

MÔ PHỎNG KHE HỖ ĐẦU CÁNH TUABIN SỬ DỤNG KHOANG LỒM KẾT HỢP GÂN

SIMULATION OF TURBINE BLADES TIP CLEARANCE USING CONCAVE CAVITY
COMBINED WITH RIBS

Nguyễn Anh Tuấn

Khoa Cơ Điện tử, Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

Email: tuan.nguyenanh@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Nghiên cứu trình bày ảnh hưởng khí động của cấu trúc khoang lõm kết hợp gân đầu mút lá cánh tuabin hướng trục thông qua mô phỏng CFD sử dụng mô hình rối $k-\omega$ SST. Các tham số hình học như chiều sâu khoang (h), độ dày gân (w), và số lượng gân (r) được khảo sát để đánh giá hiệu quả giảm dòng rò rỉ và cải thiện hiệu suất đoạn nhiệt. Kết quả nghiên cứu cho thấy việc sử dụng các cấu trúc khoang lõm đầu mút kết hợp gân mang lại sự cải thiện về hiệu suất tầng tuabin, công suất đầu ra cũng như giảm thiểu lưu lượng dòng rò rỉ qua đầu mút lá cánh, làm giảm bớt tổn thất, giảm bớt tải nhiệt trên vùng đầu mút, giúp lá cánh hoạt động bền hơn trong điều kiện nhiệt độ cao.

Từ khóa: Khoang lõm; Gân đầu mút; Tuabin hướng trục; Dòng rò rỉ; CFD; $k-\omega$ SST; Hiệu suất; Công suất đầu ra; Tải nhiệt.

ABSTRACT

The study presents the aerodynamic effects of concave cavity structures combined with ribs of axial turbine blades through CFD simulation using $k-\omega$ SST turbulence model. Geometric parameters such as cavity depth (h), rib thickness (w), and number of ribs (r) are investigated to evaluate the effectiveness of reducing leakage flow and improving adiabatic efficiency. The research results show that the use of concave cavity structures combined with ribbed tip brings about improvement in turbine stage efficiency, output power as well as minimizing leakage flow through blade tip, reducing losses, reducing heat load on the tip region, helping the blades operate more durably under high temperature conditions.

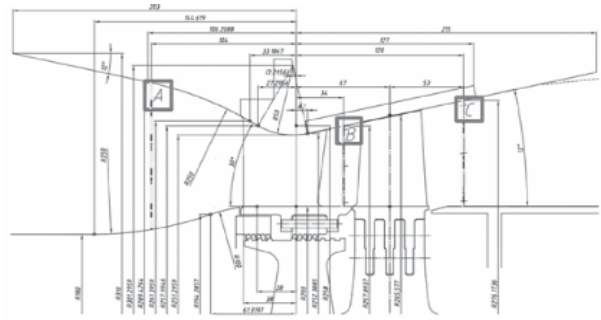
Keywords: Gas turbine blades; Concave cavity structures; Leakage flow; CFD; Turbine stage efficiency; Output power; Heat load.

1. MỞ ĐẦU

Trong động cơ tuabin khí, khe hở giữa đầu mút lá cánh quay và vỏ ngoài là nguyên nhân chính gây ra hiện tượng rò rỉ dòng khí, dẫn đến tổn thất năng lượng và giảm hiệu suất tổng thể của động cơ. Dòng rò rỉ này hình thành khi chênh lệch áp suất giữa mặt áp và mặt hút đẩy dòng khí qua khe hở tại đầu cánh, tạo nên các xoáy rò làm biến dạng trường dòng chính, tăng entropy và gây tổn thất đoạn nhiệt nghiêm trọng [1], [2].

Nhiều nghiên cứu tập trung vào việc giảm tổn thất khí động tại đầu mút lá cánh tuabin bằng các phương pháp kiểm soát bị động, trong đó có thiết kế đầu mút dạng khoang lõm (cavity squealer). Các nghiên cứu của Heyes [3], Momic [4], Key và Arts [5] cho thấy thiết kế này giúp giảm đáng kể tổn thất khí động, hệ số truyền nhiệt và lưu lượng dòng rò rỉ so với đầu mút phẳng hoặc tự do. Ngoài ra, một số nghiên cứu khác còn mở rộng sang các dạng cải tiến như kết hợp gân chấn [6], winglet [7] hay xử lý vỏ [8-9], cho thấy tiềm năng nâng cao hiệu suất tuabin mà không cần sử dụng tấm che đầu mút.

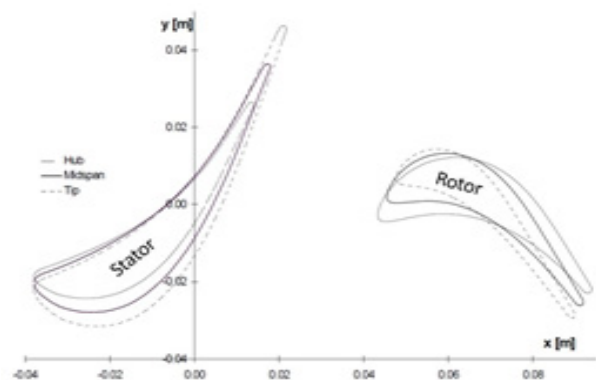
Nghiên cứu này tập trung khảo sát ảnh hưởng của hình học đầu mút dạng khoang lõm kết hợp gân đến cấu trúc dòng rò và hiệu suất đoạn nhiệt của tầng Rotor cánh tuabin hướng trục. Phương pháp mô phỏng số (CFD) sử dụng mô hình rối SST $k-\omega$ được áp dụng để phân tích chi tiết ảnh hưởng của các thông số hình học như chiều sâu khoang, độ dày gân, và số lượng gân đến đặc tính xoáy và thông số hiệu suất.



