

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BÁNH LÁI DẠNG ĐUÔI CÁ

USING NUMERICAL METHOD TO INVESTIGATE A FISHTAIL RUDDER'S HYDRODYNAMIC PERFORMANCE

Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền
Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Bánh lái dạng đuôi cá “Fishtail rudder” là bánh lái có biên dạng profile khí động, phía mép thoát của profile cánh có biên dạng loe giống đuôi cá, khác với mép thoát của profile cánh truyền thống. So với bánh lái truyền thống có cùng kích thước, bánh lái dạng đuôi cá có hệ số lực bẻ lái lớn hơn, cải thiện đáng kể khả năng quay trở của tàu trong quá trình điều động. Bài báo này sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học của hệ thống chân vịt – bánh lái dạng đuôi cá. Chân vịt sử dụng trong bài báo này có đường kính 3,65 m, số vòng quay 200 vòng/phút, tỷ số bước cánh $H/D = 0,6$. Bánh lái có chiều cao 4,8m, chiều rộng lớn nhất 3,45m, chiều rộng nhỏ nhất 2,45m, biên dạng profile gốc là NaCa 0018, độ loe của mép thoát profile bằng 9% độ dài dây cung profile gốc. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở quan trọng trong tính toán tối ưu hóa thiết kế, sử dụng bánh lái đuôi cá trên nhiều loại tàu khác nhau cũng như cải thiện hiệu suất của chúng trong quá trình vận hành tàu.

Từ khóa: Bánh lái đuôi cá; CFD.

ABSTRACT

Fishtail rudder is a rudder with an aerodynamic profile. Its trailing edge of the profile has a fishtail as flared profile, different from the trailing edge of a traditional profile. Compared to a traditional rudder with the same size, a fishtail rudder has a larger steering force coefficient, significantly improving the ship's ability to turn during maneuvering. This article uses numerical methods to investigate the hydrodynamic characteristics of the fishtail propeller – rudder system. The propeller used in this article has a diameter of 3.65 m, rotation number of 200 rpm, blade pitch ratio $H/D = 0.6$. The rudder has a height of 4.8m, maximum width 3.45m, minimum width 2.45m, original profile profile is NaCa 0018, flare of profile exit edge is 9% of original profile chord length. The research results of the article are an important basis for calculating and optimizing design, using fishtail rudders on many different types of ships as well as improving their performance during ship operation.

Keywords: Fishtail rudder; CFD.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Ngày nay, vận tải đường biển ngày càng đóng vai trò quan trọng trong sự phát triển kinh tế toàn cầu nói chung và của mỗi quốc gia nói riêng. Đường biển không chỉ là phương tiện hiệu quả về chi phí để vận chuyển hàng hóa trên quy mô lớn mà còn là một yếu tố quyết định trong quá trình mở rộng thị trường và giao thương quốc tế. Kỹ thuật hàng hải liên tục tìm kiếm các giải pháp mới để nâng cao hiệu suất thân tàu, tối ưu khả năng cơ động của tàu trong quá trình khai thác. Một trong những giải pháp tối ưu cải thiện khả năng điều động của tàu hiện nay là sử dụng hệ thống bánh lái dạng đuôi cá “Fishtail Rudder”. Bánh lái đuôi cá, có biên dạng profile cánh gồm hai phần: Phần đầu từ mép vào đến 80% độ dài dây cung là biên dạng profile khí động, phần đuôi từ 80% độ dài dây cung là phần loe giống đuôi cá. So với bánh lái truyền thống, bánh lái dạng đuôi cá có hệ số lực bề lái lớn hơn giúp tàu cải thiện đáng kể khả năng khả năng điều động trong quá trình khai thác. Bài viết này sử dụng phương pháp số để nghiên cứu trường dòng bao quanh hệ thống chân vịt bánh lái đuôi cá, từ đó đánh giá hiệu quả của bánh lái đuôi cá trong quá trình vận hành cũng như sự ảnh hưởng của nó đến đặc tính thủy động lực học của chân vịt. Nghiên cứu này có đóng góp quan trọng với ngành hàng hải, là cơ sở lý thuyết quan trọng tính toán thiết kế, tối ưu hệ thống bánh lái nhằm nâng cao hiệu quả điều động tàu.

