

# Nghiên cứu thiết kế chân vịt tàu thủy tích hợp thuật toán di truyền

Phạm Hà Vinh Phúc<sup>1,2</sup>, Nguyễn Duy Anh<sup>1,2</sup>, Lê Tất Hiến<sup>1,2,\*</sup>



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

## TÓM TẮT

Nghiên cứu lựa chọn chân vịt phù hợp với máy chính và hình dáng thân vỏ tàu đóng vai trò quan trọng trong công tác thiết kế phương tiện thủy, đặc biệt là tàu vận tải hoạt động ở dây vận tốc thấp. Trong giai đoạn thiết kế sơ bộ, các mẫu chân vịt thực nghiệm Wageningen (nhóm B) được lựa chọn do phù hợp với các phương tiện vận tải thủy và có dữ liệu đo đạc thực nghiệm lực đẩy và momen xoắn đáng tin cậy. Các bước lựa chọn chân vịt theo thực nghiệm thường dựa trên các đề xuất của đồ thị và dữ liệu đo, kỹ sư thiết kế bị giới hạn phương án lựa chọn các thông số hình học chân vịt. Đối với chân vịt tàu thủy, đặc tính lực đẩy và đặc tính momen xoắn đóng vai trò quan trọng đảm bảo vận tốc theo nhiệm vụ thư thiết kế và hiệu suất kinh tế trong quá trình khai thác phương tiện vận tải thủy. Trong nghiên cứu này, hệ số lực đẩy và hệ số momen xoắn được tích hợp với tính toán tối ưu thông qua thuật toán di truyền, trên cơ sở đó nghiên cứu xây dựng thành công giải thuật đề xuất thông số hình học đặc trưng của chân vịt có xét đến ảnh hưởng của máy chính và hình dáng thân vỏ tàu. Kết quả tính toán cho thấy hệ số lực đẩy và hệ số momen xoắn được tính toán thỏa mãn các đặc trưng thiết kế và cải thiện hiệu suất hoạt động tổng thể của chân vịt tàu thủy.

**Từ khóa:** tối ưu di truyền, hệ số lực đẩy, hệ số momen xoắn, hiệu suất

## GIỚI THIỆU

Với sự phát triển của công nghệ máy tính, thiết kế chân vịt tàu thủy đã có sự phát triển nhanh chóng trong cả lĩnh vực nghiên cứu học thuật và thực tế sản xuất. Hiện nay trong nước có ba cách tiếp cận để nâng cao hiệu suất chân vịt: từ lý thuyết hình học cánh chân vịt, từ các đồ thị thực nghiệm và từ mô phỏng số. Hướng tiếp cận từ lý thuyết hình học của cánh chân vịt chỉ có thể thực hiện với những mẫu chân vịt có hình học đơn giản và thường chỉ dùng trong môi trường học thuật trong khi cách tiếp cận theo mô phỏng số hiện nay chưa phổ biến trong thực tế chế tạo sản xuất trong nước, hướng tiếp cận từ các mẫu chân vịt được thử mô hình vẫn thể hiện giá trị và được sử dụng rộng rãi trong thiết kế chân vịt trong nước.

Trong nhóm chân vịt thực nghiệm được công bố như Gawn, Newton-Rader, KCA, AU thì chân vịt nhóm B-Wageningen được lựa chọn phổ biến nhất cho tàu vận tải hoạt động ở dây vận tốc thấp<sup>1</sup>. Quá trình tính toán các chân vịt theo mẫu thường phức tạp và có thể lặp lại nhiều lần để đưa ra kết quả phù hợp do hình học chân vịt thiết kế chưa phù hợp với vỏ và máy chính. Bài báo này xây dựng chương trình tự động thiết kế chân vịt nhóm B-Wageningen thông qua quy trình tối ưu di truyền thỏa mãn các yêu cầu về lực đẩy và công suất máy chính cho trước, trong khi vẫn đảm bảo thỏa mãn ràng buộc thiết kế.

## PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ CHÂN VỊT TÍCH HỢP THUẬT TOÁN DI TRUYỀN

Trong ba thập kỷ trở lại đây, thiết kế chân vịt là bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu, đã có rất nhiều nghiên cứu xoay quanh chủ đề tối ưu hóa thiết kế chân vịt, với nhiều cách tiếp cận khác nhau. Giải thuật di truyền (Genetic Algorithm) là một phân nhánh của giải thuật tiến hóa (Evolutionary Algorithm) – một ngành của khoa học máy tính. Griffin<sup>2</sup>, Le và cộng sự<sup>3</sup> phát triển giải thuật tối ưu hóa phi tuyến tính, trí tuệ nhân tạo, sử dụng điều kiện ràng buộc về sủi bọt cánh chân vịt. Benini<sup>4</sup> phát triển giải thuật tối ưu hóa đa mục tiêu cho chân vịt nhóm B-Wageningen dựa trên giải thuật tối ưu hóa. Han và cộng sự<sup>5</sup> sử dụng giải thuật tối ưu hóa leo đồi (Hill Climbing), hàm mục tiêu là sự kết hợp giữa hiệu suất chân vịt và sự biến đổi trường áp suất. Berger<sup>6</sup> đề xuất sử dụng hai giai đoạn tối ưu hóa thiết kế chân vịt, giai đoạn đầu tiên ứng dụng giải thuật tối ưu tiến hóa để đưa ra phương án thiết kế chân vịt phù hợp sau đó xem xét mối liên hệ giữa chân vịt với thân tàu ở giai đoạn thứ hai. Bài báo này đưa ra cách tiếp cận thiết kế lựa chọn thông số hình học chân vịt đơn giản hơn, và tập trung vào xem xét các hàm mục tiêu chính như sau:

- Hiệu suất chân vịt cao nhất

<sup>1</sup>Trường Đại học Bách Khoa TP. HCM

<sup>2</sup>Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

### Liên hệ

**Lê Tất Hiến**, Trường Đại học Bách Khoa TP. HCM

Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, Việt Nam

Email: hienlt@hcmut.edu.vn

### Lịch sử

- Ngày nhận: 06-7-2021
- Ngày chấp nhận: 30-10-2021
- Ngày đăng: 25-12-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i4.867



### Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



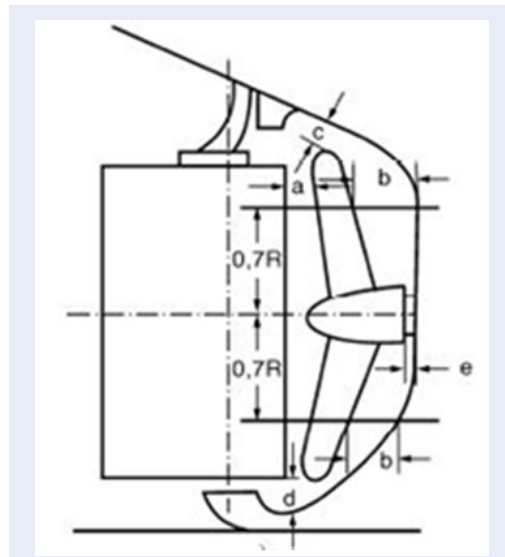
**Trích dẫn bài báo này:** Phúc P H V, Anh N D, Hiến L T. Nghiên cứu thiết kế chân vịt tàu thủy tích hợp thuật toán di truyền. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 4(4):1212-1218.

- Điều kiện lực đẩy chân vịt đảm bảo lớn hơn sức cản tại vận tốc thiết kế
- Công suất cấp tới trục chân vịt nhỏ nhất, tương ứng với momen xoắn của chân vịt phải nhỏ nhất.

**Điều kiện ràng buộc**

Đường kính chân vịt là yếu tố quyết định lớn nhất đến hiệu suất của chân vịt ( $\eta_o$ ). Điều kiện ràng buộc về đường kính chân vịt có thể tổng hợp từ bảng vẽ bố trí chung bằng cách sử dụng các tính toán kinh nghiệm được nêu ra ở Hình 1<sup>7</sup>.

$$\begin{aligned} a/D &= 0.1; & b/D &= 0.15; \\ c/D &= 0.1; & d/D &= 0.04 \end{aligned}$$



