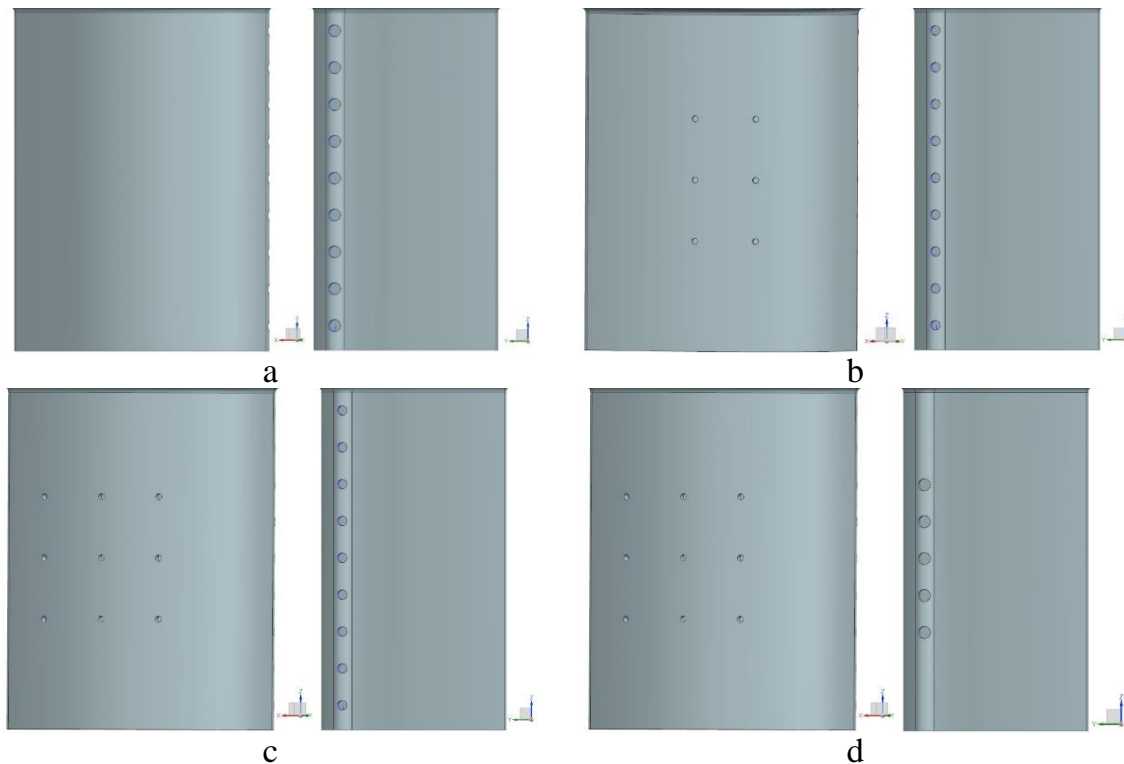
qua lỗ phun bằng nhau. Với 3 trường hợp khảo sát với  $D=0,30\text{mm}$ ;  $0,50\text{mm}$ ,  $0,75\text{mm}$  thấy rằng, đường kính  $D=0,5\text{mm}$  cho hệ số trao đổi nhiệt cao nhất (khi đó  $H/D=1,6$  nằm trong dải khuyến cáo của mục 4.2).

Để lưu lượng không khí làm mát không đổi với phương án nguyên bản, khi bổ sung không khí qua các lỗ phun ở phía lưng thì cần giảm lưu lượng khí phun tới khu vực mũi cánh, tuy nhiên không được giảm quá nhiều (đảm bảo làm mát cho mũi cánh và bụng cánh). Khi đó có thể giảm kích thước lỗ phun ở mũi cánh (từ  $1,0\text{mm}$  còn  $0,8\text{mm}$ ) hoặc bịt bớt các lỗ ở phía chân hoặc đỉnh cánh (khu vực có sự dẫn nhiệt ra khoang khí hai đầu).