Hình 1. Hình học đường bao dòng chảy [10]

2. MÔ HÌNH VÀ ĐIỀU KIỆN BIÊN

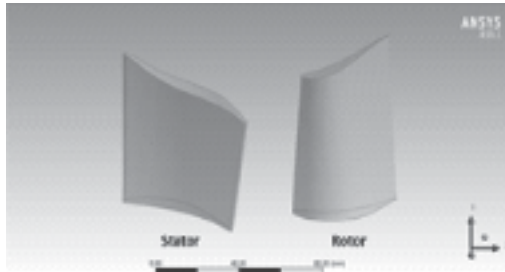
Đối tượng nghiên cứu là một hệ thống tuabin thử nghiệm một tầng đơn dọc trục cận âm (Transonic) tại Đại học Công nghệ Graz, Áo, gồm 36 lá cánh động (Rotor) và 24 lá cánh tĩnh (Stator). Đường bao dòng chảy (meridional flow path) được thể hiện trong Hình 1. Vị trí các mặt cắt A, B, C chỉ các vị trí đầu vào (inlet), mặt giao rotor-stator (interface) và đầu ra (outlet). Mỗi lá cánh động và lá cánh tĩnh sẽ có các thông số chi tiết [10] để có thể thiết kế. Nghiên cứu này sử dụng mô đun Design Modeller trong ANSYS 2025 R1 [11] để dựng biên dạng lá cánh. Mỗi lá cánh sẽ có ba biên dạng ứng với ba mặt phẳng (theo chiều cao) với tọa độ cho trước, mỗi một tọa độ sẽ có những thông số tương ứng [10]. Hình 2 mô tả 3 đường biên dạng (chân cánh, giữa thân, đỉnh cánh).



Hình 2. Ba đường biên dạng lá cánh rotor và stator

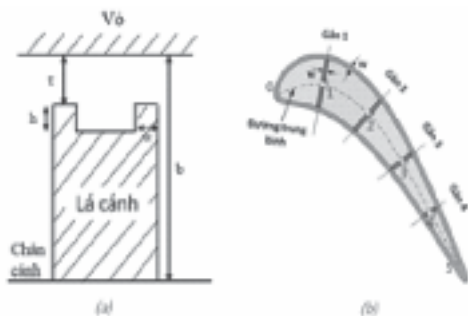


Dựa vào những thông số thiết kế và những dữ liệu cần thiết [10], hình học 3D của các lá cánh được thiết kế (Hình 3).



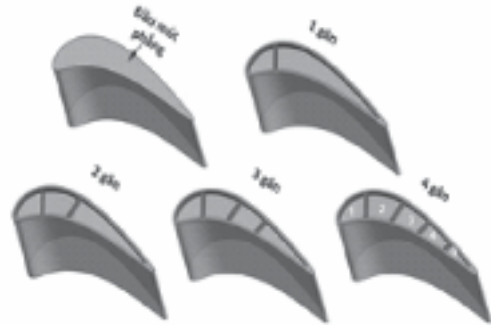
Hình 3. Thiết kế lá tĩnh và lá động bằng Design Modeller trong ANSYS 2025 R1

Các tham số của khoang lõm kết hợp gân tại Rotor được mô tả bởi Hình 4, trong đó 3 tham số cần khảo sát gồm h , w , r , với h là độ sâu khoang lõm (tỷ lệ theo khe hở đầu mút τ bằng 1mm), w là độ dày của thành chắn (cũng tỷ lệ theo khe hở đầu mút τ), r là số lượng gân. Các gân nằm trong khoang lõm đều vuông góc với đường trung bình.



Hình 4. Hình học đầu mút lá cánh có khoang chứa kết hợp gân từ hai hướng

Vị trí gân được xác định như sau: từ đường trung bình của đầu mút, ta chia đều đường này ra 5 đoạn bằng nhau, tương ứng với nó là các vị trí từ 0 đến 5 (Hình 4b). Hình 5 mô tả các dạng đầu mút lá rotor khi khảo sát sự thay đổi về số lượng gân trong khoang lõm. Độ rộng gân có giá trị bằng độ dày thành chắn (w), độ cao gân sẽ bằng độ sâu của khoang lõm (h).



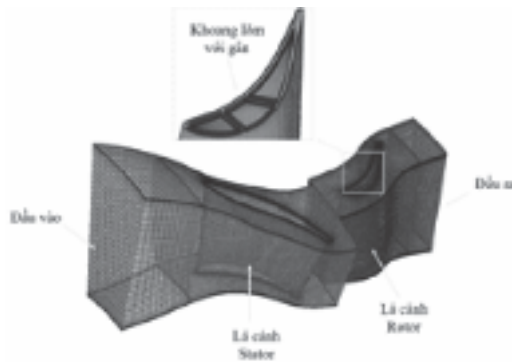
Hình 5. Các dạng đầu mút lá cánh khi số lượng gân thay đổi

Trong nghiên cứu khảo sát tham số, chỉ có một tham số được thay đổi còn các tham số khác sẽ được giữ nguyên. Dưới đây là bảng mô tả tham số tham chiếu làm gốc và bảng tham số thay đổi để khảo sát.