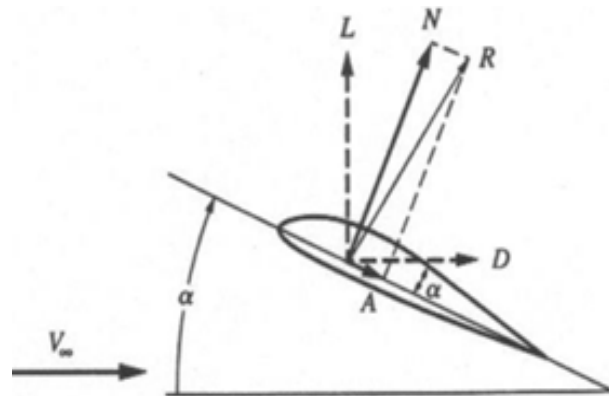
2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Đặc tính thủy động lực học của profile cánh

Xét profile cánh đặt trong dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc V_∞ góc hợp bởi véc-tơ vận tốc dòng chảy và dây cung profile là α , theo lý thuyết cánh dòng chất lỏng sẽ tác

dụng lên profile một lực thủy động lực học R . Hình chiếu của lực thủy động lực học này trên trục x, y lần lượt là L và D . Các hệ số lực nâng C_L và hệ số lực cản C_D của profile được xác định như sau [1, 2]:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 c}; C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 c} \quad (1)$$



Hình 1. Lực thủy động do dòng chảy tác động lên profile cánh.

Hai hệ số lực cản và lực nâng của profile cánh là hai thông số quan trọng quyết định đến đặc tính thủy động lực học của bánh lái tàu thủy.

2.2. Các phương trình cơ bản trong tính toán mô phỏng số

Trong tính toán mô phỏng số trường dòng bao quanh hệ thống chân vịt, bánh lái, ta coi dòng chảy là dòng chất lỏng không nén được, chuyển động dừng, các định luật mô tả đặc tính của dòng chảy là định luật bảo toàn khối lượng, và phương trình Navier – Stokes được viết như sau [3-5]:

- Phương trình liên tục:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

■ Phương trình Navier – Stokes:

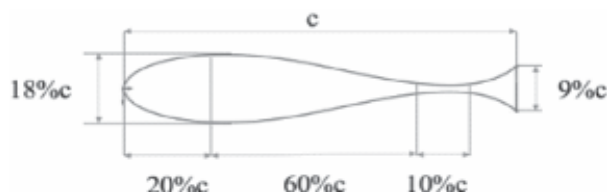
$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u + g \quad (3)$$

Trong đó, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng, p là áp suất của chất lỏng, u là vận tốc của dòng chất lỏng, g là gia tốc trọng trường.

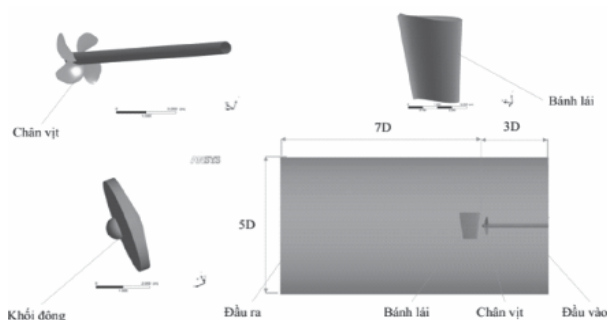
3. TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG SỐ

3.1. Mô hình bài toán và chia lưới

Bánh lái khảo sát có biên dạng profile gốc là Naca 0018 và có chiều phần lồi của mép thoát profile bằng 9% chiều dài dây cung profile Hình 2. Bánh lái có chiều cao là 4,8 m, chiều dài dây cung lớn nhất là 3,45 m, chiều dài dây cung nhỏ nhất là 2,45m.