Hình 1: Giới hạn đường kính chân vịt

Theo nghiên cứu của Benini<sup>4</sup>, Gaafary và cộng sự<sup>8</sup> ràng buộc điều kiện sủi bọt có thể được sử dụng để thiết lập giá trị tỉ số mật đĩa  $A_e / A_o$ .

$$A_E/A_O \geq 1 + \frac{(1.3 + 0.3Z) \cdot T}{D_p^2 \cdot (p_o + p_{gh} - p_v)} \quad (1)$$

Trong thực tế, số vòng quay chân vịt được lựa chọn cố định dựa trên tỷ số truyền của hộp số máy chính<sup>3</sup>. Trong nghiên cứu này, số vòng quay của chân vịt được khảo sát trong một dãy vòng quay phổ biến nhằm đa dạng hóa giải pháp và phù hợp với nhiều tỷ số truyền của hộp số.

Ngoài ra, số cánh chân vịt đối với tàu hàng thấp tốc được ràng buộc trong khoảng từ 3 - 5 cánh.

**Hàm mục tiêu**

Lực đẩy yêu cầu của chân vịt được tính theo công thức sau:

$$T = \frac{R_T}{1-t} \quad (kN) \quad (2)$$

Lực đẩy sinh ra bởi chân vịt được tính bằng công thức<sup>9</sup>:

$$T_i = \rho \cdot n_{p_i}^2 \cdot D_{p_i}^4 \cdot K_{T_i} \quad (kN) \quad (3)$$

Theo<sup>6</sup>, hệ số lực đẩy và hệ số moment được tính toán như sau.

$$\begin{aligned} K_T &= f_T \left( J, \frac{P}{D}, \frac{A_E}{A_O}, Z, Re, \frac{t}{c} \right); \\ K_Q &= f_Q \left( J, \frac{P}{D}, \frac{A_E}{A_O}, Z, Re, \frac{t}{c} \right) \end{aligned}$$

Điểm số của lực đẩy chân vịt sẽ tương ứng với điểm số về công suất truyền tới trục.

$$f(T)_i = \frac{T_i}{T} \rightarrow \begin{cases} T_i \geq T \rightarrow f(T)_i = 1 \\ T_i < T \rightarrow f(T)_i = \frac{T_i}{T} \end{cases} \quad (5)$$

Công suất của máy chính truyền tới trục được tính như sau:

$$P_D = 0.8 \times MCR \times \eta_S \quad (6)$$

Theo<sup>8</sup> công suất yêu cầu được truyền tới trục của một chân vịt được tính theo công thức sau:

$$P_{D_i} = 2\pi \times n_{p_i}^3 \times \rho \times D_{p_i}^5 \times K_{Q_i} \quad (7)$$

Điểm số tương ứng của công suất máy truyền đến trục chân vịt:

$$f(P_D)_i = \frac{P_{D_i}}{P_D} \rightarrow \begin{cases} P_{D_i} \leq P_D \rightarrow f(P_D)_i = 1 \\ P_{D_i} > P_D \rightarrow f(P_D)_i = \frac{P_D}{P_{D_i}} \end{cases} \quad (8)$$