Bảng 1. Tham số tham chiếu và sự thay đổi tham số khảo sát

	Tham số tham chiếu	Tối thiểu	Tối đa	Bước
w/τ	1	0,5	2	0,5
h/τ	1,5	0,5	2,5	0,5
r	2	1	4	1

Khoảng cách khe hở được cố định tại $\tau = 1\text{mm}$ trong mọi trường hợp khảo sát. Toàn bộ miền tính toán được chia làm 3 phần gồm: lá cánh tĩnh (stator), lá cánh động (Rotor) và khoang lõm đầu mút kết hợp gân, sử dụng mô đun Turbo Grid để chia lưới cho lá cánh tĩnh và lá cánh động. Riêng phần khoang lõm đầu mút kết hợp gân sẽ sử dụng mô đun ICEM để tạo chất lượng lưới cao, giúp khâu tính toán dòng phức tạp trên đầu mút lá Rotor cho ra kết quả tốt nhất. Cả hai mô đun chia lưới này đều được tích hợp sẵn trong ANSYS 2025 R1, lưới được tạo ra là lưới cấu trúc, phần tử lưới được tạo ra là phần tử lục diện (hexahedral).



Hình 6. Lưới toàn bộ miền mô phỏng

Ở cả ba miền chia lưới, lưới được chia sao cho kích thước phần tử lưới đầu tiên của tường phải rất nhỏ, khoảng 0,001 mm từ đó sẽ cho ra giá trị y^+ phù hợp với mô hình rối k- ω SST đã chọn, giúp kết quả mô phỏng chính xác và có độ tin cậy cao hơn.

Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm ANSYS CFX 2025 R1 trong điều kiện ba chiều, không nén (incompressible) và trạng thái ổn định (steady state). Điều kiện đầu vào được đặt là áp suất tổng 3,439 bar và nhiệt độ tổng 454,4 K. Tại đầu ra, áp suất tĩnh được thiết lập là 1,102 bar. Các bề mặt tường được giả định không trượt (no-slip), không làm mát và không trao đổi nhiệt. Rotor với khoang lõm có gân đầu mút được thiết lập chuyển động quay với vận tốc 11000 vòng/phút, với điều kiện nối ghép (interface) với stator kiểu frozen rotor. Mô hình rối SST k- ω được lựa chọn nhằm kết hợp khả năng mô phỏng xoáy đầu mút và gradient vận tốc gần tường.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Khảo sát ảnh hưởng của lưới

Sự hội tụ của lưới trong nghiên cứu này được khảo sát với trường hợp đầu mút lá rotor phẳng (không có khoang lõm kết hợp gân trên đầu mút lá). Sự đối chiếu về tỉ số nén, hiệu suất

đoạn nhiệt cho các trường hợp lưới khác nhau được thực hiện. Tỷ số nén được biểu diễn như sau:

$$PR = \frac{P_{t,A}}{P_{t,C}} \quad (1)$$

Trong đó, PR là tỷ số nén, $P_{t,A}$ là áp suất tổng tại Inlet, $P_{t,C}$ là áp suất tổng tại Outlet. Hiệu suất đoạn nhiệt được biểu diễn như sau:

$$\eta = \frac{1 - \frac{T_{t,C}}{T_{t,A}}}{1 - \left(\frac{P_{t,C}}{P_{t,A}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2)$$

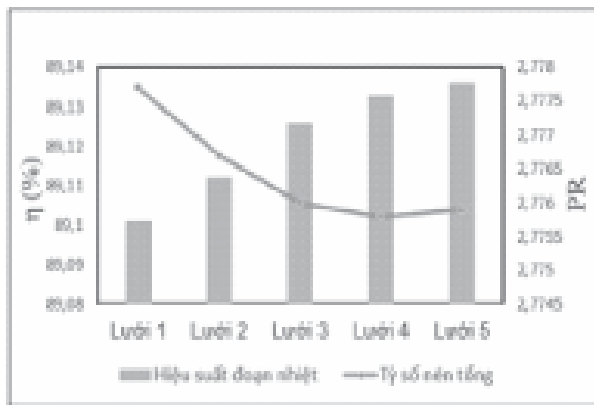
Trong đó, η là hiệu suất đoạn nhiệt, $T_{t,C}$ và $T_{t,A}$ lần lượt là nhiệt độ tổng đầu ra và đầu vào của tuabin, γ là hằng số mũ đoạn nhiệt ($\gamma = 1.4$).

5 trường hợp lưới đã được khảo sát, (Bảng 2). Khi số lượng phần tử lưới vượt qua lưới 4, sự sai khác thấy được nhỏ nhất (sai khác 0,004% cho giá trị hiệu suất đoạn nhiệt giữa lưới 4 và lưới 5), vì vậy lưới 4 được lựa chọn làm cơ sở cho nghiên cứu.

