

# PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC THIẾT BỊ NÂNG DO VIỆT NAM CHẾ TẠO LẮP TRÊN TÀU KHẢO SÁT MÔI TRƯỜNG BIỂN

Bùi Văn Trâm<sup>a,\*</sup>, Nguyễn Văn Quyền<sup>b</sup>, Lê Văn Dương<sup>c</sup>, Vũ Văn Thoại<sup>d</sup>

<sup>a</sup>Khoa Cơ khí - Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải,  
số 54 phố Triều Khúc, quận Thanh Xuân, Hà Nội, Việt Nam

<sup>b</sup>Khoa Cơ điện tử, Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội,  
số 1 đường Đại Cồ Việt, quận Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam

<sup>c</sup>Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự,  
236 đường Hoàng Quốc Việt, quận Bắc Từ Liêm, Hà Nội, Việt Nam

<sup>d</sup>Khoa Xe máy, Trường Sĩ quan Công binh, số 229B đường Bạch Đằng,  
Phủ Cường, TP. Thủ Dầu Một, tỉnh Bình Dương, Việt Nam

Nhận ngày 29/3/2023, Sửa xong 22/8/2023, Chấp nhận đăng 10/01/2024

## Tóm tắt

Bài báo trình bày việc xây dựng mô hình và phân tích động lực học cụm thiết bị nâng lắp trên tàu biển phục vụ khảo sát môi trường biển ứng với các trường hợp tải trọng khi nâng hạ và kéo vật trong môi trường nước biển ở độ sâu lân cận 2,5 km. Nội dung bài báo sử dụng lý thuyết hệ nhiều vật để xây dựng mô hình động lực học, thiết lập hệ phương trình vi phân và giải hệ phương trình bằng phương pháp số. Bài báo tập trung phân tích và khảo sát mô hình động lực học thiết bị nâng ứng với các trường hợp cơ hệ chịu tải trọng điển hình có xét đến sự di chuyển của tàu biển. Kết quả bài báo xác định được các thông số động lực học của cơ hệ trong quá trình làm việc, là cơ sở để đánh giá về đặc tính kỹ thuật và tính năng sử dụng của cụm thiết bị nâng chế tạo ở Việt Nam.

*Từ khóa:* phân tích động lực học; tàu nâng; thiết bị nâng; nâng và kéo thiết bị quan trắc biển; kéo vật dưới biển; hệ nhiều vật.

DYNAMIC ANALYSIS OF LIFTING EQUIPMENT MANUFACTURED BY VIETNAM AND INSTALLED ON A SHIP FOR SURVEYING THE SEA ENVIRONMENT

## Abstract

The article presents the steps of establish and analyzing the dynamic model of lifting equipment mounted on a ship for surveying the sea environment when lifting and pulling the monitoring device in the sea environment at a depth of about 2.5 km. The content of the article uses the theory of multibody systems to build the dynamic model and set up a system of differential equations. Solving the system of differential equations is done using numerical methods. The article focuses on analyzing and surveying of dynamic models of lifting equipment with different types of typical loads when pulling objects and moving the ship. The results of the paper will be determined the dynamic parameters of the system including lifting equipment - ships in working process, this is the basis for determining the technical characteristics and usability of the lifting equipment cluster manufactured in Vietnam.

*Keywords:* dynamic analysis; crane ship; lifting equipment; lifting and pulling marine monitoring device; pulling objects under the sea; multibody systems.

[https://doi.org/10.31814/stce.huce2024-18\(1V\)-12](https://doi.org/10.31814/stce.huce2024-18(1V)-12) © 2024 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

## 1. Đặt vấn đề

Việt Nam có bờ biển dài hơn ba ngàn km nên việc nghiên cứu và khảo sát về biển là nhiệm vụ thường xuyên và quan trọng hàng đầu nhằm cung cấp các luận cứ khoa học về điều kiện tự nhiên, môi

\*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: [trambv@utt.edu.vn](mailto:trambv@utt.edu.vn) (Trâm, B. V.)

