Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng, ĐHXDHN, 2026, 20 (3V): 67–78

NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG THỦY LỰC TRONG ĐIỀU KHIỂN LÁI TÀU ĐỆM KHÍ

Nguyễn Văn Hòa[a,*], Nguyễn Duy Đạt[a]

[a]*Viện Cơ khí động lực, Học viện Kỹ thuật quân sự,*
số 236 Đường Hoàng Quốc Việt, Phường Nghĩa Đô, Hà Nội, Việt Nam

Nhận ngày 21/7/2026, Sửa xong 14/8/2026, Chấp nhận đăng 19/8/2026

Tóm tắt

Nghiên cứu trình bày việc thiết kế, mô hình hóa và đánh giá hệ thống thủy lực trong điều khiển lái tàu đệm khí. Hệ thống thủy lực được sử dụng để truyền động cho hệ thống đẩy và điều khiển hướng của cụm đẩy nhằm nâng cao khả năng cơ động, hiệu suất vận hành và độ chính xác điều khiển của tàu. Mục tiêu của nghiên cứu là xây dựng mô hình và đánh giá đặc tính động của hệ thống điều khiển thủy lực phù hợp, cho phép điều chỉnh linh hoạt hướng của cụm đẩy cũng như khả năng lái của tàu. Trên cơ sở phân tích nguyên lý làm việc của hệ thống, nghiên cứu xây dựng mô hình toán học của các phần tử thủy lực trong hệ thống đẩy và hệ thống điều khiển lái, bao gồm bơm thủy lực, mô tơ thủy lực, van điều khiển và xi lanh thủy lực, đồng thời xây dựng thuật toán điều khiển cụm đẩy, đánh giá đặc tính động của toàn hệ thống. Kết quả nghiên cứu cho thấy hệ thống điều khiển hoạt động ổn định, đáp ứng tốt yêu cầu điều chỉnh góc quay của cụm đẩy, bảo đảm tốc độ đáp ứng phù hợp và độ chính xác vị trí lái cao. Kết quả mô phỏng cho thấy tính khả thi của phương án và tiềm năng ứng dụng của hệ thống thủy lực trong truyền động và điều khiển lái tàu đệm khí.

Từ khoá: tàu đệm khí; hệ thống đẩy; điều khiển lái; xi lanh thủy lực; truyền động thủy lực; mô hình toán học.

RESEARCH ON HYDRAULIC SYSTEMS IN HOVERCRAFT DIRECTIONAL CONTROL

Abstract

This study presents the design, modeling, and evaluation of a hydraulic system for hovercraft steering control. The hydraulic system is employed to drive the propulsion system and control the orientation of the propulsion unit, thereby improving the maneuverability, operational performance, and steering accuracy of the hovercraft. The objective of this study is to develop a suitable model and evaluate the dynamic characteristics of the hydraulic steering control system, enabling flexible adjustment of the propulsion unit orientation and enhancement of the hovercraft's steering capability. Based on an analysis of the system operating principle, mathematical models of the hydraulic components in the propulsion and steering control systems are developed, including the hydraulic pump, hydraulic motor, control valve, and hydraulic cylinder. In addition, a control algorithm for the propulsion unit is developed, and the dynamic characteristics of the overall system are evaluated. The results indicate that the control system operates stably and effectively satisfies the requirements for adjusting the propulsion unit angle, providing an appropriate response speed and high steering-position accuracy. The simulation results demonstrate the feasibility of the proposed approach and its potential application in the hydraulic propulsion and steering control of hovercraft.

Keywords: hovercraft; propulsion system; directional control; hydraulic cylinder; hydraulic transmission; mathematical model.

https://doi.org/10.31814/stce.huce2026-20(3V)-07 © 2026 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

1. Giới thiệu

Tàu đệm khí được ứng dụng rộng rãi trên thế giới nhờ vào khả năng di chuyển linh hoạt trên nhiều loại địa hình khác nhau, như mặt nước, băng tuyết, bùn lầy, sa mạc và trên nhiều loại địa hình có khả năng chịu tải thấp. Tàu đệm khí là phương tiện được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực vận tải, du lịch, cứu hộ và nhiều hoạt động khác, đáp ứng nhu cầu trong cả lĩnh vực dân sự lẫn quân sự. Hướng nghiên cứu chính về tàu đệm khí thường tập trung vào thiết kế, động lực học, điều khiển và ứng dụng thực tế của tàu [1–5]. Hệ thống chính trên tàu đệm khí bao gồm hệ thống nâng và hệ thống đẩy. Hệ thống

*Tác giả đại diện. *Địa chỉ e-mail:* thoigian226@gmail.com (Hòa, N. V.)

nâng được sử dụng để cung cấp và duy trì luồng không khí bên dưới thân tàu đệm khí, cho phép nó "bay" trên bề mặt hỗ trợ. Hệ thống đẩy tạo ra luồng không khí phía sau đuôi tàu, sinh lực đẩy khí động đưa tàu chuyển động về phía trước. Trong thực tế, gần 2/3 công suất của tàu được sử dụng cho hệ thống đẩy. Điều khiển tàu đệm khí có một số khó khăn nhất định so với phương tiện truyền thống vì khi tàu "bay" trên bề mặt hỗ trợ, lực tương tác giữa tàu và bề mặt tiếp xúc là rất nhỏ, cho nên hệ thống lái trên tàu đóng vai trò quan trọng trong việc sử dụng hiệu quả phương tiện này [6].

Trong các tàu đệm khí hiện đại, hệ thống truyền động thủy lực ngày càng được ưu tiên ứng dụng nhờ những ưu điểm nổi bật so với truyền động cơ khí truyền thống, như khả năng truyền tải công suất lớn, điều chỉnh vô cấp, đáp ứng nhanh và độ tin cậy cao. Việc ứng dụng truyền động thủy lực trong các hệ thống chấp hành của tàu đệm khí góp phần nâng cao tính linh hoạt trong bố trí kết cấu, thuận lợi cho việc tích hợp với các hệ thống điều khiển điện tử và tự động hóa. Nhờ đó, hệ thống có thể đáp ứng các yêu cầu ngày càng cao về độ chính xác điều khiển, khả năng tối ưu hóa quá trình vận hành và hiệu quả sử dụng năng lượng. Đây cũng là xu hướng phát triển của các phương tiện vận tải hiện đại trên thế giới [7, 8]. Trong hệ thống truyền động của tàu đệm khí, điều khiển lái chuyển động là một trong những chức năng quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng cơ động, tính ổn định và độ an toàn của phương tiện trong quá trình khai thác. Do đó, việc nghiên cứu và phát triển các hệ thống điều khiển lái luôn là một trong những hướng nghiên cứu quan trọng của tàu đệm khí. Hiện nay có nhiều phương pháp điều khiển lái tàu đệm khí, bao gồm điều khiển bằng cánh lái khí, điều khiển cụm quạt đẩy, điều khiển bằng hệ thống phụ trợ, điều khiển bằng chênh lệch lực đẩy và điều khiển bằng cửa hướng dòng khí [9–11]. Mỗi phương pháp đều có những ưu điểm và phạm vi ứng dụng riêng, phụ thuộc vào đặc điểm kết cấu và yêu cầu khai thác của từng loại tàu.