Hình 2. Biên dạng profile cánh bánh lái



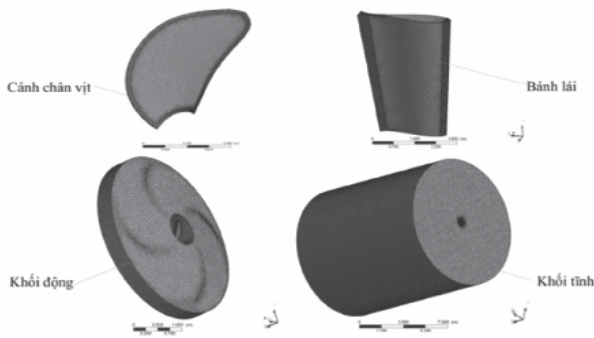
Hình 3. Mô hình chân vịt, bánh lái và kích thước miền không gian tính toán

Chân vịt sử dụng trong nghiên cứu này là chân vịt 4 cánh SeriB, đường kính 3,65 m, tỷ số bước $H/D = 0,67$, tỷ số mặt đĩa $A_e = 0,64$, vận tốc quay của trục chân vịt là 200 vòng/phút, và biên dạng profile cánh là Naca 66.

Bảng 1. Thông số lưới của miền không gian khảo sát

Stt	Tên	Số nút	Số phần tử
1	Khối động	1397412	281981
2	Khối tĩnh	1851491	347639
3	Toàn bộ	3248903	629620

Phần mềm Solidworks với nhiều ưu điểm trong thiết kế và mô hình hoá các vật thể có bề mặt cong phức tạp được sử dụng để xây dựng mô hình hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá. Mô hình hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá sau khi mô hình hoá bằng phần mềm Solidworks (Hình 3), bước tiếp theo trong quá trình tính toán mô phỏng số là xây dựng miền không gian khảo sát cho bài toán. Miền không gian khảo sát có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của kết quả tính toán mô phỏng, kích thước của miền không gian tính toán phải đủ lớn để xét đến các yếu tố tương tác của dòng chảy với hệ thống chân vịt – bánh lái. Để xác định được kích thước của miền không gian tính toán, nhóm tác giả đã tham khảo một số bài báo khoa học uy tín được công bố trên ScienceDirect.com [4-6]. Miền không gian tính toán là khối trụ có đường kính bằng 5 lần đường kính chân vịt, chiều dài bằng 10 lần đường kính chân vịt, chi tiết kích thước miền không gian tính toán như trên Hình 3. Miền không gian tính toán được chia làm hai khối: Khối động là khối chất lỏng bao quanh chân vịt, khối tĩnh là khối chứa bánh lái. Hai khối này liên kết với nhau bằng các mặt liên kết “Interface”, và được mô hình hoá bằng lưới đa diện sử dụng công cụ ICEM – Meshing tool trong gói phần mềm Ansys. Miền không gian khảo sát, cánh chân vịt sau khi chia lưới và các thông số của lưới dùng để tính toán mô phỏng như trên Bảng 1, Hình 3.