Kết quả ở mục 4.2 và 4.3 thấy rằng để tạo ra hệ số trao đổi nhiệt cao nhất ở khu vực lưng cánh nên lựa chọn đường kính  $D=0,5\text{mm}$ , bước lỗ tương đối  $S/D=10$ , khoảng cách tương đối  $H/D=1,6$ . Kết quả phân bố nhiệt độ trên biên dạng cánh (Hình 4.3) cho thấy vùng nhiệt độ cao nhất ( $T \geq 1149\text{K}$ ) có kích thước cao x rộng  $\approx 14\text{mm} \times 20\text{mm}$  với tâm của vùng nằm chính giữa lưng cánh. Từ các tính toán sơ bộ trên tác giả lựa chọn khảo sát 3 phương án trong tương quan so sánh với phương án nguyên bản (Bảng 4.1, Hình 4.13).

**Bảng 4.1. Các trường hợp thay đổi kết cấu màng phân phối**

	Lỗ phun ở phía mũi		Lỗ phun ở phía lưng		Ghi chú
	Số lượng	Đường kính $D_1$ [mm]	Số lượng	Đường kính $D$ [mm]	
Nguyên bản (NB)	9	1,0	-	-	Hình 4.13a
Phương án 1 (PA1)	9	0,8	6	0,5	Hình 4.13b
Phương án 2 (PA2)	9	0,8	9	0,5	Hình 4.13c
Phương án 3 (PA3)	5	1,0	9	0,5	Hình 4.13d



**Hình 4.13. Phương án đục lỗ trên màng phân phối ở phía lưng cánh**  
a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

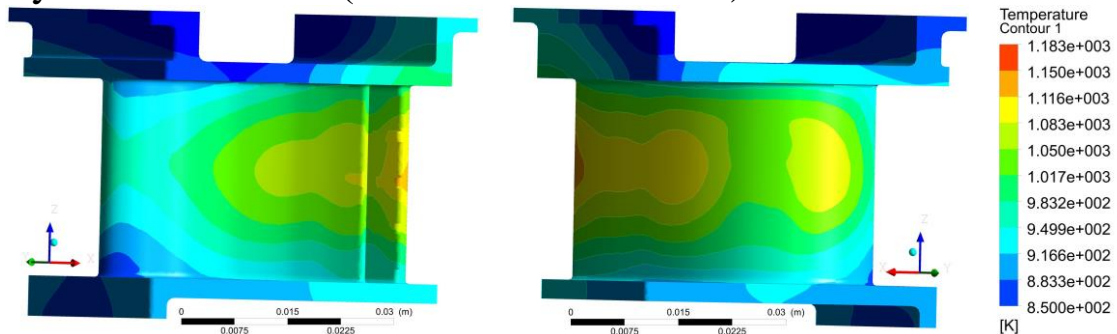
#### 4.4. Đánh giá hiệu quả tăng cường làm mát cánh phun tuabin cao áp động cơ DR76 của các phương án màng phân phối

Khi bổ sung các lỗ ở lưng thì nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  của cánh ở các phương án giảm so với nguyên bản, hệ số làm mát  $\theta$  tăng nhẹ. Nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm rõ rệt hơn, lưu lượng không khí trong trường hợp này không sai lệch nhiều so với nguyên bản (Bảng 4.2). Khi cánh sử dụng hợp kim niken chịu nhiệt ЖС6К, hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  sẽ được tăng lên từ 1,08 (nguyên bản) tới 1,11 ở phương án 1 và tới 1,13 ở phương án 2 và phương án 3 tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r$  tăng từ 90K (Nguyên bản) lên 133K (PA1) và 146K (PA2 & PA3) (Bảng 4.2).

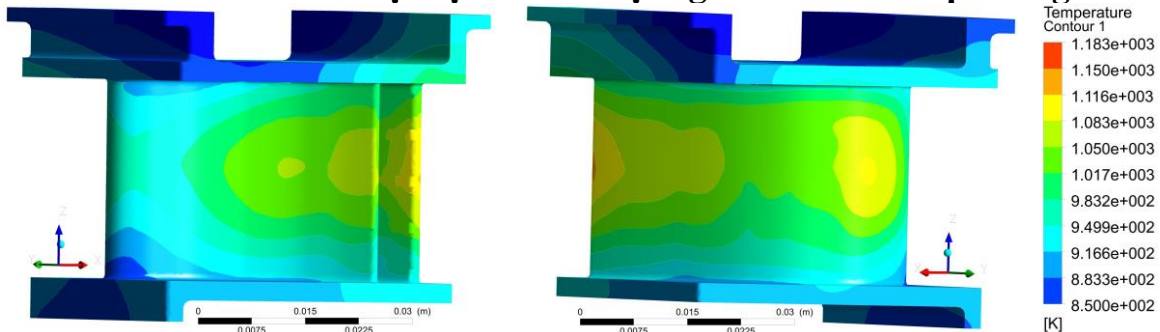
**Bảng 4.2. Các thông số nhiệt độ trong các phương án**