Trong những năm gần đây, nhiều nghiên cứu đã tập trung vào mô hình hóa và điều khiển các hệ thống của tàu đệm khí. Các nghiên cứu trước đây [4, 8, 12] đã từng bước xây dựng cơ sở lý thuyết cho việc mô hình hóa hệ thống truyền động thủy lực, hệ thống nâng và các cấu hình truyền động của tàu đệm khí. Bên cạnh đó, Brusov và cs. [7] đã phát triển chiến lược điều khiển hai cấp cho phương tiện sử dụng khung gầm kết hợp đệm khí, trong đó các thông số của hệ thống thủy lực được điều chỉnh thích nghi theo điều kiện làm việc nhằm nâng cao khả năng vượt địa hình và giảm công suất tiêu thụ. Tuy nhiên, các nghiên cứu trên chưa tập trung xây dựng mô hình tích hợp của hệ thống đẩy kết hợp chức năng điều khiển lái, trong đó đồng thời xem xét đặc tính của hệ thống truyền động thủy lực, động lực học của cụm đẩy và cơ cấu quay cụm đẩy được dẫn động bằng xi lanh thủy lực điều khiển bởi van điện–thủy lực. Bên cạnh đó, sự tương tác giữa các đặc tính thủy lực và đáp ứng động của cụm đẩy trong quá trình điều khiển hướng chuyển động vẫn chưa được phân tích đầy đủ. Đây là khoảng trống nghiên cứu mà bài báo này hướng tới.

Khác với cơ cấu lái của các phương tiện sử dụng bánh xe hoặc bánh lái truyền thống, việc điều khiển hướng chuyển động của tàu đệm khí trong nghiên cứu này được thực hiện thông qua quay toàn bộ cụm đẩy. Trong quá trình làm việc, cụm đẩy vừa tạo lực đẩy vừa đảm nhiệm chức năng điều khiển hướng chuyển động, do đó cơ cấu quay phải bảo đảm khả năng đáp ứng nhanh, chính xác và ổn định dưới tác động của mô-men quán tính, mô-men con quay và tải trọng khí động. Vì vậy, việc xây dựng mô hình phản ánh đồng thời đặc tính của hệ thống truyền động thủy lực và động lực học của cụm đẩy là cần thiết để đánh giá đúng đặc tính động của hệ thống. Xuất phát từ những vấn đề trên, nghiên cứu này tập trung xây dựng mô hình toán học của hệ thống truyền động thủy lực điều khiển lái tàu đệm khí trên cơ sở mô hình hóa các phần tử chính của hệ thống, bao gồm bơm thủy lực, mô tơ thủy lực, van điều khiển điện–thủy lực, xi lanh thủy lực và động lực học của cơ cấu điều khiển lái.

Những đóng góp chính của nghiên cứu bao gồm: (i) xây dựng mô hình tích hợp giữa hệ thống đẩy và động lực học cơ cấu quay cụm đẩy tàu đệm khí; (ii) làm rõ ảnh hưởng tương tác giữa quá trình

điều khiển xi lanh thủy lực và sự thay đổi chế độ làm việc của hệ thống đẩy do hiện tượng chia sẻ lưu lượng; và (iii) đánh giá ảnh hưởng của các dạng tín hiệu điều khiển đến đặc tính quá độ, dao động áp suất và khả năng đáp ứng của hệ thống. Trên cơ sở các phương trình toán học đã xây dựng, mô hình mô phỏng được phát triển trong môi trường MATLAB/Simulink để khảo sát sự biến thiên của áp suất, lưu lượng, tốc độ quay và góc điều khiển dưới các chế độ điều khiển khác nhau, qua đó đánh giá khả năng đáp ứng, tính ổn định và hiệu quả của hệ thống truyền động thủy lực trong điều khiển lái tàu đệm khí.

2. Đối tượng nghiên cứu và phương pháp điều khiển hệ thống đẩy của tàu đệm khí

Tùy thuộc vào kích thước, tải trọng, môi trường làm việc và đặc tính vấn hành khác nhau mà tàu đệm khí sử dụng các phương pháp điều khiển phù hợp. Trong đó, phương pháp điều khiển cụm quạt đẩy được sử dụng phổ biến trên các tàu đệm khí có yêu cầu cơ động cao, tải trọng và công suất đa dạng điển hình như tàu Griffon 995ED (Hình 1). Phương án xoay cụm quạt đẩy là giải pháp điều khiển lái bằng cách xoay toàn bộ hệ thống tạo lực đẩy (bao gồm lồng dẫn dòng, cánh quạt và đôi khi cả động cơ hoặc cơ cấu truyền động) quanh một trục thẳng đứng (trục xoay lái). Phương pháp này không chỉ đáp ứng khả năng lái linh hoạt mà còn thuận lợi trong việc tích hợp hệ thống truyền động thủy lực và các thuật toán điều khiển hiện đại, cho phép nâng cao độ chính xác và tối ưu hiệu quả vận hành.



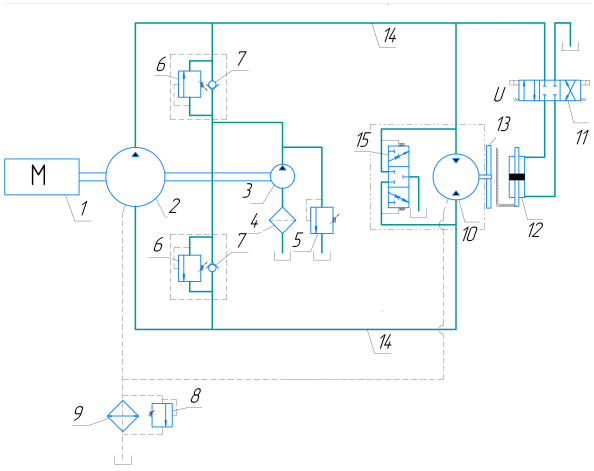
Hình 1. Tàu đệm khí Griffon 995ED

2.1. Hệ thống đẩy trên tàu đệm khí

Đối tượng nghiên cứu là tàu đệm khí sử dụng truyền động thủy lực, trong đó hệ thống nâng và hệ thống đẩy sử dụng chung một nguồn năng lượng (động cơ) và mỗi hệ thống sẽ sử dụng các nguồn (bơm) thủy lực riêng biệt. Việc tách riêng hệ thống thủy lực nâng và đẩy giúp đơn giản hóa hệ thống thủy lực, giảm quá trình phân chia lưu lượng, giảm xung đột các phần tử trong hệ thống và đơn giản hóa quá trình điều khiển [12]. Đối với hệ thống đẩy trên tàu, phương pháp điều khiển cụm quạt đẩy được áp dụng để lái tàu, trong đó xi lanh thủy lực đóng vai trò cơ cấu chấp hành tạo chuyển động quay hoặc thay đổi góc của cụm đẩy thông qua cơ cấu liên kết cơ khí. Việc ứng dụng hệ thống truyền động thủy lực cho phép nâng cao độ chính xác điều khiển, rút ngắn thời gian đáp ứng, cải thiện đáng kể khả năng cơ động của tàu, thuận tiện cho việc bố trí các hệ thống trên tàu, tăng không gian cho các hệ thống phụ trợ, tăng tải có ích cho tàu.