trường, tài nguyên biển nhằm phục vụ việc hoạch định chính sách, chiến lược cũng như quy hoạch khai thác nguồn tài nguyên biển. Để thực hiện được những công việc nêu trên, cần có các thiết bị chuyên dụng phục vụ thăm dò, khảo sát môi trường biển [1]. Có nhiều loại trang thiết bị chuyên dụng phục vụ điều tra, khảo sát môi trường biển, trong đó thiết bị nâng lắp trên tàu biển (TBNTTB) là một thiết bị thiết yếu hỗ trợ đắc lực cho việc thăm dò dưới biển với độ sâu lớn. Cụm thiết bị nâng này trong quá trình làm việc chịu tác động từ sàn tàu biển, tải trọng gió và ngoại lực kéo giữ thiết bị khảo sát chìm sâu trong nước biển. Những TBNTTB do nước ngoài chế tạo có tính năng hiện đại, làm việc an toàn, hiệu quả và năng suất cao, tuy nhiên sản phẩm có giá thành cao và khó khăn khi sửa chữa bảo dưỡng do phụ thuộc nguồn phụ tùng. Còn đối với những TBNTTB chế tạo trong nước thường được thực hiện theo kinh nghiệm và chép mẫu, sản phẩm khi sử dụng tồn tại nhiều hạn chế như độ cứng vững của kết cấu thép và phạm vi hoạt động của cần trục bị hạn chế ảnh hưởng đến độ chính xác của thiết bị khảo sát và hiệu quả công việc [2].



Hình 1. Thiết bị nâng lắp trên tàu HQ888 để nâng hạ thiết bị khảo sát biển

Thiết bị nâng lắp trên tàu HQ 888 (Hình 1) là sản phẩm của đề tài [2], trong quá trình làm việc bị rung lắc nhiều ảnh hưởng đến tính ổn định, sự an toàn và độ chính xác quỹ đạo của thiết bị khảo sát và hiệu quả công việc. Để hoàn thiện kết cấu này cần có các nghiên cứu chuyên sâu về động lực học, tập trung phân tích và khảo sát động lực học hệ khung cần trục trong các điều kiện làm việc đặc thù. Từ đó làm cơ sở cho việc hoàn thiện thiết bị đã có, phục vụ thiết kế thiết bị mới và nâng cao hiệu quả khai thác thiết bị.

Việc khảo sát động lực học hệ cần trục - phao nổi khi nâng hạ vật được trình bày khá kỹ trong các tài liệu [3–5], các nghiên cứu này đã khảo sát động lực học cơ hệ khi coi phao nổi không di chuyển trên mặt nước, cần trục chỉ bị tác động bởi sóng hoặc gió và tải trọng của vật nâng, khi nâng vật trên mặt nước. Năm 2022, nhóm tác giả [6] đã xây dựng và khảo sát mô hình động lực học của thiết bị nâng lắp trên tàu biển HQ888 là sản phẩm của đề tài [2] với giả thiết tàu biển đứng yên và cần trục kéo thiết bị khảo sát ở độ sâu 1000 m dưới biển. Nghiên cứu này chưa xét đến trường hợp tàu biển di chuyển kéo và lai dắt thiết bị khảo sát dưới đáy biển, bỏ qua lực đẩy của chân vịt và lực cản của nước lên tàu. Nội dung chính của [6] là xây dựng mô hình động lực học và khảo sát sơ bộ một trạng thái làm việc để đánh giá mô hình động lực học, kết quả khảo sát chưa đủ cơ sở để đánh giá kết cấu của cụm thiết bị nâng, do đó cần tập trung nghiên cứu phát triển mô hình mô tả đúng và đủ trạng thái làm việc thực của cơ hệ thiết bị nâng - tàu biển. Sách chuyên khảo [7] trình bày kỹ về động lực học hệ nhiều vật, là cơ sở để xây dựng mô hình động lực học của cơ hệ nhiều vật cũng như khảo sát mô phỏng quá trình làm việc của mô hình. Tác giả [8] trình bày chi tiết mô hình và khảo sát tính toán