Thông số	NB	PA1	PA2	PA3
Nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , [K]	1183	1140	1127	1127
Nhiệt độ trung bình $T_{ave}$ , [K]	1026	1009	1001	1000
Hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$	1,08	1,11	1,13	1,13
Nhiệt độ dự trữ $T_r$ , [K]	90	133	146	146
Tỷ lệ không khí làm mát $g_c$ , [%]	2,08	1,92	2,02	1,98
Hệ số làm mát $\theta$	0,36	0,39	0,40	0,40

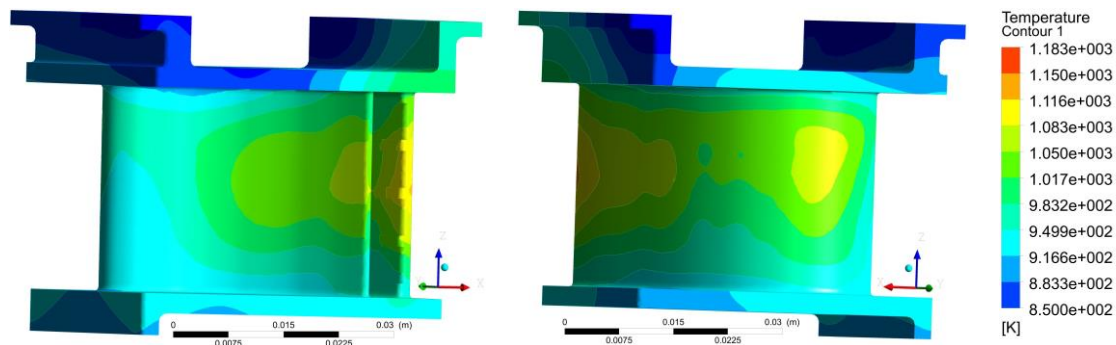
Vùng nhiệt độ cực đại ở phương án nguyên bản nằm ở giữa lưng cánh (Hình 4.3), vùng nhiệt độ cực đại ở phương án 1 đã chuyển xuống gần đuôi cánh, vùng nhiệt độ cực đại ở phương án 2&3 có diện tích giảm rõ rệt và chuyển sát đuôi cánh (Hình 4.14÷ Hình 4.17).



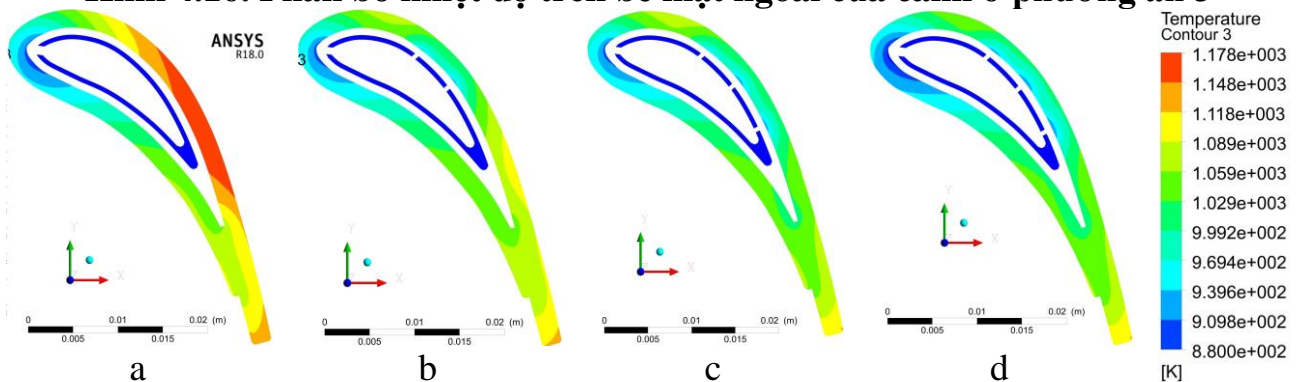
**Hình 4.14. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 1**