Động cơ đốt trong 1 dẫn động trục của bơm 2 hệ thống đẩy. Bơm 2 là bơm thủy lực thể tích cố định, được kết nối bằng hai đường ống 18 với mô tơ thủy lực 10, mô tơ này dẫn động quạt hướng trục

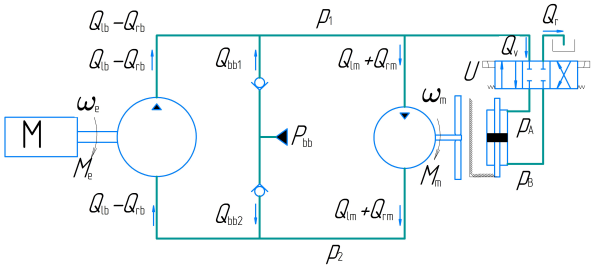
13 của hệ thống đẩy, khi quạt quay sẽ tạo thành luồng không khí đẩy tàu di chuyển về phía trước. Bơm bù 3 được dẫn động bởi trục của bơm chính dùng để bổ sung lượng chất lỏng làm việc bị rò rỉ của hệ thống. Tiếp theo là các thành phần còn lại của hệ thống: van bù một chiều 7, van an toàn 6 và 8, van xả 15, bộ lọc 4 và két làm mát 9 [8, 13] (Hình 2). Van xả được lắp trên các mô tơ thủy lực hiện đại nhằm duy trì nhiệt độ ổn định và loại bỏ tạp chất trong chất lỏng công tác [14]. Khi cần điều khiển hướng di chuyển của tàu, tín hiệu điều khiển U sẽ điều khiển xi lanh thủy lực 12, tác dụng làm quay cụm thủy lực–quạt đẩy sang trái, phải theo phương ngang tùy theo tín hiệu điều khiển. Để dẫn động xi lanh thủy lực, van điều khiển điện–thủy lực 4/3 sẽ dẫn dầu công tác từ mạch chính của hệ thống vào buồng xi lanh, để đảm bảo góc quay của cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy sẽ sử dụng cảm biến góc để đo góc quay thực tế của hệ thống và phản hồi về trung tâm điều khiển để đảm bảo quá trình lái tàu đúng yêu cầu.



Hình 2. Sơ đồ thủy lực

Hình 2 thể hiện sơ đồ thủy lực của hệ thống đẩy trên tàu, trong đó: 1 – Động cơ đốt trong; 2 – Bơm pít tông đĩa nghiêng; 3 – Bơm bù; 4 – Bầu lọc hút; 5 – Van tràn; 6 – Van an toàn; 7 – Van bù một chiều; 8 – Van an toàn; 9 – Két làm mát; 10 – Mô tơ thủy lực; 11 – Van điều khiển điện–thủy lực 4/3; 12 – Xi lanh thủy lực; 13 – Quạt đẩy; 14 – Đường ống dẫn hệ thống đẩy; 15 – Van xả; U – Tín hiệu điều khiển van.

2.2. *Mô hình toán học hệ thống đẩy, điều khiển lái của tàu đệm khí*



Hình 3. Sơ đồ tính toán hệ thống truyền động thủy lực

Hình 3 mô tả sơ đồ tính toán của hệ thống truyền động thủy lực, trong đó thể hiện hướng chuyển động của dòng chất lỏng, lưu lượng qua các phần tử và mối quan hệ giữa nguồn thủy lực, van điều khiển và cơ cấu chấp hành. Các ký hiệu sử dụng trong sơ đồ được định nghĩa như sau: Q_{lb} – lưu lượng lý thuyết bơm; Q_{lm} – lưu lượng lý thuyết mô tơ thủy lực; Q_{rb}, Q_{rm} – lưu lượng rò rỉ của bơm và mô

tơ thủy lực; M_e, ω_e – mô-men xoắn và tốc độ góc của trục động cơ truyền tới bơm thủy lực; M_m, ω_m – mô-men xoắn và tốc độ góc của trục mô tơ thủy lực; p_1, p_2 – áp suất chất lỏng trong đường ống áp lực và đường hút; p_A, p_B – áp suất chất lỏng trong buồng xi lanh; Q_v, Q_r – lưu lượng chất lỏng đi vào và đi ra khỏi van; p_{bb} – áp suất bơm bù.

Khi xây dựng mô hình sử dụng những giả thiết cơ bản [8]: áp suất p_{bb} trong đường ống chính trước van bù được duy trì không đổi; các đường ống được coi là đủ ngắn để có thể bỏ qua quán tính của chất lỏng và tổn thất áp suất do lực cản ma sát; lưu lượng qua van bù với những thay đổi nhỏ về áp suất được tuyến tính hóa bằng các phương trình được viết dưới dạng phương trình (3) và (4); hệ số lưu lượng của van là không đổi; bỏ qua rò rỉ chất lỏng công tác qua các khe hở hướng kính của các con trượt van; các giả thiết này được sử dụng phổ biến trong mô hình hóa van thủy lực [15]. Nhiều nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm đã chứng minh rằng ảnh hưởng của các yếu tố này đến kết quả tính toán là không đáng kể so với các nguồn sai số khác của mô hình, do đó không làm giảm đáng kể độ tin cậy của kết quả nghiên cứu.

Phương trình lưu lượng chất lỏng làm việc trong đường ống cao áp và đường ống hút:

$$Q_{lb} \cdot \eta_b + Q_{bb1} = Q_{lm}/\eta_{om} + V_{01}/B_{d1} \cdot dp_1/dt + Q_v \tag{1}$$

$$Q_{lm}/\eta_{om} - Q_0 + Q_{bb2} = Q_{lb} \cdot \eta_{ob} + V_{02}/B_{d2} \cdot dp_2/dt \tag{2}$$

Lưu lượng qua van bù:

$$Q_{bb1} = K_v \cdot (p_{bb} - p_1) \tag{3}$$

$$Q_{bb2} = K_v \cdot (p_{bb} - p_2) \tag{4}$$

trong đó: Q_0 – lưu lượng làm mát của hệ thống được bù đắp bằng bơm bù; V_{01}, V_{02} – thể tích đường ống áp lực và đường ống hút; B_{d1}, B_{d2} – mô đun đàn hồi của đường ống áp lực, đường ống hút; η_{ob}, η_{om} – hiệu suất thể tích bơm và mô tơ thủy lực; K_v – hệ số lưu lượng van bù.