Bảng 2. Kết quả tính toán lưới

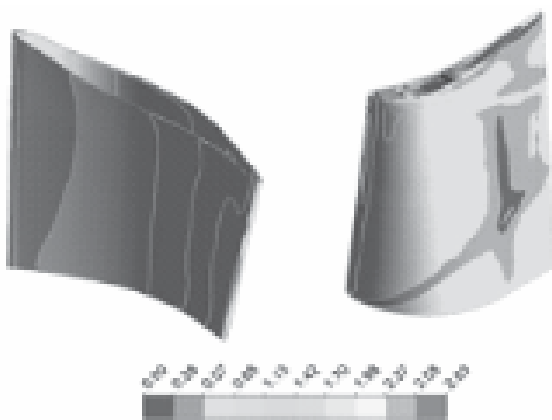
Lưới	Số lượng phần tử lưới	Hiệu suất đoạn nhiệt η [%]	Tỷ số áp suất tổng (PR)	y_{max}^+
Lưới 1	682994	89,101	2,7777	12,026
Lưới 2	940350	89,112	2,7767	9,22215
Lưới 3	1218712	89,126	2,7760	7,476
Lưới 4	1549473	89,133	2,7758	2,87998
Lưới 5	1777101	89,136	2,7759	2,74389





Hình 7. Kết quả đánh giá sự hội tụ lưới

Với giá trị lớn nhất của y^+ nhỏ hơn 3, kết quả mô phỏng số là chấp nhận được.

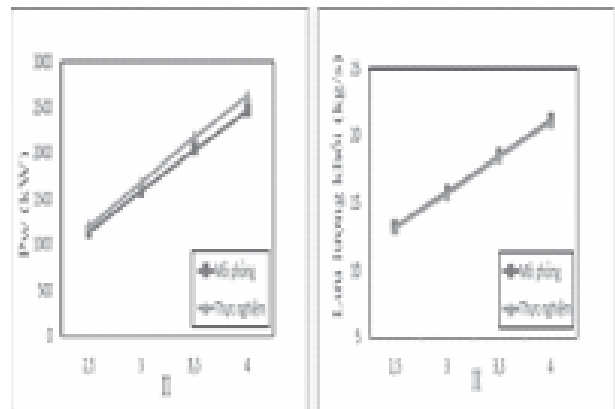


Hình 8. Phân bố y^+ của lưới 4

Kết quả mô phỏng số cũng được so sánh với dữ liệu thực nghiệm từ [10] để đối chiếu (giá trị Π : tỷ số giãn). Hai thông số lưu lượng khối của dòng và công suất đầu ra của tuabin được sử dụng để so sánh. (Hình 9) với công suất đầu ra được tính theo công thức sau:

$$P_w = \dot{m}(h_{t,B} - h_{t,C}) \quad (3)$$

Trong đó, P_w là công suất đầu ra, $\dot{m}$ là lưu lượng khối dòng, $h_{t,b}$ là entanpy tổng tại mặt giao giữa Rotor-Stator, $h_{t,c}$ là entanpy tổng tại Outlet.



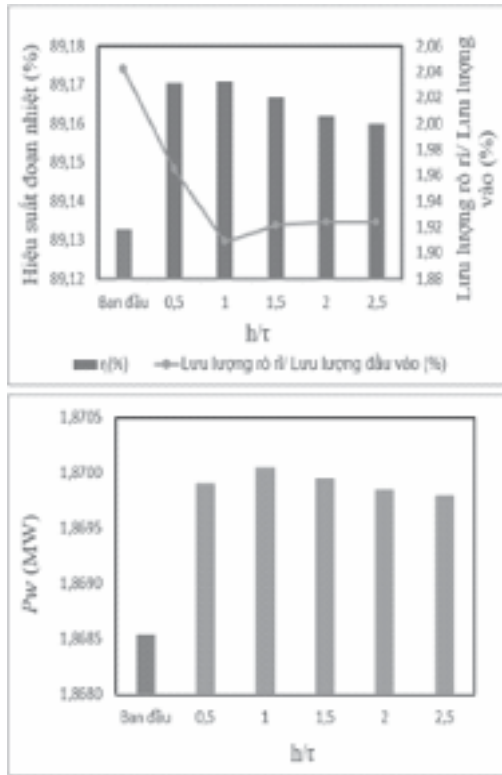
Hình 9. So sánh kết quả mô phỏng và thực nghiệm

Hình 9 cho thấy kết quả mô phỏng số của lưu lượng khối dòng chảy tại các điều kiện vận hành khác nhau gần như khớp với số liệu thực nghiệm. Còn giá trị công suất tuabin tại các điều kiện vận hành thay đổi cho ra kết quả khá sát với dữ liệu thực nghiệm. Vì vậy, phương pháp số được sử dụng trong nghiên cứu cho thấy khả năng dự đoán khá chính xác hiệu suất động lực học của tuabin.

3.2. Khảo sát dòng qua đầu mút lá cánh áp dụng khoang lõm kết hợp gân

3.2.1. Khảo sát thông số h

h là độ sâu của khoang lõm trên đầu mút và được khảo sát tỷ lệ theo khe hở τ ở Hình 10. 5 trường hợp thay đổi lần lượt với $h = (0.5\tau, 1\tau, 1.5\tau, 2\tau, 2.5\tau)$. Hai giá trị w và r được giữ nguyên theo thông số tham chiếu.