**Hình 4.15. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 2**

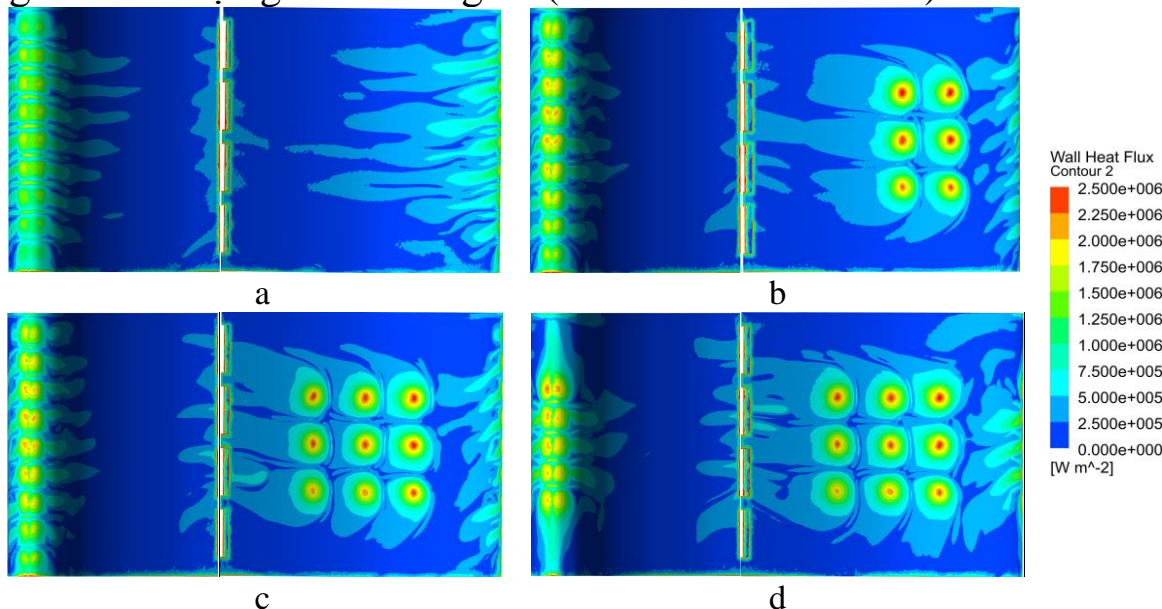


**Hình 4.16. Phân bố nhiệt độ trên bề mặt ngoài của cánh ở phương án 3**



**Hình 4.17. Phân bố nhiệt độ trên mặt cắt trung bình của biên dạng cánh**  
a – Nguyên bản; b – phương án 1; c – phương án 2; d- phương án 3

Hệ số trao đổi nhiệt ở PA1, PA2 và PA3 cao hơn nguyên bản và nhiệt độ dòng sát bề mặt thấp hơn dẫn đến lượng nhiệt trao đổi giữa bề mặt trong lòng cánh với dòng không khí làm mát ở các phương án cải tiến cao hơn nhiều so với cánh nguyên bản (Hình 4.18). Chính vì vậy mà nhiệt độ lưng CPCA được giảm đi đáng kể (Hình 4.14÷Hình 4.17).



**Hình 4.18. Phân bố thông lượng nhiệt giữa không khí làm mát và bề mặt thành vách bên trong cánh phun tại khu vực mũi cánh và lưng cánh**

a – Nguyên bản; b – Phương án 1; c – Phương án 2; d – Phương án 3

So với nguyên bản ứng suất quy dẫn cực đại sai lệch không quá 5% và phân bố ứng suất nhiệt trên bề mặt ngoài của cánh phun ở các phương án

cũng không có sự khác biệt nhiều so với nguyên bản. Nói cách khác, các phương án kết cấu của màng phân phối đang được khảo sát không làm thay đổi trạng thái ứng suất nhiệt trên CPCA, điều này khác biệt với phương án thay đổi thông số dòng không khí làm mát.