Trong thực tế tính toán: $Q_{bb1} = 0$, vì áp suất tại đường ống áp lực p_1 luôn lớn hơn áp suất bù p_{bb} của hệ thống.

Lưu lượng lý thuyết bơm:

$$Q_{lb} = \omega_b \cdot V_b/2\pi \tag{5}$$

trong đó: V_b – lưu lượng riêng của bơm; ω_b – tốc độ trục bơm bằng tốc độ trục động cơ ω_g.

Phương trình chuyển động của trục mô tơ thủy lực–quạt đẩy:

$$q_m \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_{cm} - M_Q = J \cdot d\omega_m/dt \tag{6}$$

trong đó: q_m – thể tích đặc trưng của mô tơ thủy lực; $p_1 - p_2$ – chênh lệch áp suất trong mô tơ thủy lực; η_{cm} – hiệu suất cơ khí mô tơ thủy lực; J – mô-men quán tính của rôto mô tơ thủy lực và quạt đẩy với trục mô tơ; M_Q – mô-men cản trên trục cánh quạt đẩy được xác định dựa trên các đặc tính khí động không thứ nguyên của quạt đẩy, được xây dựng từ các kết quả thực nghiệm trong phòng thí nghiệm [16].

Hiệu suất bơm và mô tơ thủy lực được tính toán nhờ "Lý thuyết về sự tương đồng giữa các máy thủy lực quay của V. V. Mishke với sự làm rõ của K. I. Gorodetsky" [17]. Hệ số tổn thất trong các công thức tính toán hiệu suất đã được xác định bằng thực nghiệm đối với bơm và mô tơ thủy lực Danfoss. Việc sử dụng các hệ số tổn thất đã được xác định bằng thực nghiệm giúp nâng cao tính đại diện vật lý và độ tin cậy của mô hình, có ứng dụng cao, có thể làm cơ sở cho việc xây dựng các mô hình truyền động thủy lực trong các hệ thống khác nhau.

Lưu lượng chất lỏng vào van:

$$Q_v = \mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_1 - p_A|} \tag{7}$$

Lưu lượng chất lỏng qua van khi đi vào xi lanh bao gồm lưu lượng dẫn động xi lanh thủy lực và lưu lượng bù nén do áp suất:

$$Q_v = S \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_{x1}}{B_{x1}} \cdot \frac{dp_A}{dt} \tag{8}$$

Lưu lượng chất lỏng ra khỏi van:

$$Q_r = \mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_B - p_k|} \tag{9}$$

Lưu lượng chất lỏng qua van khi đi ra khỏi xi lanh bao gồm lưu lượng dẫn động xi lanh thủy lực và lưu lượng bù nén do áp suất:

$$Q_r = S \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_{x2}}{B_{x2}} \cdot \frac{dp_B}{dt} \tag{10}$$

trong đó: μ – hệ số lưu lượng van; x – độ dịch chuyển con trượt; d_c – đường kính con trượt; ρ – mật độ chất lỏng; V_{x1}, V_{x2} – thể tích hiệu dụng của dầu trong hai khoang xi lanh; B_{x1}, B_{x2} – mô đun đàn hồi của khối thể tích trong hai khoang xi lanh; S – diện tích làm việc xi lanh; y – độ dịch chuyển xi lanh; p_k – áp suất không khí

Nghiên cứu động lực học cụm đẩy khi quay cụm đóng vai trò quan trọng trong việc xây dựng chính xác mô hình của hệ thống, khi quay cụm đẩy mô-men cản tác dụng lên cơ cấu quay cụm đẩy bao gồm: mô-men con quay $M_{cq} = J \cdot \omega_m \cdot \frac{d\beta}{dt}$, khi tàu chuyển động ổn định thì tốc độ quay của mô tơ thủy lực–quạt đẩy là không đổi; mô-men ma sát $M_{ms} = f_{ms} \cdot \frac{d\beta}{dt}$, là mô-men cản xuất hiện do lực ma sát trong cơ cấu thủy lực, cơ khí của cụm đẩy khi quay; mô-men khí động tác dụng lên giá treo xoay khi tàu đang di chuyển được cấu thành từ hai thành phần, $M_k = C_n(\beta) \cdot \frac{\rho_k}{2} \cdot v_{td} \cdot S_d \cdot e$ - thành phần mô-men do lực khí động tác dụng lên cấu trúc bề mặt ngoài của cơ cấu quay và $M_d = m \cdot v_{out} \cdot \sin\beta \cdot b$– mô-men do sự thay đổi hướng vectơ động lượng của luồng khí đi qua tâm quạt khi cụm đẩy thực hiện, trong đó: f_{ms} – hệ số ma sát cụm đẩy; β – góc quay của cụm mô tơ - quạt đẩy; $C_n(\beta) = A \cdot \sin\beta$ – hệ số cản khí động cụm đẩy, $A = \text{const}$ khi β nhỏ; ρ_k – mật độ không khí; v_{td} – vận tốc tương đối dòng khí đi vào cụm đẩy và sẽ bằng vận tốc tàu (cho rằng vận tốc gió bằng không); S_d – diện tích cản gió cụm đẩy; e – cánh tay đòn khí động (trong thực tế, để giảm thiểu tối đa tải trọng động tác dụng ngược lên cơ cấu chấp hành, trục xoay đứng của giá treo cụm đẩy thường được tính toán bố trí đi qua trùng, sát tâm áp lực khí động của lồng quạt đẩy $e = 0$, dẫn đến $M_k = 0$); m – lưu lượng khối lượng khí qua quạt đẩy; v_{out} – vận tốc dòng khí khi ra khỏi quạt đẩy; b – khoảng cách từ mặt phẳng dòng ra đến tâm trục quay cụm đẩy và trong thực tế làm việc β thường nhỏ hơn 30°, mô-men khí động là thành phần chủ yếu của mô-men cản tác dụng lên cơ cấu quay cụm đẩy [9, 11, 18, 19].

Do đó phương trình tổng quát quay cụm đẩy theo phương ngang có dạng như sau:

$$(p_A - p_B) \cdot S \cdot l - f \cdot d\beta/dt - k_\beta \cdot \beta = J_{dk} \cdot d^2\beta/dt^2 \tag{11}$$

trong đó: l – cánh tay đòn của xi lanh (khoảng cách giữa xi lanh thủy lực và trục quay ngang của cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy); f – hệ số cản tổng hợp, bao gồm ma sát và ảnh hưởng của mô-men con

quay; k_β – hệ số mô-men cản khí động phụ thuộc góc quay; J_{dk} – mô-men quán tính cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy.

Phương trình điều khiển con trượt của van:

$$U = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} \tag{12}$$

trong đó: U – điện áp điều khiển con trượt; L – điện cảm của cuộn điện; R – điện trở của cuộn điện; i – dòng điện điều khiển trong cuộn cảm.

Phương trình lực điện từ:

$$F_i = k_i \cdot i \tag{13}$$

trong đó: k_i – hệ số sức điện động.