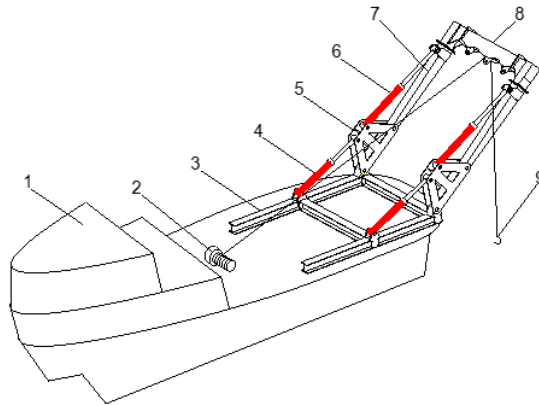
động lực học trực tiếp xylanh thủy lực, trong đó xylanh thủy lực là phần tử quan trọng có vai trò liên kết và điều khiển các khâu trong hệ thống thiết bị nâng lắp trên tàu biển. Những nghiên cứu về sức cản của nước lên vật khi di chuyển trong nước được các tác giả [9, 10] trình bày khá kỹ, tùy thuộc vào kích thước và tốc độ kéo (di chuyển) của vật mà sức cản của nước lên vật có giá trị thay đổi, được xác định theo hàm thời gian trong quá trình kéo vật. Các tác giả [11–17] đã khảo sát động lực học và điều khiển cần trục ngoài khơi khi nâng hạ container nhằm đưa ra thông số hợp lý của kết cấu khung nâng và thông số làm việc của cần trục phao nổi. Những tài liệu này mới chỉ xét khi cần trục phao nổi nâng hàng trên mặt nước, phao được neo giữ chịu tải trọng gió và sóng, không di chuyển.

Từ những cơ sở khoa học và các công bố nêu trên, bài báo này tập trung xây dựng mô hình động lực học và phân tích động lực học thiết bị nâng do Việt Nam chế tạo lắp trên tàu biển HQ888 khi nâng, kéo vật dưới nước biển và kết hợp di chuyển tàu biển.

## 2. Xây dựng mô hình động lực học

### 2.1. Giả thiết xây dựng mô hình

Trên cơ sở kết cấu và hoạt động của thiết bị nâng [2] và sơ đồ kết cấu của thiết bị nâng lắp trên tàu biển (Hình 2), để xây dựng mô hình nghiên cứu động lực học phát triển trên mô hình nghiên cứu [6] cần bổ sung một số giả thiết: Khi di chuyển, tàu biển luôn giữ vận tốc không đổi; Dây cáp nâng không bị co giãn, bỏ qua lực cản của nước biển lên dây cáp; Tàu biển có kết cấu đối xứng, có khối lượng tập trung, cứng tuyệt đối và chịu tác động của sóng theo hai phương  $x$  và  $y$ .



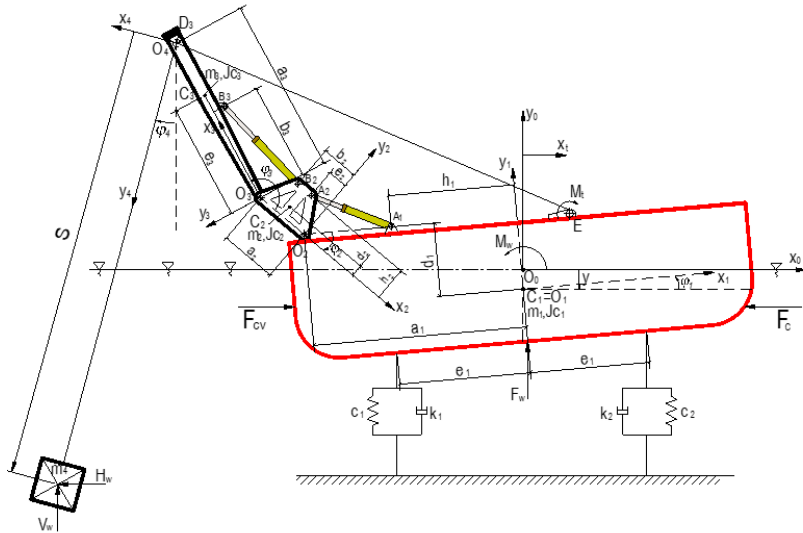
1- Tàu biển; 2- Cụm tời nâng hạ; 3- Sàn tàu biển; 4, 6- Xylanh thủy lực; 5- Cơ cấu bình hành; 7- Cơ cấu cần; 8- Xà ngang giữ pully; 9- Cụm móc treo.