Từ các kết quả về hiệu quả làm mát của phương án 1, 2 và 3 thấy rằng, hiệu quả làm mát của phương án 2 và 3 là tương đồng và tốt hơn cả. Xét trong điều kiện Việt Nam, việc thu nhỏ đường kính lỗ phun ở mũi cánh (phương án 2) là tương đối khó khăn, do vậy phương án 3 (bịt 4 lỗ ở 2 đầu cánh) sẽ phù hợp hơn. Bảng 4.3 thống kê các thông số đặc trưng cho hiệu quả làm mát của phương án 3.

**Bảng 4.3. Bảng thống kê hiệu quả làm mát của phương án màng phân phối số 3 so với nguyên bản (tính toán ở chế độ định mức)**

TT	Thông số đánh giá hiệu quả làm mát, [đơn vị]	Phương án nguyên bản	Phương án 3	Mức cải thiện
1	Nhiệt độ cực đại $T_{max}$ , [K]	1183	1127	56 [K]
2	Nhiệt độ trung bình $T_{ave}$ , [K]	1026	1000	26 [K]
3	Hệ số làm mát $\theta$ , [-]	0,36	0,40	0,04
4	Tỷ lệ không khí làm mát $g_c$ , [%]	2,08	1,98	0,10 [%]
5	Hệ số dự trữ nhiệt $[n]_T$ , [-]	1,08	1,13	0,05
6	Nhiệt độ dự trữ $T_r$ , [K]	90	146	56 [K]
7	Ứng suất quy dẫn cực đại, [MPa]	193	190	-
8	Mức giảm nhiệt độ cực đại khi nhiệt độ không khí làm mát giảm 100K, [K]	19	29	1,52 lần
9	Mức giảm nhiệt độ trung bình khi nhiệt độ không khí làm mát giảm 100K, [K]	39	41	1,05 lần

#### 4.5. Kết luận Chương 4

Phân bố nhiệt độ và ứng suất nhiệt trên bề mặt cánh ở các chế độ vận hành của động cơ là tương đối giống nhau, nhiệt độ cực đại nằm ở giữa lưng cánh, còn khu vực ứng suất nhiệt cực đại nằm ở giữa bụng cánh. Chế độ định mức là chế độ nhiệt khắc nghiệt nhất với nhiệt độ cực đại  $T_{max}=1183K$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}=1026K$  và ứng suất nhiệt quy dẫn 190MPa. Chế độ định mức có hệ số bền lên tới 1,8, tuy nhiên hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T=1,08$  tương ứng với  $T_r=90K$ , do vậy cần có biện pháp tăng cường làm mát cho cánh để giảm thiểu mức độ khắc nghiệt về nhiệt.

Việc thay đổi lưu lượng  $g_c$ , nhiệt độ  $T_c$ , áp suất  $p_c$  không khí làm mát có tác động rõ đối với nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$ , ít ảnh hưởng tới nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhưng khi đó lại làm tăng ứng suất nhiệt trên cánh.

Thổi không khí từ màng phân phối là phương pháp làm mát có hiệu quả cao, đặc biệt khi có thêm tác động của dòng ngang, khi số Reynolds của dòng phun tăng ( $Re_j$  tăng) và/hoặc dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) sẽ làm tăng hệ số trao đổi nhiệt. Trong



quá trình lựa chọn kết cấu của màng phân phối để thu được hệ số trao đổi nhiệt cao nhất nên lựa chọn bước lỗ tương đối  $S/D \geq 8$ , khi  $S/D \leq 5$  thì vùng tăng cường trao đổi nhiệt bị chồng lấn vào nhau; đồng thời nên lựa chọn khoảng cách tương đối  $H/D = 1,5 \div 2$  sẽ cho kết quả hệ số trao đổi nhiệt cao nhất, khi  $H/D \leq 2$  thì các lỗ sau sẽ có hệ số trao đổi nhiệt cao hơn lỗ trước và khi  $H/D \geq 3$  thì ngược lại.