Phương trình chuyển động con trượt van:

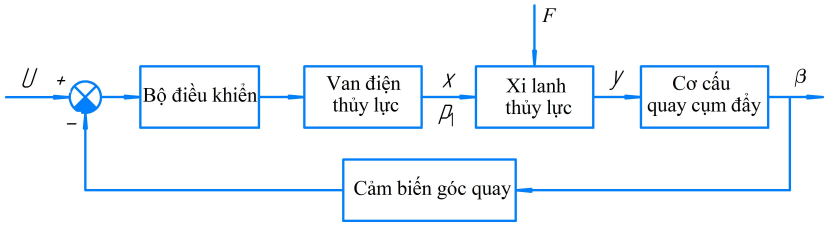
$$F_i = m_c \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + k_{ms} \cdot \frac{dx}{dt} + c \cdot x \tag{14}$$

trong đó: m_c – khối lượng con trượt; k_{ms} – hệ số ma sát; c – độ cứng lò xo; x – độ dịch chuyển con trượt.

Mối quan hệ giữa góc điều khiển β và độ dịch chuyển của xi lanh y:

$$y = l \cdot \tan\beta \tag{15}$$

Hình 4 trình bày sơ đồ khối của hệ thống điều khiển góc quay cụm đẩy. Tín hiệu điều khiển từ bộ điều khiển được đưa tới van điện–thủy lực để điều chỉnh lưu lượng chất lỏng công tác cấp cho xi lanh thủy lực. Dưới tác động của xi lanh, cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy quay đến góc yêu cầu. Góc quay thực tế của cụm được đo bằng cảm biến góc và truyền về bộ điều khiển theo cơ chế phản hồi. Trên cơ sở tín hiệu phản hồi này, bộ điều khiển liên tục hiệu chỉnh tín hiệu điều khiển nhằm bảo đảm góc quay của cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy bám sát giá trị yêu cầu [8, 12].



Hình 4. Sơ đồ khối của hệ thống điều khiển góc quay cụm đẩy, trong đó: F – ngoại lực tác dụng lên xi lanh.

Mối quan hệ giữa tín hiệu điều khiển và góc quay của cụm mô tơ thủy lực–quạt đẩy:

$$U = K_{u\beta} \cdot \beta \tag{16}$$

trong đó: $K_{u\beta}$ – hệ số tương quan giữa tín hiệu U và góc quay của cơ cấu điều khiển.

3. Kết quả nghiên cứu

Trên cơ sở các phương trình toán học đã xây dựng cho các phần tử của hệ thống, bao gồm bơm thủy lực, mô tơ thủy lực, van điều khiển điện–thủy lực, xi lanh thủy lực, cơ cấu quay cụm đẩy và sơ đồ điều khiển góc quay, mô hình mô phỏng được xây dựng trên môi trường MATLAB/Simulink. Chương trình được sử dụng để đánh giá đặc tính động lực học, khả năng làm việc của hệ thống và khảo sát các

quá trình quá độ, đánh giá chất lượng điều khiển góc quay của cụm quạt đẩy dưới các điều kiện làm việc khác nhau.

Trong nghiên cứu này, xem xét trường hợp tàu đệm khí cỡ vừa có trọng lượng toàn tải gần 1 tấn chuyển động ổn định với vận tốc trung bình 10 m/s. Các thông số mô phỏng được xác định trên cơ sở phương án thủy lực hóa hệ thống đẩy tích hợp lái và điều kiện làm việc định mức của hệ thống. Các thông số của bơm, mô tơ và van được lựa chọn theo catalogue của nhà sản xuất, trong khi các thông số kết cấu và tải của cụm đẩy được xác định theo phương án thiết kế của hệ thống (Bảng 1).

Bảng 1. Các thông số của hệ thống truyền động thủy lực

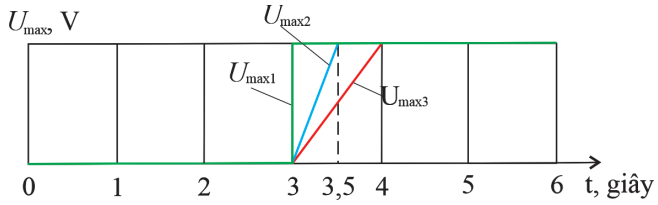
STT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Tốc độ quay bơm	n_b	2000	vòng/phút
2	Dung tích bơm; dung tích mô tơ	V_b; V_m	75; 60	cm^3/vòng
3	Diện tích xi lanh	S	2,98	cm^2
4	Mô đun đàn hồi của dầu	B	1300	MPa
5	Áp suất đầu vào; áp suất hồi	p_{bb}; p_k	0,5; 0,1	MPa
6	Hành trình xi lanh; góc quay cực đại	y_{max}; β_{max}	120; 45	cm; °
7	Khoảng cách đến trục quay; hành trình con trượt	l; x_{max}	60; 0,4	cm; mm
8	Khối lượng riêng dầu; hệ số lưu lượng	ρ; μ	890; 0,62	kg/m^3; –
9	Đường kính con trượt	d_c	4	mm
10	Điện cảm; điện trở; khối lượng phần ứng	L; R; m_c	1,2; 250; 0,05	H; Ω; kg

Do điều kiện thử nghiệm đối với hệ thống đẩy tích hợp lái của tàu đệm khí còn hạn chế, mô hình chưa được kiểm chứng trực tiếp ở cấp độ toàn hệ thống. Tuy nhiên, các đặc tính của bơm, mô tơ thủy lực và quạt được xác định hoặc đối chiếu trên cơ sở catalogue kỹ thuật của nhà sản xuất, dữ liệu thực nghiệm và các mô hình đã được công bố. Vì vậy, nghiên cứu tập trung sử dụng mô phỏng số để đánh giá đặc tính động và xu hướng biến thiên của hệ thống trong phạm vi các giả thiết và điều kiện làm việc đã nêu.

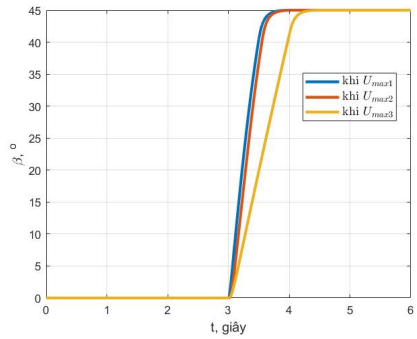
Để đánh giá đặc tính làm việc của hệ thống thủy lực, nghiên cứu xem xét hai trường hợp tín hiệu điều khiển. Trường hợp thứ nhất, tín hiệu điều khiển bằng U_{max}, tương ứng với góc quay lớn nhất của cụm đẩy, được sử dụng để đánh giá khả năng làm việc ở chế độ cực đại của hệ thống. Qua đó có thể kiểm tra độ bền và độ ổn định của hệ thống, xác định giá trị áp suất lớn nhất trong mạch, vận tốc lớn nhất của cơ cấu chấp hành, đồng thời đánh giá nguy cơ quá tải đối với các phần tử thủy lực. Trường hợp thứ hai, tín hiệu điều khiển bằng $10\%U_{max}$, tương ứng với góc quay nhỏ của cụm đẩy, được lựa chọn nhằm đánh giá độ nhạy, khả năng điều khiển chính xác ở góc quay nhỏ, sai số của hệ thống cũng như khả năng làm việc ổn định của xi lanh khi van phân phối điện–thủy lực chưa mở hoàn toàn. Đây cũng là chế độ làm việc có ý nghĩa thực tiễn, bởi trong quá trình khai thác, cụm đẩy chủ yếu hoạt động ở các góc quay nhỏ để thực hiện các thao tác điều hướng và hiệu chỉnh hướng chuyển động của phương tiện.