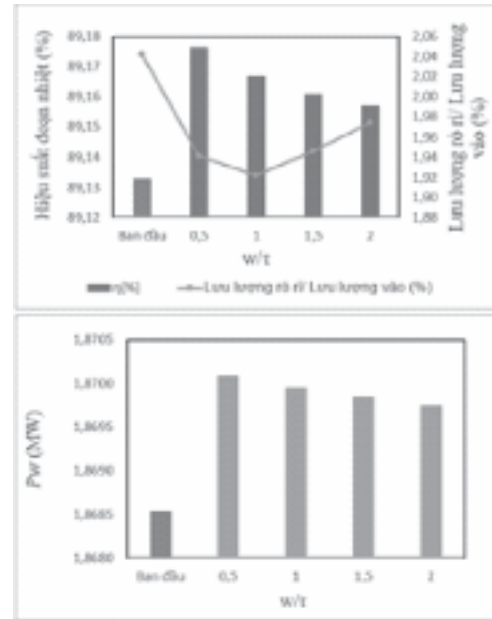
Hình 10. Biến thiên hiệu suất đoạn nhiệt, tỷ số lưu lượng, công suất đầu ra khi thay đổi độ sâu h

Hình 10 cho thấy hiệu suất đoạn nhiệt và công suất đầu ra đều tăng khi áp dụng đầu mút khoang lõm kết hợp gân, đạt giá trị cao nhất tại độ sâu $h = 1\tau$ với hiệu suất 89,171% và công suất 1,87005 MW, so với 89,133% và 1,86854 MW ở đầu mút phẳng. Xu hướng của biểu đồ hiệu suất là hiệu suất tăng dần đến khi độ sâu khoang lõm đạt giá trị $h = 1\tau$. Sau mốc này, các giá trị bắt đầu giảm nhẹ khi h tiếp tục tăng. Tỷ lệ lưu lượng dòng rò rỉ cũng giảm rõ rệt, thấp nhất tại $h = 1\tau$ (1,90879%), so với 2,04252% ban đầu. Nhìn chung, mọi cấu hình khoang lõm đều cho hiệu quả hơn so với đầu mút phẳng.

3.2.2. Khảo sát thông số w

Độ dày thành chắn cũng được khảo sát. 4 trường hợp thay đổi $w = (0.5\tau, 1\tau, 1.5\tau, 2\tau)$

ứng với độ dày thành chắn tăng dần được thể hiện ở Hình 11.



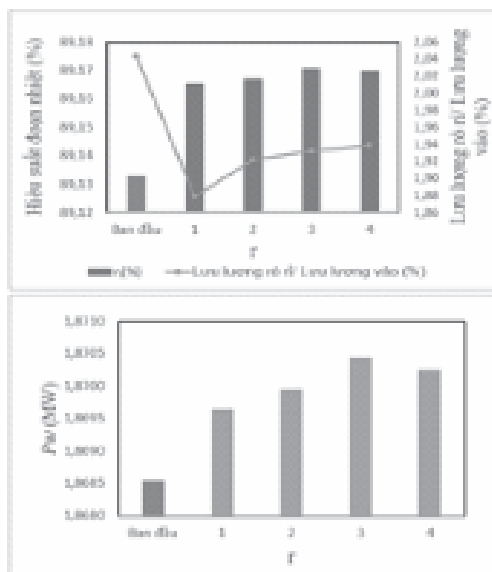
Hình 11. Biến thiên hiệu suất đoạn nhiệt, tỷ số lưu lượng, công suất đầu ra khi thay đổi độ dày thành chắn w

Có thể thấy xu hướng giảm dần giá trị khi tăng độ dày thành chắn. Ở trường hợp thành chắn mỏng nhất, hiệu suất đạt được là lớn nhất 89,1765%, tương ứng với nó thì giá trị công suất đầu ra cũng lớn nhất 1,8701 (MW). Khi độ dày thành chắn lớn nhất, hiệu suất giảm nhiều nhất nhưng vẫn cao hơn giá trị hiệu suất ban đầu (89,133%). Độ dày thành chắn tăng làm giảm thể tích các khoang chứa, lượng dòng trào vào các khoang giảm đi nên lượng các xoáy rối được tạo ra trong khoang cũng sẽ giảm bớt, từ đó sự cản dòng rò rỉ qua đầu mút bị giảm hiệu quả. Chính vì vậy, hiệu suất đạt được bị giảm khi chiều dày thành chắn tăng.

3.2.3. Khảo sát thông số r

r là số lượng gân được sử dụng để kết hợp với khoang lõm đầu mút. Có tất cả 4 trường hợp

hợp cần được khảo sát với số lượng gân lần lượt là $r = (1, 2, 3, 4)$.

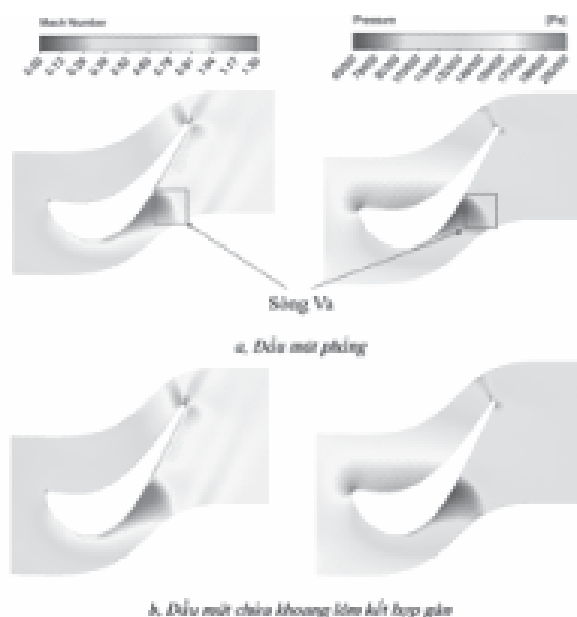


Hình 12. Biến thiên hiệu suất đoạn nhiệt, tỉ số lưu lượng, công suất đầu ra khi thay đổi số lượng gân