Hình 2. Sơ đồ kết cấu của thiết bị nâng lắp trên tàu biển [2]

### 2.2. Mô hình động lực học

Mô hình động lực học (Hình 3) có 4 khâu gồm: Khâu 1 là tàu biển (1), di chuyển, tịnh tiến lên xuống và xoay lắc; khâu 2 là cơ cấu bình hành (5), lắc lên xuống; khâu 3 gồm cần (7) và xà ngang (8), lắc lên xuống; khâu 4 là thiết bị khảo sát được liên kết với cụm móc treo (9), chuyển động theo dây cáp. Mô hình động lực học được xây dựng cho thiết bị nâng tại mỗi vị trí làm việc với 7 tọa độ suy rộng, có xét lượng cáp quấn vào tang tời ( $s$ ). Do đó, số bậc tự do của cơ hệ là 7 ( $y, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, s, xt$ ).

Mô hình dao động của cần trục lắp trên tàu biển có khối lượng và mô men quán tính khối đối với khối tâm  $C_1(m_1; J_{C1})$  đặt trên nền đàn hồi nước biển với hệ số đàn hồi ( $c_1; c_2$ ). Chọn hệ quy chiếu  $Oxy$  là hệ quy chiếu tuyệt đối, trọng tâm của tàu biển có tọa độ ( $x; y$ ) và nghiêng một góc ( $\varphi_1$ ), tàu biển chịu tác động của sóng biển có mô men và lực quy dẫn ( $M_w; F_w$ ). Khung nâng cần trục được gắn



Hình 3. Mô hình động lực học cần trục lắp trên tàu biển khi di chuyển

trên tàu có các bộ phận liên kết với nhau gồm cơ cấu hình bình hành có khối lượng và mô men quán tính khối đối với khối tâm  $C_2(m_2; J_{C2})$ , cần có khối lượng và mô men quán tính khối đối với khối tâm  $C_3(m_3; J_{C3})$ , cáp nâng có chiều dài  $s(t)$  được dẫn động bởi tang tời có bán kính và mô men tời ( $r_t; M_t$ ), cáp nâng được giả thiết không bị biến dạng khi làm việc, hàng nâng có khối lượng ( $m_4$ ) được tang tời kéo lên và bị cản bởi nước biển theo hai phương ( $H_w; V_w$ ) [9].

### 2.3. Thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động

Từ mô hình động lực học [6] có 6 bậc tự do, phát triển thành mô hình động lực học có 7 bậc tự do (Hình 3) gồm có dịch chuyển và chuyển động lắc của tàu biển ( $x_t; y; \varphi_1$ ), chuyển động lắc của khâu bình hành và cần ( $\varphi_2; \varphi_3$ ), chuyển động lắc và kéo của cáp nâng hàng ( $\varphi_4; s$ ).

Từ đó ta chọn hệ tọa độ suy rộng:  $\mathbf{q} = [y \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \ \varphi_4 \ s \ x_t]^T$ .

Sử dụng dạng thức ma trận của phương trình Lagrange loại 2, hệ phương trình vi phân chuyển động [7]:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{Q} \quad (1)$$

Các thành phần của ma trận khối lượng suy rộng  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ , ma trận quán tính ly tâm và Coriolis  $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ , ma trận cản  $\mathbf{D}$ , véc tơ lực suy rộng có thể  $\mathbf{g}$  và véc tơ lực suy rộng của các lực kích động  $\mathbf{Q}$  được trình bày chi tiết trong [6, 7].

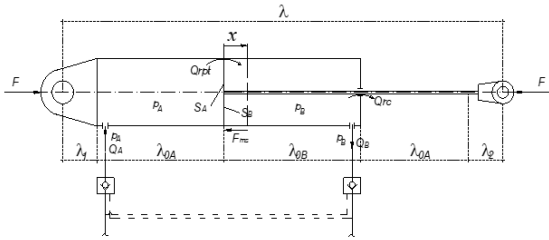
Đối với hàm hao tán của các phần tử đàn nhớt, ta có thể viết lại dưới dạng toàn phương như sau:

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{1}{2}k_1(\dot{y} + e_1\dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2}k_2(\dot{y} - e_1\dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2}k_t\left(\frac{\dot{s}}{r_t}\right)^2 \\ &= \frac{1}{2}(k_1 + k_2)y^2 + (k_1 - k_2)e_1y\dot{\varphi}_1 + (k_1 + k_2)e_1^2\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{k_t}{r_t^2}\right)\dot{s}^2 \\ &= \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}} \end{aligned} \quad (2)$$

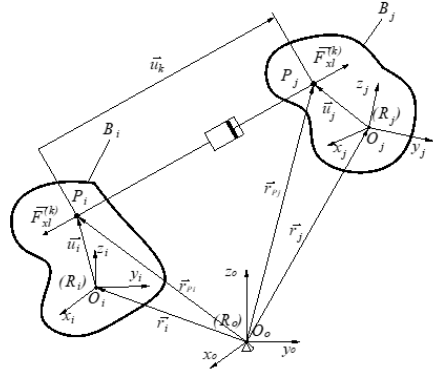
Từ dạng thức toàn phương của hàm hao tán, ma trận hệ số cản  $\mathbf{D} = \{d_{ij}\}_{7 \times 7}$  có các phần tử bằng 0, ngoại trừ:

$$d_{11} = k_1 + k_2, \quad d_{12} = d_{21} = (k_1 - k_2)e_1, \quad d_{22} = (k_1 + k_2)e_1^2, \quad d_{66} = k_t/r_t^2 \quad (3)$$

Để xác định véc tơ lực suy rộng của các lực hoạt động còn lại, ta tính công suất của các lực do các xy lanh thủy lực số 4 và 6 (Hình 2), kích động sóng, mô men tác dụng lên tời và lực cản môi trường nước.



Hình 4. Mô hình ĐLH của xylanh thủy lực



Hình 5. Mô hình tính lực tác động lên xylanh trong không gian

- Công suất của các lực xy lanh được trình bày chi tiết trong [6], với công suất của lực xy lanh thứ  $k$  ( $k = 4, 6$ ) theo tài liệu [8]:

$$W(\vec{F}_{xl}^{(k)}) = F_{xl}^{(k)} |\dot{\mathbf{u}}_k| = F_{xl}^{(k)} \frac{\partial |\mathbf{u}_k|}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} = (\mathbf{Q}_{xl}^{(k)})^T \dot{\mathbf{q}} \quad (4)$$

- Công suất đẩy tàu:

$$W_{dc} = (F_{cv} - F_c) \dot{x}_t = \mathbf{Q}_{dc}^T \dot{\mathbf{q}} \quad (5)$$

với

$$\mathbf{Q}_{dc} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (F_{cv} - F_c) \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

- Công suất của các lực kích động sóng:

$$W_w = M_w \dot{\varphi}_1 - F_w \dot{y} = \mathbf{Q}_w^T \dot{\mathbf{q}} \quad (7)$$

với

$$\mathbf{Q}_w = \begin{bmatrix} 0 & -F_w & M_w & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (8)$$

trong đó các lực và mô men gây ra dao động cho tàu biển, phương trình sóng biển tác động lên thân tàu có thể được mô tả dưới dạng khai triển Fourier:

$$F_w = \frac{a_{w0}}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} a_{wi} \cos i\omega_F t + b_{wi} \sin i\omega_F t \quad (9)$$

$$M_w = \frac{c_{w0}}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} c_{wi} \cos i\omega_M t + d_{wi} \sin i\omega_M t$$

ở đây,  $\omega_F, \omega_M$  là các tần số cơ bản của dao động sóng biển.

- Công suất của mô men tời:

$$W_t = M_t \dot{\varphi}_t = M_t \frac{\dot{s}}{r_t} = \mathbf{Q}_t^T \dot{\mathbf{q}} \quad (10)$$

với

$$\mathbf{Q}_t = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_t/r_t & 0 \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