3.1. Đặc tính quá độ của hệ thống khi tín hiệu điều khiển U_{max}

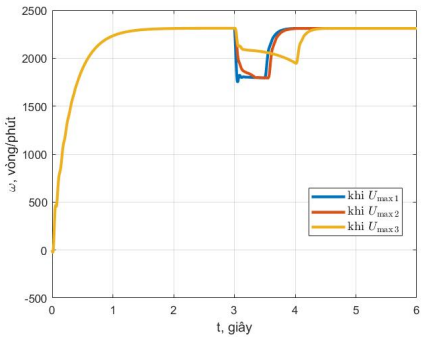
Quá trình điều khiển lái được thực hiện tại thời điểm $t = 3$ giây, tín hiệu tăng từ 0 đến U_{max}. Việc sử dụng các loại tín hiệu điều khiển là tín hiệu xung ($U_{max\,1}$), tín hiệu có độ trễ 0,5 giây ($U_{max\,2}$) và 1 giây ($U_{max\,3}$), cho phép đánh giá phản ứng của hệ thống với tín hiệu điều khiển (Hình 5), van điều khiển sẽ mở cho đến khi xi lanh di chuyển đến vị trí biên $y_{max}/2 = 0{,}6$ m tương ứng góc quay lớn nhất của cụm đẩy là 45°.



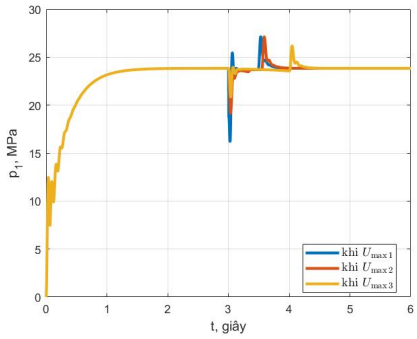
Hình 5. Tín hiệu điều khiển van



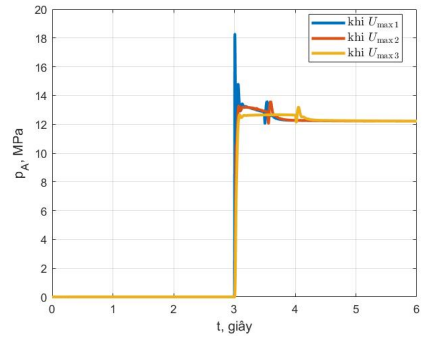
(a) Góc quay cụm đẩy



(b) Tốc độ quay quạt đẩy



(c) Áp suất p_1



(d) Áp suất p_A

Hình 6. Đặc tính quá độ của hệ thống

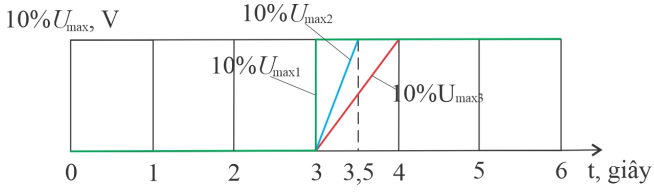
Hình 6 biểu diễn các đặc tính quá độ của hệ thống khi tín hiệu điều khiển bằng $U_{\max}$. Hệ thống thủy lực phản ứng nhanh với tín hiệu điều khiển; góc quay của cụm đẩy đạt giá trị cực đại $\beta_{\max}$ trong khoảng 0,5 giây và đáp ứng yêu cầu điều khiển lái của hệ thống (Hình 6(a)). Quá trình điều khiển diễn ra liên tục và ổn định, trong đó góc quay của cụm đẩy thay đổi mượt và tiến dần đến giá trị yêu cầu mà không xuất hiện dao động hoặc quá điều chỉnh đáng kể. Sau giai đoạn quá độ, góc quay ổn định tại giá trị đặt và được duy trì trong khoảng thời gian khảo sát. Đặc tính đáp ứng này có thể được giải thích bởi tác dụng kết hợp của khả năng giảm chấn vốn có của hệ thống truyền động thủy lực và các đặc tính động lực học của cụm đẩy, góp phần hạn chế dao động của cơ cấu quay. Kết quả cho thấy hệ thống đáp ứng tốt yêu cầu điều khiển vị trí và có khả năng duy trì quá trình điều hướng ổn định trong phạm vi các điều kiện mô phỏng.

Khi van lưu lượng mở, bơm chính sẽ cung cấp một phần lưu lượng cho xi lanh điều khiển cụm đẩy qua van phân phối, khi đó lưu lượng chất lỏng qua mô tơ thủy lực sẽ giảm và giảm tốc độ quay của mô tơ thủy lực–quạt đẩy (Hình 6(b)), tuy nhiên quá trình này diễn ra khoảng 1 giây, hiệu ứng này cho

phép giảm tốc độ di chuyển của tàu và thuận tiện cho quá trình lái tàu, điều này cho thấy việc trích lưu lượng từ hệ thống đẩy cho cơ cấu điều khiển không ảnh hưởng đáng kể đến hiệu quả hệ thống đẩy. Sự thay đổi áp suất (Hình 6(c), Hình 6(d)) trong quá trình đóng–mở van cho thấy có sự tăng, giảm áp suất đột ngột trong hệ thống thủy lực, các xung áp này không làm ảnh hưởng đến đặc tính vận hành và độ chính xác vị trí của hệ thống. Giá trị áp suất cực đại chỉ xuất hiện trong khoảng thời gian rất ngắn và vẫn nằm trong giới hạn làm việc cho phép của các phần tử thủy lực. Cụ thể, áp suất cực đại tại đường ống áp lực đạt 27,5 MPa, thấp hơn giới hạn áp suất làm việc cho phép của hệ thống là 35 MPa; trong khi áp suất cực đại tại khoang xi lanh đạt 18,2 MPa và chỉ tồn tại trong khoảng 0,1 giây. Do đó, trong phạm vi các điều kiện mô phỏng, các đỉnh áp suất này không làm ảnh hưởng đáng kể đến đặc tính vận hành và độ chính xác điều khiển vị trí của hệ thống. Sự tăng, giảm đột ngột của áp suất tại các thời điểm chuyển mạch là hiện tượng động lực học chất lưu thông thường khi thay đổi trạng thái đóng–mở của van phân phối và lưu lượng trong đường ống. Khi tín hiệu điều khiển với độ trễ là 1 giây ($U_{\max 3}$) biên độ dao động áp suất tại thời điểm đóng–mở van có giá trị nhỏ nhất, tuy nhiên tốc độ chấp hành cơ cấu sẽ chậm hơn các tín hiệu khác $U_{\max 1}$, $U_{\max 2}$. Kết quả này cho thấy việc giảm tốc độ thay đổi tín hiệu điều khiển giúp hạn chế tốc độ biến thiên lưu lượng qua van phân phối, từ đó làm giảm xung áp suất trong đường ống. Tuy nhiên, thời gian xác lập của hệ thống tăng lên, phản ánh sự đánh đổi giữa tốc độ đáp ứng và chất lượng điều khiển. Do đó, tín hiệu có độ trễ 0,5 giây được xem là phương án phù hợp hơn vì vẫn đảm bảo tốc độ chấp hành đồng thời giảm đáng kể dao động áp suất.