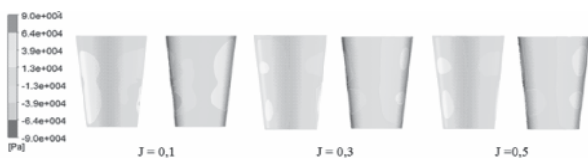
Hình 4. Chân vịt, bánh lái và miền không gian tính toán sau khi chia lưới

3.2. Mô hình tính toán mô phỏng và điều kiện biên

Mô hình rối hai phương trình RNG k- ϵ tiêu chuẩn được sử dụng để tính toán mô phỏng trường dòng chảy bao quanh hệ thống chân vịt và bánh lái đuôi cá. Đầu vào được chọn là “Velocity Inlet” với giả thiết là vận tốc phân bố đều trên toàn bộ tiết diện đầu vào của miền không gian tính toán, đầu ra được chọn là “Pressure Outlet” với áp suất dư là 0 Pa. Khối động có chứa chân vịt được đặt là “Moving Frame” quay xung quanh trục của chân vịt với vận tốc góc $\omega = 200$ vòng/phút. Mọi liên hệ giữa năng lượng giữa các phần tử chất lỏng thuộc khối động và khối tĩnh được tính toán thông qua mặt liên kết “Interface”. Thuật toán nội suy mối quan hệ vận tốc áp suất là “SIMPLE Algorithm”, điều kiện hội tụ khi tính toán được đặt cho các biến là 0,001.

4. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

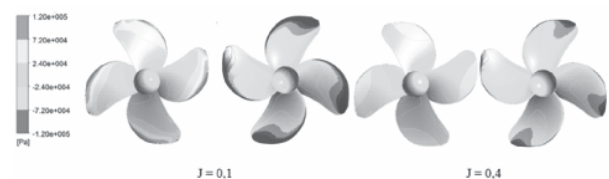
4.1. Đặc tính thủy động lực học bánh lái đuôi cá



Hình 5. Phân bố áp suất trên hai mặt bánh lái tại $J = 0,1; 0,3; 0,5$

Hình 5 là phân bố áp suất trên hai mặt của bánh lái ở hệ số tiến $J = 0,1; 0,3; 0,5$. Trên hình cho thấy rằng, khi tàu chuyển động thẳng tương ứng với góc bề lái là 0° thì phân bố áp suất trên hai bề mặt bánh lái không đối xứng, điều này chứng tỏ rằng khi tàu chưa quay lái thì trên bánh lái vẫn có thành phần lực ngang tác dụng vuông góc với trục bánh lái. Nguyên nhân gây ra hiện tượng này là do dòng chảy trước khi đi vào bánh lái đã tương tác với cánh chân vịt, khiến cho chiều véc-tơ vận tốc của các phần tử chất lỏng trong trường dòng không còn đồng nhất nữa mà luôn hợp với chiều dây cung profile bánh lái một góc nào đó. Theo lý thuyết cánh thì dòng chất lỏng này sẽ gây nên sự phân bố áp suất bất đối xứng trên hai bề mặt của bánh lái. Lực ngang xuất hiện do sự phân bố áp suất bất đối xứng trên hai bề mặt bánh lái làm tàu luôn chuyển động theo quỹ đạo zigzag bám sát hành trình đã định.

4.2. Phân bố áp suất trên cánh chân vịt



Hình 6. Phân bố áp suất trên mặt hút và mặt đẩy cánh chân vịt tại $J = 0,1, J = 0,4$

Hình 6 là phân bố áp suất trên mặt đẩy và mặt hút của cánh chân vịt tại hệ số tiến 0,1, 0,4. Phân bố áp suất trên hai bề mặt cánh chân vịt tuân theo quy luật phân bố áp suất của máy thủy lực cánh dẫn hướng trục, khi hệ số tiến J tăng thì sự chênh lệch áp suất giữa mặt đẩy và mặt hút của cánh giảm xuống, điều đó dẫn đến hệ số lực đẩy K_T và hệ số mô-men K_Q của cánh chân vịt giảm [7-9]. Phân bố áp suất trên bề mặt đẩy cánh chân vịt giảm dần từ mép vào của cánh đến mép thoát của cánh, vùng áp suất nhỏ nhất trên mặt đẩy tập trung ở vùng gần bầu