Áp dụng các kết quả nghiên cứu trên mô hình vật lý đồng dạng để lựa chọn màng phân phối mới cho CPCA động cơ DR76: bổ sung 9 lỗ (3x3) ở phía lưng cánh với đường kính  $D = 0,5 \text{ mm}$ , bước lỗ tương đối  $S/D = 10$ , khoảng cách tương đối  $H/D = 1,6$ , để đảm bảo lưu lượng không khí làm mát không đổi thì cần bịt 4 lỗ ở 2 đầu trong 9 lỗ phun ở phía mũi cánh (giữ nguyên đường kính 1,0mm).

Với CPCA động cơ DR76 sử dụng màng phân phối mới thì nhiệt độ trung bình của biên dạng cánh  $T_{ave}$  giảm không nhiều (26K) nhưng nhiệt độ trung bình trên đường biên dạng trung bình ở phía lưng cánh giảm tới 65K, nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm đi 56K và vùng nhiệt độ cực đại chuyển tới sát đuôi cánh, nơi tác dụng của màng phân phối suy giảm. Hệ số làm mát  $\theta$  tăng từ 0,36 lên 0,40, hệ số dự trữ nhiệt tăng lên  $[n]_T = 1,13$  tương ứng với  $T_r = 146 \text{ K}$ . Khi sử dụng màng phân phối mới, nhiệt độ nguồn không khí  $T_c$  giảm 100K thì nhiệt độ cực đại  $T_{max}$ , nhiệt độ trung bình  $T_{ave}$  giảm tương ứng 29K và 41K, tăng tương ứng 1,52 và 1,05 lần so với nguyên bản.

## KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

### Kết luận

1. Luận án đã đề xuất và thực hiện thành công một cách tiếp cận mới trong nghiên cứu tăng cường làm mát cho cánh phun được làm mát kiểu màng phân phối bằng cách kết hợp tính toán mô phỏng trên nguyên mẫu cánh với thực nghiệm, mô phỏng trên mô hình vật lý đồng dạng. Trong đó các kết quả trên mô hình vật lý đồng dạng được dùng để khuyến cáo, áp dụng cho nguyên mẫu cánh.

2. Luận án đã xây dựng thành công mô hình trao đổi nhiệt cho nguyên mẫu cánh phun tua bin cao áp động cơ tua bin khí DR-76 bằng phần mềm ANSYS-CFX. Độ tin cậy của phương pháp xây dựng mô hình được kiểm chứng bằng kết quả thử nghiệm cho cánh Mark-II.

3. Luận án đã sử dụng thành công phương pháp dao động nhiệt độ TOIRT để xây dựng hệ thống thực nghiệm xác định hệ số trao đổi nhiệt cho mô hình dạng tấm phẳng – mô hình đồng dạng với kênh dẫn không khí phía trong lưng cánh. Kết quả thực nghiệm đã được kiểm chứng và phù hợp với các kết quả được công bố [26, 72].

4. Kết quả thực nghiệm và mô phỏng trên mô hình vật lý đồng dạng nhiều lỗ phun có xét tới cả dòng ngang đã đánh giá được ảnh hưởng của một số thông số như số Reynolds của dòng phun  $Re_j$ , tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$ , bước lỗ tương đối  $S/D$ , khoảng cách tương đối  $H/D$ ... đến hệ số trao đổi nhiệt. Kết quả cho thấy số Reynolds của dòng phun tăng ( $Re_j$  tăng) và/hoặc dòng ngang tăng (tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  giảm) sẽ làm tăng hệ số trao đổi nhiệt, đồng thời để thu được hệ số trao đổi nhiệt cao nhất nên lựa chọn bước lỗ tương đối  $S/D \geq 8$  và khoảng cách tương đối  $H/D = 1,5 \div 2$ .