- Công suất của lực cản nước biển lên thiết bị khảo sát  $m_4$ :

$$W_4 = -\mathbf{f}_w^T \mathbf{v}_4 = -\mathbf{f}_w^T \mathbf{J}_{T_4} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}_4^T \dot{\mathbf{q}} \quad (12)$$

với

$$\mathbf{Q}_4 = \mathbf{J}_{T_4}^T \mathbf{f}_w, \quad \mathbf{f}_w = \begin{bmatrix} H_w & V_w & 0 \end{bmatrix}^T \quad (13)$$

trong đó  $H_w, V_w$  là lực cản nước biển lên thiết bị khảo sát  $m_4$  được xác định theo [9] với biểu thức  $H_w = 130 |\dot{x}_4|, V_w = 286 |\dot{y}_4|$ . Các thành phần hình chiếu vận tốc của  $m_4$  được xác định thông qua ma trận Jacobi:  $\mathbf{v}_4 = \begin{bmatrix} \dot{x}_4 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix} = \mathbf{J}_{T_4} \dot{\mathbf{q}}$ , còn ma trận Jacobi của  $m_4$  được xác định từ các thành phần của ma trận khối lượng. Kết hợp các biểu thức (4), (5), (7), (10), (12), ta thu được tổng công suất của các lực hoạt động còn lại:

$$W = W(\vec{F}_{xl}^{(4)}) + W(\vec{F}_{xl}^{(6)}) + W_{dc} + W_w + W_t + W_4 = \mathbf{Q}^T \dot{\mathbf{q}} \quad (14)$$

Véc tơ lực suy rộng của các lực hoạt động:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}_{xl}^{(4)} + \mathbf{Q}_{xl}^{(6)} + \mathbf{Q}_{dc} + \mathbf{Q}_w + \mathbf{Q}_t + \mathbf{Q}_4 \quad (15)$$

#### 2.4. Xây dựng bộ thông số đầu vào

Để tính toán số, giá trị các tham số động lực học được xác định theo tài liệu [2, 4] và cho trong Bảng 1.

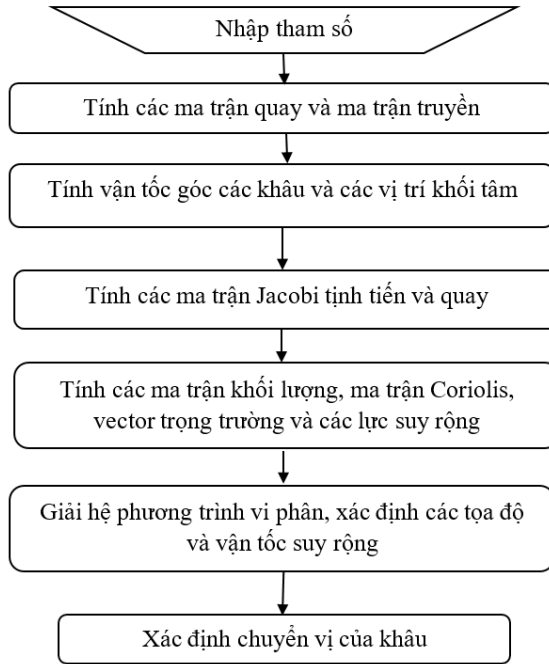
Bảng 1. Các tham số của cần trục

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ghi chú
Hệ số đàn hồi nước biển	$c_1 = c_2$	2000000	(N/m)	Theo [4]
Hệ số cản nước biển	$k_1 = k_2$	140000	(Ns/m)	Theo [4]
Khoảng cách của tâm lực cản nhớt đến tâm quay tàu biển	$e_1$	13500	(mm)	Theo [2, 4]
Khối lượng tàu biển	$m_1$	450000	(kg)	Theo [2]
Mô men quán tính khối tâm $C_1$	$J_{zC1}$	571875000	(kg.m <sup>2</sup> )	Theo [2]
Khoảng cách hai tâm quay $O_1$ và $O_2$	$a_1$	26500	(mm)	Theo [2]
Chiều cao giữa tâm $O_2$ và $O_1$	$d_1$	5300	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $A_1$ đến $O_1$ theo phương $x_1$	$h_1$	13400	(mm)	Theo [2]
Khối lượng của cơ cấu hình bình hành	$m_2$	479,65	(kg)	Theo [2]
Mô men quán tính khối tâm $C_2$	$J_{zC2}$	163,22	(kg.m <sup>2</sup> )	Theo [2]
Khoảng cách của $C_2$ đến $O_2$ theo phương $y_2$	$d_2$	390	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $A_2$ đến $O_2$ theo phương $y_2$	$h_2$	1279	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $O_2$ đến $O_3$ theo phương $x_2$	$a_2$	1935	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $O_2$ đến $A_2$ theo phương $y_2$	$e_2$	568,11	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $B_2$ đến $O_2$ theo phương $x_2$	$b_2$	1279	(mm)	Theo [2]
Khối lượng của cơ cấu cần	$m_3$	2351,18	(kg)	Theo [2]
Mô men quán tính khối tâm $C_3$	$J_{zC3}$	7352	(kg.m <sup>2</sup> )	Theo [2]
Khoảng cách của $C_3$ đến $O_3$ theo phương $x_3$	$e_3$	2126	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $D_3$ đến $O_3$ theo phương $x_3$	$a_3$	4320	(mm)	Theo [2]
Khoảng cách của $B_3$ đến $O_3$ theo phương $x_3$	$b_3$	2820,57	(mm)	Theo [2]
Khối lượng của vật nâng	$m_4$	5000	(kg)	Theo [2]
Bán kính tời quấn cáp	$r_t$	450	(mm)	Theo [2]