chân vịt. Trên mặt hút của cánh tăng phân bố áp suất tăng dần từ đỉnh cánh đến vùng chân cánh của chân vịt, vùng áp suất lớn nhất tại mặt hút là vùng chân cánh tại mép vào. Áp suất trên mặt đẩy cánh chân vịt giảm dần từ mép vào đến mép thoát của cánh, áp suất lớn nhất tại mặt đẩy cánh là $1,2 \cdot 10^5$ Pa tương ứng với hệ số tiến $J = 0,1$. Ngược lại, áp suất tại mặt hút tăng dần từ mép vào đến mép ra của cánh, áp suất nhỏ nhất tại mặt hút cánh là $-1,2 \cdot 10^5$ Pa tương ứng với hệ số tiến $J = 0,1$. Áp suất tại mặt hút của cánh tại mép vào nhỏ hơn áp suất hơi bão hoà, do đó cánh chân vịt dễ xảy ra hiện tượng xâm thực khi hoạt động tại điều kiện nặng tải tương ứng với hệ số tiến J nhỏ.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học của hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá ở các vận tốc khai thác khác nhau. Dưới đây là một số kết quả chính của bài báo.

- Sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học, phân tích trường dòng chảy bao quanh hệ thống bánh lái dạng đuôi cá với hệ số tiến $J = 0,1 \div 0,7$.

- Kết quả tính toán mô phỏng số cho thấy rằng ở các hệ số tiến J khác nhau, góc bề lái 0° , phân bố áp suất trên hai mặt của bánh lái là bất đối xứng dẫn tới xuất hiện thành phần lực ngang vuông góc với trục bánh lái trong quá trình vận hành tàu.

- Kết quả tính toán mô phỏng số cũng cho thấy rằng, khi vận tốc khai thác tăng lên tương ứng với hệ số tiến J từ $0,1 \div 0,7$ thì phân bố áp suất trên mặt hút và mặt đẩy cánh chân vịt giảm xuống. Tại hệ số tiến $J = 0,1$, áp suất trên mặt đẩy cánh đạt giá trị lớn nhất là $1,2 \cdot 10^5$ Pa

tại mép vào của cánh chân vịt. Vùng mép thoát tại mặt hút cánh chân vịt có áp suất nhỏ nhất là $-1,2 \cdot 10^5$ Pa, điều này dẫn tới phần diện tích cánh chân vịt ở mép thoát tại mặt hút dễ xảy ra hiện tượng xâm thực trong quá trình vận hành.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT23-24.29. ❖

Ngày nhận bài: **25/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. John D, A., Jr, *Fundamental of aerodynamics*. Mc Graw-hill.
- [2]. Worthy, J., *The Fish Tail Rudder proven at sea to outperform all other high performance rudders*, J.W. Company, Editor. 2018.
- [3]. ANSYS Fluent Theory Guide. 2013. 814.
- [4]. Zhang, Y.-x., K. Chen, and D.-p. Jiang, *CFD analysis of the lateral loads of a propeller in oblique flow*. Ocean Engineering, 2020. 202: p. 107153.
- [5]. Wang, L., et al., *Experiments and CFD for the propeller wake of a generic submarine operating near the surface*. Ocean Engineering, 2020. 206: p. 107304.
- [6]. Javanmard, E., E. Yari, and J.A. Mehr, *Numerical investigation on the effect of shaft inclination angle on hydrodynamic characteristics of a surface-piercing propeller*. Applied Ocean Research, 2020. 98: p. 102108.
- [7]. Sun, S., et al., *Numerical study of scale effect on the wake dynamics of a propeller*. Ocean Engineering, 2020. 196: p. 106810.
- [8]. Ortolani, F., et al., *Propeller performance on a model ship in straight and steady drift motions from single blade loads and flow field measurements*. Ocean Engineering, 2020. 197: p. 106881.
- [9]. Zhang, Y.-x., et al., *A numerical study on the interaction between forward and aft propellers of hybrid CRP pod propulsion systems*. Ocean Engineering, 2019. 186: p. 106084.