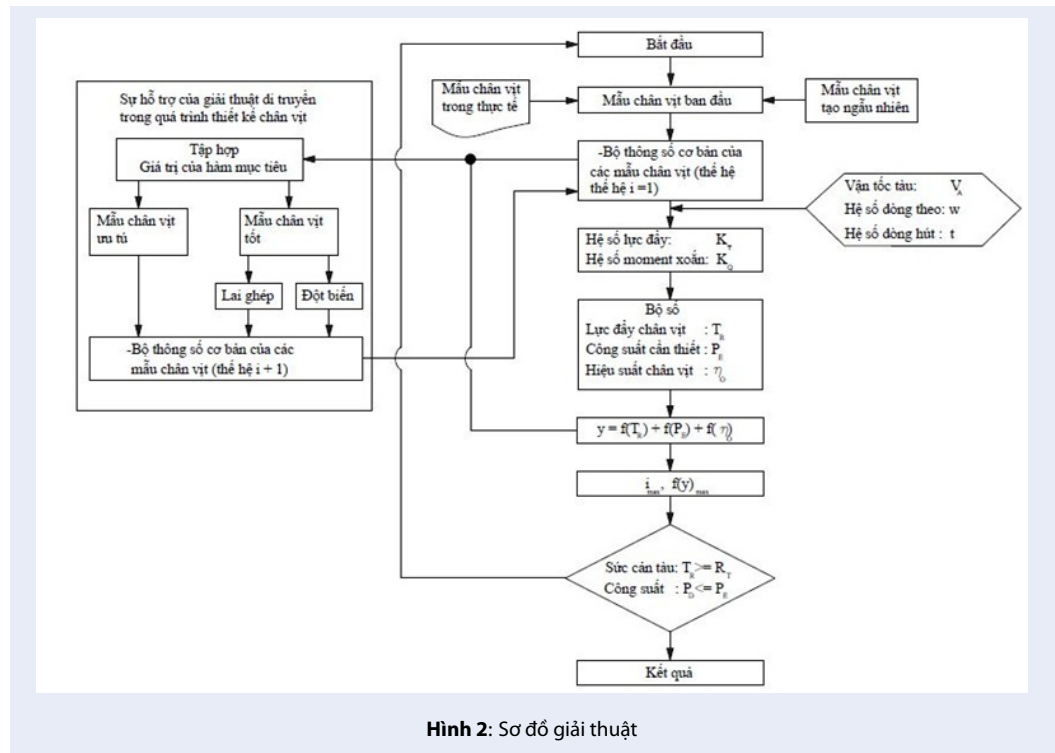
Điểm số về hiệu suất chân vịt, ta lựa chọn chân vịt có hiệu suất cao nhất cho điều kiện này do đó điểm số bằng chính hiệu suất chân vịt:

$$f(\eta_o)_i = \eta_o \quad (9)$$

Tổng số điểm đạt được từ ba hàm mục tiêu  $f(T)_i, f(P_D)_i, f(\eta_o)_i$  được dùng làm điểm số để xem xét lựa chọn chân vịt phù hợp cho hàm đa mục tiêu trong bài toán tối ưu thiết kế.

$$y_i = f(T)_i + f(P_D)_i + f(\eta_o)_i \quad (10)$$

Nghiên cứu trong bài báo không ưu tiên cho mục tiêu về lực đẩy khi  $T_i \geq T$  cũng như không tăng điểm của mục tiêu về công suất truyền khi  $P_{D_i} \leq P_D$  vì điều đó sẽ làm cho lời giải hội tụ cục bộ về một hoặc cả 2 hàm mục tiêu riêng lẻ, mà không đạt được giá trị hài hòa tổng thể của hàm đa mục tiêu. Sơ đồ tính toán với



Hình 2: Sơ đồ giải thuật

sự hỗ trợ của giải thuật tối ưu hóa di truyền được thể hiện ở Hình 2.

Theo<sup>10</sup> với tập hợp khoảng 100 - 200 cá thể trong quần thể, giải thuật di truyền hoạt động hiệu quả với phương pháp giảm dần tỉ lệ đột biến, do đó nghiên cứu này chọn tỉ lệ đột biến ban đầu là 95% sau đó giảm dần qua các thế hệ, và về đến 0% ở thế hệ cuối cùng.

### KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

Với các ràng buộc về thiết kế được trình bày, các cá thể trong bài toán thiết kế chân vịt được thiết lập theo Bảng 1. Mỗi cá thể bao gồm năm gen được lựa chọn ngẫu nhiên trong khoảng giới hạn của các điều kiện ràng buộc, đại diện cho các thông số hình học chân vịt sau đây:

- tỉ số mật đĩa  $A_E/A_O$ ,
- tỉ số bước  $P/D$ ,
- số cánh chân vịt  $Z$ ,
- đường kính chân vịt  $D_P$ ,
- số vòng quay của chân vịt  $n_P$ .

Trong nghiên cứu này, hiệu quả của giải thuật được phân tích, so sánh với phương pháp truyền thống J-K<sub>T</sub>-K<sub>Q</sub> dựa trên thông số cơ bản trong nhiệm vụ thử thiết kế của thân vỏ tàu mẫu trình bày theo Bảng 2.