### 3. Mô phỏng số với các trường hợp tải trọng

#### 3.1. Sơ đồ thuật giải

Phương trình vi phân phi tuyến (1) được giải bằng phương pháp Runge-Kutta-Nyström theo [7]. Sơ đồ khối các bước giải được thể hiện trong Hình 6.



Hình 6. Sơ đồ khối giải hệ phương trình vi phân

#### 3.2. Phân tích động lực học

##### a. Trường hợp (TH1) tàu di chuyển lai đất thiết bị khảo sát ở độ sâu 2,5 km

Các điều kiện đầu để giải bài toán theo phương pháp Runge-Kutta-Nystrom trong trường hợp này được lấy theo Bảng 2.

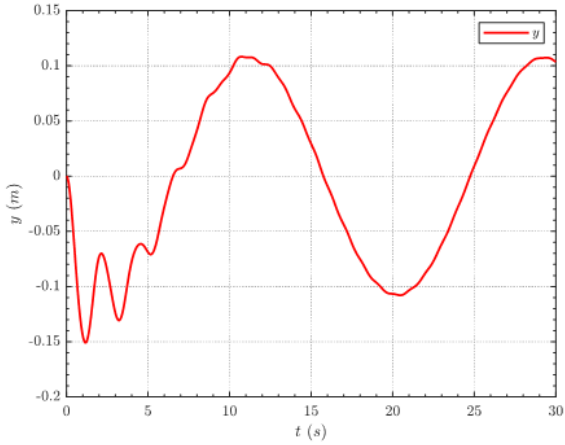
Bảng 2. Thông số điều kiện đầu TH1

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ghi chú
Giá trị ban đầu của $q_{1(0)}$	$y_0$	0	(mm)	
Giá trị ban đầu của $q_{2(0)}$	$\varphi_{10}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{3(0)}$	$\varphi_{20}$	45	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{4(0)}$	$\varphi_{30}$	159	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{5(0)}$	$\varphi_{40}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{6(0)}$	$s_0$	2500000	(mm)	
Giá trị ban đầu của $\dot{q}_{7(0)}$	$v_{t(0)} = \dot{x}_{t(0)}$	0,5	(m/s)	

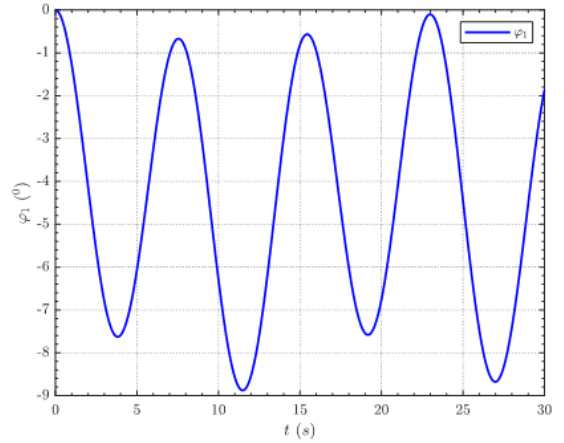
Lực cản  $H_w$  và  $V_w$  là các biểu thức có giá trị phụ thuộc độ ngập sâu của thiết bị khảo sát  $m_4$  dưới đáy biển, được xác định theo [9].