Khi tăng số lượng gân, hiệu suất và công suất đầu ra có xu hướng tăng lên, và đạt giá trị cao nhất khi có 3 gân được sử dụng với hiệu suất đạt 89,171%, công suất đầu ra 1,87045 (MW), đây cũng là giá trị công suất đầu ra cao nhất đạt được trong tất cả trường hợp khảo sát. Khi tăng số lượng gân, dòng sau khi vào khoang chứa đầu mút chịu sự va đập nhiều hơn khi thành chắn hay thành tạo ra bởi gân tăng lên, từ đó các xoáy rối hỗn loạn trong khoang tạo ra một cách nhanh chóng hơn so với trường hợp ít gân, gây nghẽn khí đầu mút và hiệu suất của tuabin tăng cao hơn. Khi số lượng gân tăng lên 4 gân, hiệu suất hay công suất có giảm một chút nhưng không đáng kể.

3.3. Các phân tích hình ảnh nghiên cứu

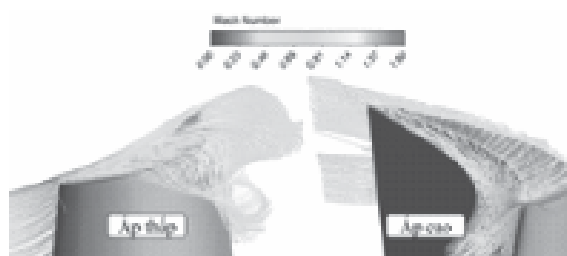
Với tua bin thử nghiệm dọc trục cận âm, sự xuất hiện của sóng va là không thể tránh khỏi. Hình 13 thể hiện sự xuất hiện của hiện tượng sóng va.



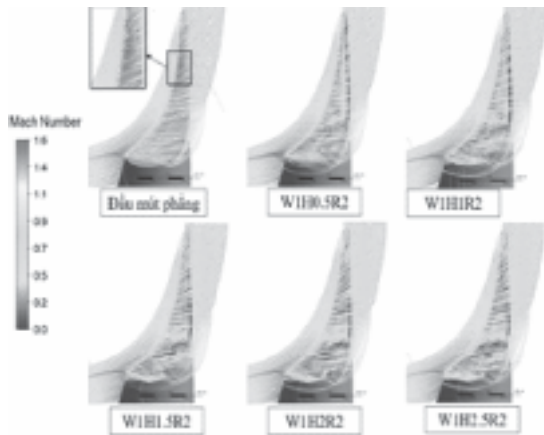
Hình 13. Phân bố vận tốc và áp suất tại mặt phẳng sai giữa cánh rotor

Hình 13 cho thấy vị trí và độ dày của lớp sóng va qua sự phân bố số Mach và áp suất tại mặt phẳng sai giữa của lá rotor. Qua đó, áp suất đã được gia tăng còn vận tốc dòng chảy đã giảm một cách đột ngột. Tuy nhiên không có sự khác biệt nhiều ở cả trường hợp đầu mút phẳng hay có sử dụng khoang lõm.

Hình ảnh dòng ở Hình 14 mô tả quỹ đạo dòng chảy qua khe hở hướng kính trong trường hợp đầu mút phẳng.

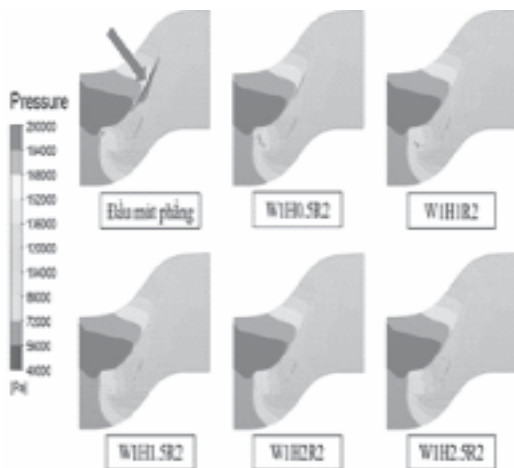


Hình 14. Quỹ đạo dòng qua khe hở đầu mút phẳng nhìn từ 2 phía



Hình 15. Đường dòng qua đầu mút lá rotor khi cố định chiều dày thành chắn ($w = 1$) và số lượng gân ($r = 2$)

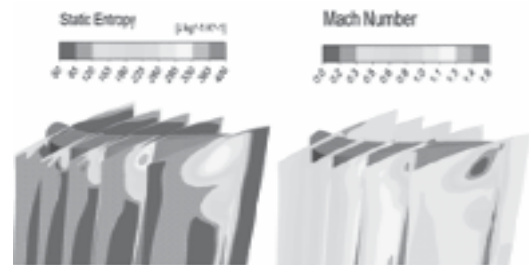
Khi sử dụng đầu mút dạng khoang lõm có gân, dòng chảy qua khe hở bị thay đổi đáng kể so với đầu mút phẳng. Dòng sau khi vượt qua thành chắn sẽ va đập vào các gân và thành phía áp thấp, tạo ra các xoáy rối phức tạp trong khoang, làm chậm dòng và gây hiện tượng nghẽn khí. Điều này khiến tốc độ dòng tràn qua khe hở giảm, từ đó giảm lưu lượng dòng rò rỉ. Ngoài ra, khi tăng chiều sâu khoang, các cấu trúc xoáy này trở nên rõ ràng và phát triển mạnh hơn, thể hiện rõ qua phân bố số Mach ở Hình 15.