Trong Hình 3 - Hình 7, kết quả tính toán được mô tả, hàm mục tiêu là tổng hợp từ giá trị lực đẩy của chân

Bảng 1: Điều kiện ràng buộc tối ưu

Thông số kỹ thuật	Kí hiệu		Phạm vi
Tỉ lệ mật đĩa	$A_E/A_O$	-	0.5 - 1.05
Tỉ lệ bước	$P/D$	-	0.5 - 1.4
Số cánh chân vịt	$Z$	-	3 - 5
Đường kính chân vịt	$D_P$	m	1.6 - 1.8
Số vòng quay chân vịt	$n_P$	rps	4.5 - 5.5

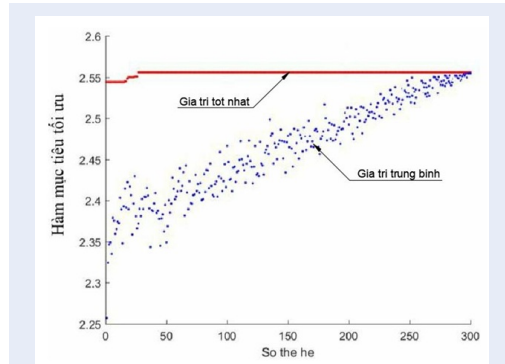
Bảng 2: Thông số đầu vào

Thông số đầu vào	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
Vận tốc tàu	$V_A$	m/s	5.14
Hệ số dòng theo	$w$	-	0.2037
Hệ số dòng hút	$t$	-	0.17
Chiều chìm trực chân vịt	$h$	m	3.15
Sức cản của tàu	$R_T$	kN	45.19

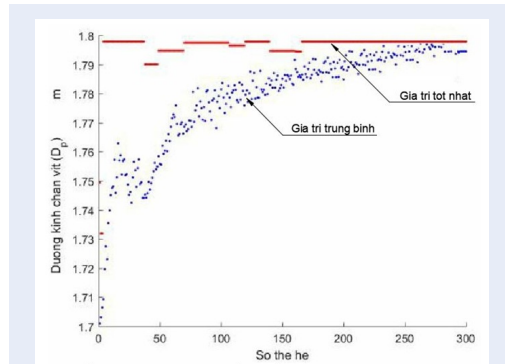
vật, công suất yêu cầu truyền tới trục chân vịt và hiệu suất chân vịt. Theo đó, giá trị hàm mục tiêu bắt đầu xác lập giá trị từ thế hệ thứ 50. Hiệu quả của giải thuật tối ưu di truyền còn thể hiện ở giá trị trung bình của hàm mục tiêu khi phổ dao động của giá trị trung bình

hẹp và hội tụ dần về giá trị tốt nhất của hàm mục tiêu qua từng thế hệ. Bài toán xác lập điều kiện dừng ở thế hệ thứ 300 khi sự thay đổi giá trị hàm mục tiêu sau từng thế hệ nhỏ hơn  $10^{-6}$ .

Thông qua kết quả tính toán mô phỏng được trình bày, các thông số hình học chân vịt gồm  $D_p$ ,  $P/D$ ,  $Ae/Ao$ ,  $n_p$ ,  $Z$  đã được tối ưu theo hàm mục tiêu được xây dựng trong bài báo này.



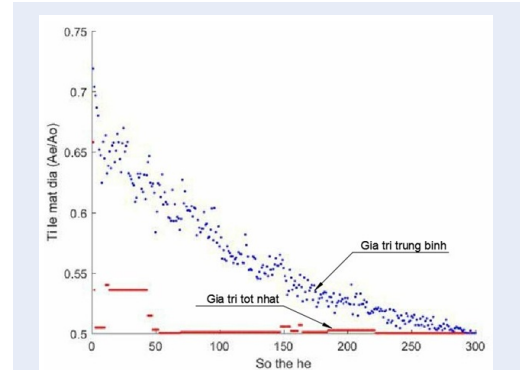
**Hình 3:** Giá trị hàm mục tiêu chân vịt qua từng thế hệ