3.2. Đặc tính quá độ của hệ thống khi tín hiệu điều khiển $10\%U_{\max}$

Tương tự, quá trình điều khiển lái được thực hiện tại thời điểm $t = 3$ giây, tín hiệu tăng từ 0 đến $10\%U_{\max}$, tín hiệu điều khiển lần lượt là tín hiệu xung ($10\%U_{\max 1}$), tín hiệu có độ trễ 0,5 giây ($10\%U_{\max 2}$) và 1 giây ($10\%U_{\max 3}$), van điều khiển sẽ mở cho đến khi xi lanh di chuyển đến vị trí $10\%y_{\max}/2 = 6$ cm tương ứng góc quay cụm đẩy mô tơ thủy lực–quạt đẩy quay 4,5° (Hình 7).



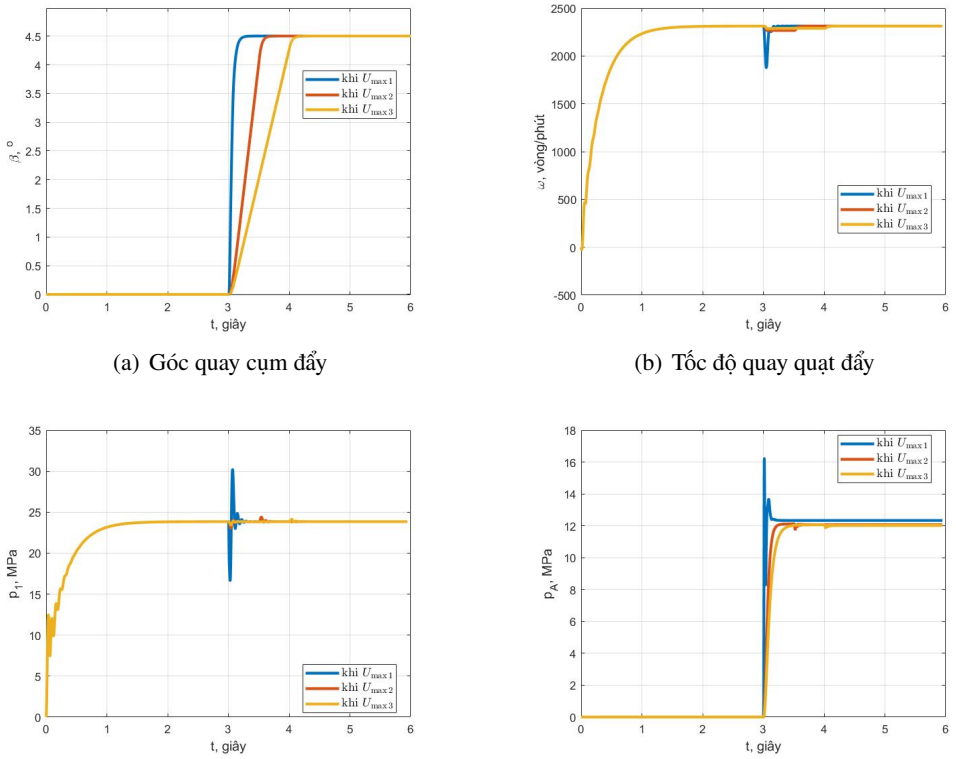
Hình 7. Tín hiệu điều khiển van

Hình 8 biểu diễn các đặc tính quá độ của hệ thống khi tín hiệu điều khiển bằng $10\%U_{\max}$. Góc quay của cụm đẩy đạt giá trị yêu cầu $10\%\beta_{\max}$ với độ chính xác xác lập cao và duy trì ổn định trong khoảng thời gian khảo sát. Mặc dù biên độ tín hiệu điều khiển nhỏ và quá trình đóng–mở van diễn ra nhanh, đáp ứng của hệ thống vẫn thay đổi liên tục, mượt và hầu như không xuất hiện dao động hoặc quá điều chỉnh đáng kể. Kết quả cho thấy hệ thống có khả năng làm việc ổn định trong vùng điều khiển góc nhỏ, đồng thời hạn chế ảnh hưởng của các xung áp đến chuyển động của cơ cấu quay.

Tín hiệu điều khiển van có ảnh hưởng trực tiếp đến tốc độ quay của cụm đẩy (Hình 8(a)) và biên độ dao động áp suất tại các thời điểm đóng–mở van (Hình 8(c) và Hình 8(d)). Tuy nhiên, do thời gian mở van ngắn nên sự thay đổi lưu lượng cấp cho mô tơ thủy lực chỉ diễn ra trong khoảng thời gian ngắn, vì vậy ảnh hưởng đến tốc độ quay của tổ hợp mô tơ thủy lực–quạt đẩy và vận tốc chuyển động của tàu là không đáng kể (Hình 8(b)). Đối với các tín hiệu có độ trễ ($10\%U_{\max 2}$, $10\%U_{\max 3}$), tốc độ quay của quạt đẩy gần như không thay đổi, cho thấy việc sử dụng tín hiệu điều khiển có độ trễ phù hợp có thể hạn chế ảnh hưởng của quá trình điều khiển lái đến khả năng tạo lực đẩy của hệ thống.

Tương tự trường hợp điều khiển ở góc quay cực đại, các đỉnh áp suất xuất hiện trong quá trình chuyển mạch ở chế độ điều khiển góc quay nhỏ đều thấp hơn giới hạn làm việc cho phép của hệ thống.

Cụ thể, áp suất cực đại tại đường ống áp lực đạt 30,3 MPa, thấp hơn giới hạn áp suất làm việc cho phép là 35 MPa; trong khi áp suất cực đại tại khoang xi lanh đạt 16,2 MPa và chỉ tồn tại trong khoảng 0,08 s. Trong phạm vi các điều kiện mô phỏng, các đỉnh áp suất này không làm ảnh hưởng đáng kể đến đặc tính vận hành và độ chính xác điều khiển vị trí của hệ thống. Do đó, việc lựa chọn biên độ và quy luật thay đổi phù hợp của tín hiệu điều khiển có ý nghĩa quan trọng trong việc bảo đảm độ chính xác điều khiển vị trí, hạn chế dao động áp suất và giảm ảnh hưởng của quá trình điều khiển lái đến tốc độ quay của quạt đẩy trong vùng điều khiển góc nhỏ.