Hình 16. Phân bố áp suất tĩnh gần vỏ khi thay đổi độ sâu h

Hình 16 đi kèm với hình ảnh phân bố áp suất gần tường trên cho thấy rõ sự chênh lệch áp giữa hai mặt lá cánh tại vùng đầu mút, giúp giải thích hướng chuyển động dòng qua khe hở (Hình 14). Ở đầu mút phẳng, tồn tại vùng sụt áp rõ rệt gần mép đuôi cánh do dòng trào qua khe hở tăng tốc mạnh. Khi áp dụng khoang lõm kết hợp gân, vùng sụt áp này giảm dần và biến mất theo độ sâu khoang. Nguyên nhân là do dòng bị chậm lại bởi các cấu trúc xoáy trong khoang, dẫn đến áp suất tại đầu mút tăng lên.

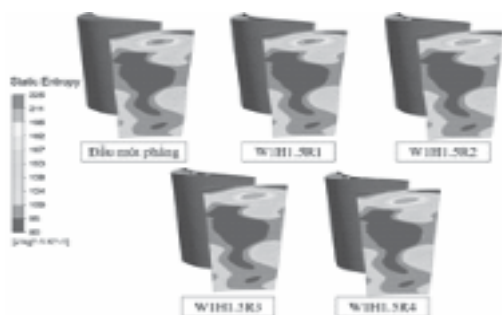
Để làm rõ sự hình thành của các dòng xoáy tại gần đầu mút góp phần đến tổn thất khí động học của tầng tuabin, sự phân bố entropy tĩnh và số Mach tại các mặt phẳng cắt liên tiếp theo hướng dọc trục được khảo sát trong Hình 17.



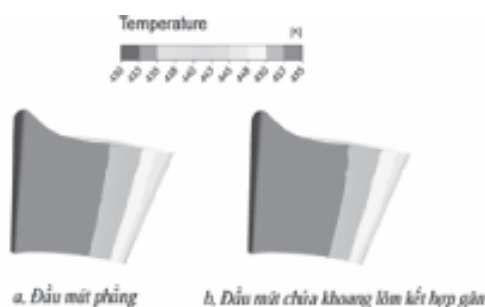
Hình 17. Phân bố entropy tĩnh và số Mach trong trường hợp đầu mút phẳng

Hai dòng xoáy riêng biệt đã được nhận diện rõ ràng: xoáy rò rỉ đầu mút và xoáy tách dòng từ bề mặt cánh. Cả hai được thể hiện qua các vùng entropy tĩnh tăng cao và vùng vận tốc thấp trong hình ảnh phân bố số Mach. Xoáy rò rỉ đầu mút hình thành từ dòng rò rỉ tràn qua khe hở từ phía áp suất cao sang áp suất thấp, có vận tốc rất thấp và bắt đầu hòa vào dòng chính từ sớm. Trong khi đó, dòng xoáy tách dòng hình thành gần bề mặt cánh, chuyển động ngược chiều với xoáy rò rỉ. Hai dòng xoáy này cùng đóng vai trò tiêu tán năng lượng cơ học thành nhiệt, thể hiện qua sự gia tăng entropy ở phía áp

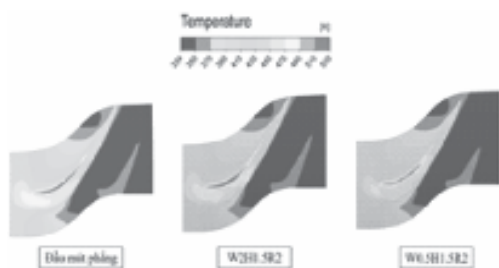
thấp của lá cánh [12]. Khi xét phân bố entropy tại mặt ra của tầng tuabin trong các trường hợp sử dụng khoang lõm kết hợp gân, cụ thể là có sự thay đổi số lượng gân ngang dòng ở Hình 18, giá trị entropy tính tại các vùng xoáy có sự giảm nhẹ so với trường hợp đầu mút phẳng, đặc biệt là trường hợp có ba gân ngang dòng mà tại đó giá trị hiệu suất đoạn nhiệt lớn nhất. Điều này chứng tỏ các khoang chứa nghẽn khí trên đầu mút đã làm suy yếu dòng xoáy rò rỉ, dẫn đến sự phát triển của các xoáy xung quanh.