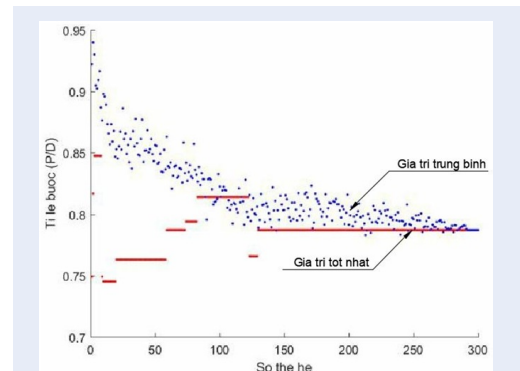
**Hình 4:** Đồ thị đường kính tốt nhất và trung bình qua các thế hệ

Hình 8 trình bày kết quả đặc tính chân vịt từ giải thuật di truyền có hiệu suất cao hơn 1,3%, hệ số lực đẩy thấp hơn 20,96% nhưng vẫn đảm bảo lớn hơn ràng buộc sức cản, và hệ số moment xoắn thấp hơn 23,01% so với chân vịt theo phương pháp thiết kế truyền thống. Với kết quả này, có thể nói rằng chân vịt được thiết kế với sự hỗ trợ của giải thuật tối ưu thỏa mãn các đặc trưng thiết kế và cải thiện hiệu suất hoạt động tổng thể của chân vịt tàu thủy.

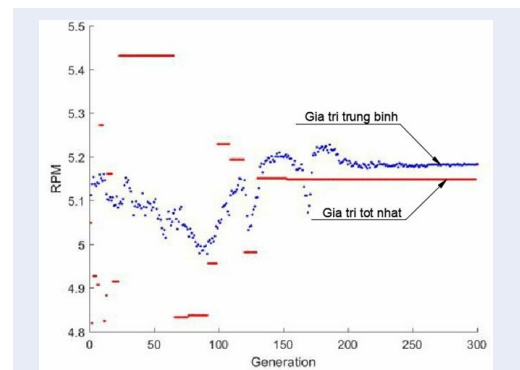
Thông qua việc giảm hệ số momen xoắn, công suất được truyền đến trục chân vịt nhỏ hơn cũng là một yếu tố nổi trội trong giải thuật di truyền. Thực tế, khi



**Hình 5:** Đồ thị tỉ lệ mặt đĩa tốt nhất và trung bình qua các thế hệ



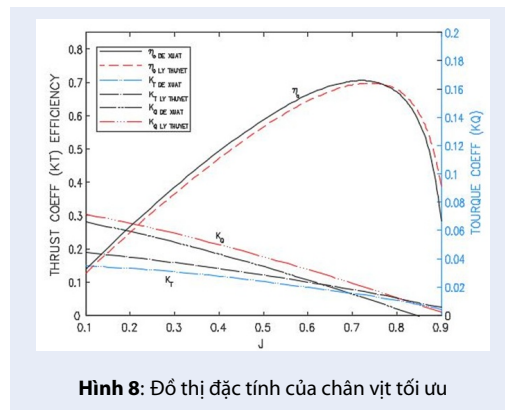
**Hình 6:** Đồ thị tỉ lệ bước tốt nhất và trung bình qua các thế hệ



**Hình 7:** Đồ thị số vòng quay tốt nhất và trung bình qua các thế hệ

**Bảng 3: So sánh kết quả**

Kí hiệu	Đơn vị	Chân vịt đề xuất	Phương pháp J-K <sub>T</sub> -K <sub>Q</sub>	Chênh lệch
D <sub>P</sub>	m	1.79	1.66	7.83 %
Z	-	4	4	-
P/D	-	0.736	0.8	8%
A <sub>E</sub> /A <sub>O</sub>	-	0.5	0.45	11.11%
n <sub>P</sub>	rps	5.11	5.33	4.13%
n <sub>O</sub>	-	0.556	0.543	-
K <sub>T</sub>	-	0.167	0.211	20.96%
K <sub>Q</sub>	-	0.0213	0.028	23.01%
T	kN	45.68	44.05	3.7%
Q	N.m	10.22	9.11	3.16%



**Hình 8: Đồ thị đặc tính của chân vịt tối ưu**

vận hành máy thì công suất chạy thông thường chỉ khoảng 80% công suất máy chính, công suất truyền động đến trục chân vịt nhỏ hơn đồng nghĩa với việc suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ hơn do đó sẽ làm giảm chi phí vận hành của tàu.