(a) Góc quay cụm đẩy

(b) Tốc độ quay quạt đẩy

(c) Áp suất p_1

(d) Áp suất p_A

Hình 8. Đặc tính quá độ của hệ thống

4. Kết luận

Nghiên cứu đã xây dựng mô hình toán học của hệ thống truyền động thủy lực điều khiển lái tàu đệm khí, bao gồm các mô hình của bơm thủy lực, mô tơ thủy lực, van điều khiển điện–thủy lực, xi lanh thủy lực và động lực học của cơ cấu quay cụm đẩy. Trên cơ sở đó, mô hình mô phỏng được phát triển trong môi trường MATLAB/Simulink để đánh giá đặc tính động và khả năng đáp ứng của hệ thống trong các chế độ điều khiển khác nhau. Kết quả nghiên cứu cho thấy khả năng ứng dụng hệ thống thủy lực trong điều khiển lái tàu đệm khí, hệ thống điều khiển có tốc độ đáp ứng nhanh, độ ổn định cao, đảm bảo yêu cầu kỹ thuật trong hoạt động của tàu đệm khí. Kết quả mô phỏng cho thấy hệ thống đạt góc điều khiển yêu cầu trong khoảng 0,5 giây ở chế độ điều khiển cực đại. Việc sử dụng tín hiệu điều khiển có độ trễ 0,5 giây giúp giảm đáng kể biên độ dao động áp suất trong đường ống và các khoang xi lanh mà không làm suy giảm đáng kể tốc độ đáp ứng của hệ thống. Bên cạnh đó, mô-men con quay hồi chuyển góp phần nâng cao độ ổn định động lực học, tăng khả năng giảm chấn và hạn chế dao động của cơ cấu quay cụm đẩy trong quá trình làm việc.

Ngoài ra, kết quả mô phỏng cũng chỉ ra rằng việc lựa chọn hợp lý lưu lượng của bơm, mô tơ thủy lực và xi lanh điều khiển là yếu tố quan trọng nhằm hạn chế ảnh hưởng của quá trình chia sẻ lưu lượng giữa hệ thống đẩy và hệ thống lái, qua đó duy trì tốc độ quay của mô tơ thủy lực–quạt đẩy và bảo đảm khả năng cơ động của tàu. Cơ chế điều khiển được xây dựng đã đảm bảo khả năng vận hành ổn định và đồng bộ cụm đẩy trong các chế độ hoạt động. Những kết quả thu được là cơ sở cho việc đánh giá hiệu năng của hệ thống truyền động thủy lực và phát triển các chiến lược điều khiển tối ưu trong các nghiên cứu tiếp theo.

Trong tương lai, nghiên cứu sẽ tập trung vào việc xây dựng thuật toán điều khiển tối ưu cho hệ thống đẩy, hướng tới điều khiển phối hợp đồng thời cả ba hệ thống: nâng, đẩy và lái của tàu.

Tài liệu tham khảo

[1] Fu, M., Zhang, T., Ding, F., Wang, D. (2021). Safety-guaranteed adaptive neural motion control for a hovercraft with multiple constraints. *Ocean Engineering*, 220:108401.

[2] Le, T. D., Tran, K. N. N., Nguyen, D. T., Nguyen, T. H. (2009). Generality on air cushion vehicle design and applications. *Science and Technology Development Journal*, 12(14):12–20.

[3] Schwan, R., Schmid, N., Chassaing, E., Samaha, K., Jones, C. (2024). On identifying the non-linear dynamics of a hovercraft using an end-to-end deep learning approach. *IFAC-PapersOnLine*, 58(15):289–294.

[4] Sosnovsky, N. G., Nguyen, V. H. (2023). Computational study of the hovercraft hydraulic transmission. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, (4 (757)):46–54.

[5] Amyot, J. R. (1989). *Hovercraft technology, economics and applications*, volume 11 of *Elsevier Studies in Mechanical Engineering*. Elsevier, Amsterdam.

[6] Đức, L. V., Tuấn, N. V., Đức, N. Đ., Hùng, H. V. (2017). Nghiên cứu động lực học nâng tàu đệm khí. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng*, 11(4):161–166.

[7] Brusov, V. A., Merzlikin, Y. Y., Men'shikov, A. S. (2021). Development of a control system for the hydraulic system parameters of a vehicle with a combined chassis on an air cushion. *Trudy NAMI*, (1): 35–46.

[8] Lepeshkin, A. V., Sosnovsky, N. G., Nguyen, V. H. (2023). Mathematical model of the hovercraft lift system. *Izvestiya MGTU MAMI*, 17(4):357–366.

[9] Mantle, P. J. (1980). *Air cushion craft development: First revision*. David W. Taylor Naval Ship Research and Development Center, Bethesda, MD. Report DTNSRDC-80/012, AD-A084740.

[10] Zlobin, G. P., Simonov, Y. A. (1971). *Air cushion vehicles*. Sudostroenie, Leningrad. (in Russian).

[11] Demeshko, G. F. (1992). *Ship design. Amphibious ACVs: A textbook in 2 books. Book 1*. Sudostroenie, Saint Petersburg. (in Russian).

[12] Nguyễn, V. H., Nguyễn, D. Đ. (2025). Điều khiển tàu đệm khí có hệ thống nâng và đẩy tích hợp. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt - Hội nghị Khoa học và Công nghệ Cơ khí - Động lực lần thứ XVIII: 242–247.

[13] Popov, D. N. (1987). *Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems*. 2nd edition, Mashinostroenie, Moscow. (in Russian).

[14] Danfoss Engineering (2026). *Service manual. H1P 045/053/060/068 closed circuit axial piston pumps*. Danfoss.

[15] Nguyễn, D. Đ., Nguyễn, T. V., Nguyễn, V. H. (2025). Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu và làm việc đến đặc tính động lực học của van phân phối điện - thủy lực hai cấp dùng trên xe quân sự. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, Số đặc biệt - Hội nghị Khoa học và Công nghệ Cơ khí - Động lực lần thứ XVIII: 296–301.

[16] Brusilovsky, I. V. (1984). *Aerodynamics of axial fans*. Mashinostroenie, Moscow. (in Russian).

[17] Gorodetsky, K. I. (1977). Mechanical efficiency of positive displacement hydraulic machines. *Vestnik Mashinostroeniya*, (7):11–13.

[18] Vashkevich, K. P. (1963). Equations of motion of an air cushion vehicle. *Trudy TsAGI (Proceedings of the Central Aerohydrodynamic Institute)*, 137–174.

[19] Loitsianskii, L. G. (2003). *Mechanics of liquids and gases*. 7th edition, Moscow. (in Russian).