Hình 18. Entropy tĩnh tại mặt ra trong các trường hợp thay đổi số lượng gân



Hình 19. Phân bố nhiệt độ bề mặt lá cánh tĩnh



Hình 20. Phân bố nhiệt độ phần vỏ lá cánh động khi thay đổi độ dày thành chắn w

Dựa vào hình ảnh phân bố nhiệt độ trên bề mặt lá cánh tĩnh Hình 19 có thể thấy gần như không có sự khác biệt giữa trường hợp đầu mút lá cánh động phẳng với các trường hợp đầu mút áp dụng khoang lõm kết hợp gân. Điều này có thể giải thích bởi vì sự thay đổi các kích thước hình học trên khoang lõm tương đối nhỏ nên những ảnh hưởng này lên lá cánh tĩnh tương đối giống nhau [12]. Xu hướng chung là dòng từ đầu vào tương tác trực tiếp với mép vào của lá nên nhiệt độ những vùng này là cao nhất và nhiệt độ có xu hướng giảm dần khi đi dần về phía mép ra của lá, tương ứng với sự tăng tốc của dòng chảy trong kênh. Khi xét phần phân bố nhiệt độ trên vỏ lá cánh quay Hình 20, có thể thấy nhiệt độ có xu hướng giảm, đặc biệt ở vùng đỉnh lá sát phía áp thấp khi sử dụng khoang lõm kết hợp gân. Nhiệt độ có xu hướng giảm rõ rệt nhất khi độ dày thành chắn khoang lõm mỏng. Điều này giúp lá cánh động, đặc biệt phần đầu mút giảm thiểu tác động bởi nhiệt, bảo vệ vật liệu làm lá cánh.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã nắm bắt được cơ chế, đặc trưng dòng trào qua đầu mút lá cánh cũng như sự tạo thành các loại xoáy rối khác nhau và sự ảnh hưởng của nó lên tổn thất tổng thể của tầng tuabin. Sự ảnh hưởng khi thay đổi các tham số hình học khoang lõm đã được làm rõ, cho thấy sự hiệu quả hơn về hiệu suất khí động hay sự cản dòng rò rỉ qua đầu mút lá cánh khi độ dày thành chắn giảm đi, và độ sâu khoang lõm đạt tới một giá trị nhất định. Sử dụng các cấu trúc khoang lõm đầu mút kết hợp gân mang lại sự cải thiện về hiệu suất tầng tuabin, công suất đầu ra cũng như giảm thiểu lưu lượng dòng rò rỉ qua đầu mút lá cánh, làm giảm bớt tổn thất, giảm bớt tải nhiệt trên vùng đầu mút, giúp lá cánh hoạt động bền hơn trong điều kiện nhiệt độ cao. Tuy nhiên, yếu tố về truyền nhiệt trao

đổi nhiệt tại vùng đầu mút lá cánh động cần được làm rõ. Mô hình tuabin dọc trục cần âm cần tối ưu hơn nữa về mặt thiết kế và chia lưới hay có thể áp dụng một số cải tiến mới về hình dạng tại đầu mút lá cánh động. Ngoài ra, sự áp dụng các dạng ống dẫn khí làm mát hay những dạng khe rãnh trên vỏ cũng sẽ được nghiên cứu trong tương lai. ❖

Ngày nhận bài: **21/5/2025**

Ngày phản biện: **12/6/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Booth, T.C. (1983), “Rotor Tip Leakage Part I – Basic Methodology”. J. of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 154-161.
- [2]. Azad, G.S., Han, J.-C., Bunker, R.S. Bunker, Lee, C.P. (2002), “Effect of squealer geometry arrangement on a gas turbine blade tip heat transfer”. J. Heat Transf. 124 (3), pp. 452-459.
- [3]. Heyes, F.J.G., Hodson, H.P., Dailey, G.M. (1992), “The effect of blade tip geometry on the tip leakage flow in axial turbine cascades”. J. Turbomach. Vol. 114, pp. 643-651.
- [4]. Mumić, F., Eriksson, D., Sundén, B. (2004), “On Prediction of Tip Leakage Flow and Heat Transfer”. In Gas Turbines ASME Paper No. 2004-GT-53448, 2004.
- [5]. Key, N.L., Arts, T. (2004), “Comparison of turbine tip leakage flow for flat tip and squealer tip geometries at high-speed conditions”. J. Turbomach. Vol. 128, pp. 213-220.
- [6]. Krishnababu, S., Newton, P., Dawes, W., Lock, G., Hodson, H., Hannis, J., and Whitney, C. (2008), “Aerothermal investigations of tip leakage flow in axial flow turbines-part i: effect of tip geometry and tip clearance gap”. Journal of Turbomachinery, Vol. 131(1), pp. 011006-011014.
- [7]. Li, W., Qiao, W.Y., Xu, K.F., Luo, H.L. (2008), “Numerical simulation of tip clearance flow passive control in axial turbine”. J. Therm. Sci. Vol. 17 (2), pp. 147-155.
- [8]. Gumusel, B. (2008), “Aerodynamic and Heat Transfer Aspects of Tip and Casing Treatments Used for Turbine Tip Leakage Control”. PhD thesis, The Pennsylvania State University.
- [9]. Gao, J., Zheng, Q., Yu, G. (2012), “Reduction of tip clearance losses in an un shrouded turbine by rotor casing contouring”. J. Propuls. Power, Vol. 28, pp. 936-945.
- [10]. Erhard, J. (2000), “Design, Construction and Commissioning of a Transonic Test Turbine Facility”. Ph.D. Thesis, Graz University of Technology, Austria.
- [11]. ANSYS CFX-2025 R1, 2025, ANSYS Inc.
- [12]. Liu, Y.M. (2017), “Min Numerical Investigation of Heat Transfer and Tip Leakage Flow in High Pressure Turbines”. Master Thesis, 2017.