Kết quả tính toán trình bày tại Bảng 3 cho thấy, so với phương pháp thiết kế chân vịt theo truyền thống J-K<sub>T</sub>-K<sub>Q</sub>, phương pháp thiết kế chân vịt tích hợp giải thuật di truyền giúp việc lựa chọn các thông số hình học chân vịt hiệu quả và nhanh chóng phù hợp với sức cản tàu và máy chính. Ngoài ra, so với các công thức lý thuyết, số vòng quay chân vịt, tỉ số P/D và các thông số chân vịt khác được lựa chọn linh động giúp kỹ sư thiết kế đa dạng hơn về phương án thiết kế. Do đó phương án được đề xuất từ giải thuật di truyền giúp hài hòa giữa các tiêu chí thiết kế trong phạm vi ràng buộc cho phép.

### KẾT LUẬN

Trong bài báo này, thông số hình học chân vịt được tính toán thiết kế tự động bằng giải thuật di truyền,

hoàn toàn thỏa mãn các đặc trưng thiết kế và cải thiện tổng thể so với phương pháp thiết kế truyền thống J-K<sub>T</sub>-K<sub>Q</sub>.

Trong tương lai, giải thuật tối ưu có thể được phát triển tiếp bằng cách tích hợp thêm các chức năng tính toán kiểm nghiệm chân vịt như tính toán sức bền cánh để hoàn thiện quy trình thiết kế chân vịt tàu thủy.

### LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG - HCM) trong khuôn khổ đề tài mã số B2020-20-09.

### XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Nhóm tác giả xin cam đoan rằng không có bất kỳ xung đột lợi ích nào trong công bố bài báo.

### ĐÓNG GÓP CỦA CÁC TÁC GIẢ

Phạm Hà Vinh Phúc đã thu thập dữ liệu, viết lập trình, trình bày kết quả tính toán.

Nguyễn Duy Anh đã tham gia giải thích, phân tích dữ liệu.

Lê Tất Hiển đã xây dựng ý tưởng thuật toán, kiểm chứng kết quả lập trình giải thuật và kiểm tra bản thảo bài báo.

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Carlton J. Marine Propellers and Propulsion. 2012; Available from: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-097123-0.00010-1>.
2. Griffin PE, Kinnas SA. A design method for high-speed propulsor blades. J. Fluids Eng. Trans. ASME. 1998; Available from: <https://doi.org/10.1115/1.2820698>.
3. Tất HL, et al. Neural network integration in the analysis, selection of wageningen's b-series ship propeller. Sci. Technol. Dev. J. - Eng. Technol. 2021;3(S12).

4. Benini E, et al. Multiobjective design optimization of B-screw series propellers using evolutionary algorithms. *Mar. Technol. SNAME News*. 2003; Available from: <https://doi.org/10.5957/mtl.2003.40.4.229>.
5. Han KJ, et al. A Procedure for Optimizing Cavitating Propeller Blades in a Given Wake. *Sh. Technol. Res*. 2006; Available from: <https://doi.org/10.1179/str.2006.53.1.006>.
6. Berger S, et al. A two-stage optimisation method for full-scale marine propellers working behind a ship. *Sh. Technol. Res*. 2014; Available from: <https://doi.org/10.1179/str.2014.61.2.001>.
7. Nghị TC. Lý thuyết tàu thủy (tập 2 sức cản vỏ tàu và thiết bị đẩy); Available from: 2017.
8. Gaafary MM, et al. Optimum design of B-series marine propellers. *Alexandria Eng. J*. 2011; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2011.01.001>.
9. Roh MI, Lee KY. Computational Ship design. 2017; Available from: <https://doi.org/10.1007/978-981-10-4885-2>.
10. Le TH, Kim DJ. Application of a real-coded genetic algorithm for the fitting of a ship hull surface through a single non-uniform B-spline surface. *J. Mar. Sci. Technol*. 2011; Available from: 10.1007/s00773-011-0118-1.