5. Kết quả nghiên cứu đối với cánh phun cao áp động cơ DR76 cho thấy: chế độ định mức là chế độ nhiệt khắc nghiệt nhất với hệ số dự trữ nhiệt chỉ là  $[n]_T = 1,08$  tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r = 90K$ , cần có biện pháp tăng cường làm mát CPCA để động cơ có thể tăng thời gian làm việc ở chế độ này. Khi sử dụng màng phân phối mới (bổ sung 9 lỗ  $(3 \times 3)$  ở phía lưng cánh với đường kính  $D = 0,5mm$ , bước lỗ tương đối  $S/D = 10$ , khoảng cách tương đối  $H/D = 1,6$ , giữ 5 lỗ phun ở phía mũi cánh đường kính  $1,0mm$ ) đã thu được hiệu quả làm mát cao hơn cánh nguyên bản (nhiệt độ cực đại  $T_{max}$  giảm  $56K$  và vùng nhiệt độ cực đại dịch chuyển vị trí từ lưng cánh xuống sát đuôi cánh, hệ số làm mát  $\theta$  của cánh tăng từ  $0,36$  lên  $0,40$ , hệ số dự trữ nhiệt  $[n]_T$  tăng từ  $1,08$  lên tới  $1,13$  tương ứng với nhiệt độ dự trữ  $T_r$  tăng từ  $90K$  lên  $146K$ ). Phương pháp thổi bổ sung không khí từ màng phân phối là phương pháp tăng cường làm mát tương đối đơn giản, có thể áp dụng với hầu hết cánh phun nhằm tăng tuổi thọ và khả năng làm việc ở chế độ khắc nghiệt nhất của động cơ (hiện nay tổng thời gian tối đa cho phép làm việc ở chế độ định mức của động cơ DR76 là 200 giờ).

### **Hướng phát triển**

1. Nghiên cứu đặc trưng trao đổi nhiệt khi màng phân phối phun vào bề mặt có độ nhám khác nhau, bề mặt có rãnh, gân, gờ,... với với số Reynolds của dòng phun  $Re_j$  cao hơn, tỷ số vận tốc dòng phun/dòng ngang  $VR$  nhỏ hơn.

2. Kết hợp phương pháp màng phân phối với các phương pháp tăng cường làm mát khác cho cánh tuabin. Sử dụng kết quả thu được để phát triển nghiên cứu trên đối tượng cánh công tác của tuabin, xét tới ảnh hưởng của lực quán tính ly tâm của dòng không khí làm mát.

## NHỮNG CÔNG TRÌNH KHOA HỌC ĐÃ CÔNG BỐ

1. Vũ Đức Mạnh, Hà Huy Thắng, Đào Trọng Thắng, Nguyễn Trung Kiên (2017), “Tính toán chu trình nhiệt động cơ tuabin khí ở các chế độ vận hành bằng phần mềm GateCycle”, *Tạp chí Phát triển KH&CN*, tập 20, số K5, ISSN 1859-0128.
2. Vũ Đức Mạnh, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2018), “Nghiên cứu ảnh hưởng của nhiệt độ môi trường tới chu trình nhiệt của động cơ tuabin khí tàu thủy DP76 ở các chế độ tải cục bộ”, *Hội nghị KH&CN Giao thông vận tải lần IV, 5/2018*, Nhà xuất bản Giao thông vận tải, ISBN: 978-604-76-1578-0.
3. Vu Duc Manh, Nguyen Trung Kien, Dao Trong Thang (2018), “Calculation of Thermodynamic Parameters of High Pressure Turbine Stage of DP76 Engine Based on Geometric Parameters”, *International Conference of Fluid Machinery and Automation Systems - ICFMAS2018*, October 27-28, 2018, ISBN 978-604-95-0609-3.
4. Vũ Đức Mạnh, Phạm Vũ Thành Nam, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2019), “Nghiên cứu tính toán trạng thái nhiệt và ứng suất nhiệt trên cánh phun tuabin cao áp”, *Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật*, số 197 (4/2019), ISSN 1859-0209.
5. M. D. Vu, K. T. Nguyen and T. T. Dao (2019), “The Effect of Cooling-Air Flow Conditions on the Thermal State of High-Pressure Nozzle Blade”, *2019 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, Dong Hoi, Vietnam, 2019, pp. 624-629, doi: 10.1109/ICSSE.2019.8823110.
6. Vũ Đức Mạnh, Nguyễn Trung Kiên, Đào Trọng Thắng (2020), “Nghiên cứu ảnh hưởng của kích thước lỗ phun trên màng phân phối tới hệ số trao đổi nhiệt khi có dòng ngang”, *Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật*, số 208 (6/2020), ISSN 1859-0209.