Trong trường hợp này, tàu khảo sát di chuyển với vận tốc không đổi  $v_t = 0,5$  m/s, cố định tang quán cáp để giữ vật ở độ sâu tương ứng với chiều dài cáp là 2,5 km, thời gian khảo sát mô hình động

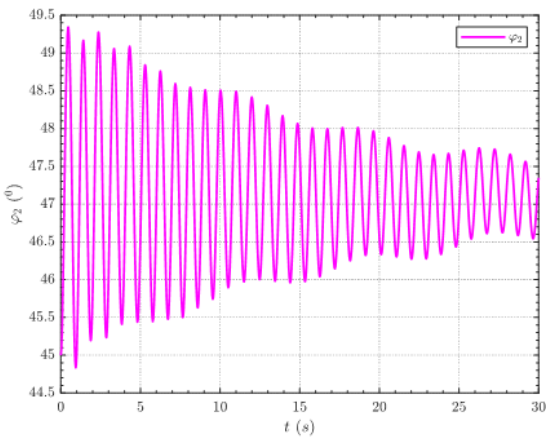
lực học trong 30 giây. Với bộ số liệu nêu trên, sau khi tính toán ta được một số kết quả mô phỏng được thể hiện ở các Hình 7 đến Hình 11.



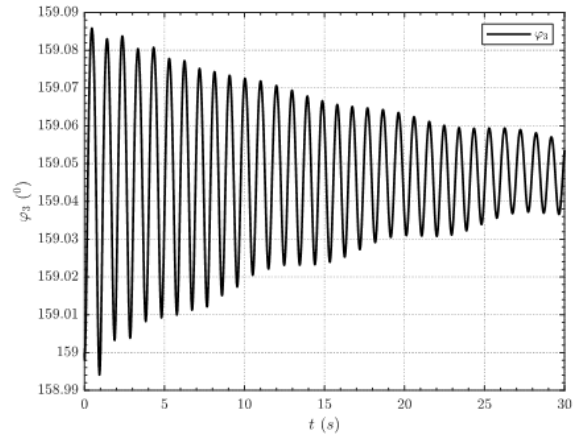
Hình 7. Đồ thị  $q_1$



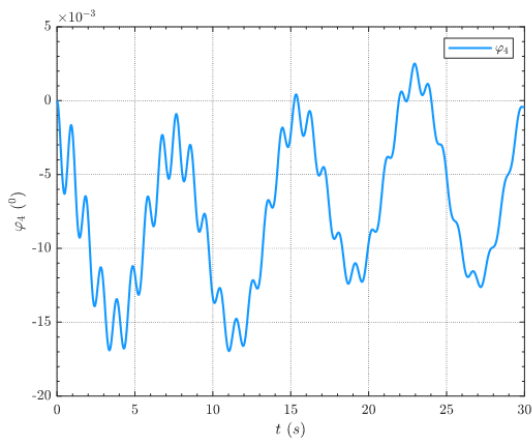
Hình 8. Đồ thị  $q_2$



Hình 9. Đồ thị  $q_3$



Hình 10. Đồ thị  $q_4$



Hình 11. Đồ thị  $q_5$



Nhận xét kết quả mô phỏng TH1:

- Đối với dao động của tàu biển (Hình 7) và (Hình 8): Tàu biển vừa di chuyển với vận tốc không đổi, vừa dao động theo phương thẳng đứng và lắc quanh gốc tọa độ  $O_1$  với giá trị lần lượt là:  $\delta q_1 \approx 0,22$  m;  $\delta q_2 \approx 8,8^\circ$ . Tuy nhiên, dưới tác động của lực quán tính trong cơ hệ dẫn tới dao động bị nhiễu động trong khoảng 10 giây đầu tiên, sau đó tàu dao động bình ổn.

- Đối với dao động của khung cần trục (Hình 9) và (Hình 10): Cần trục dao động với quy luật tắt dần, chủ yếu là do tính đàn hồi của dầu thủy lực trong các xy lanh số 4 và số 6, với góc quay của cơ cấu hình bình hành dao động xung quanh tọa độ ban đầu  $46,15^\circ$  và dừng dao động xung quanh tọa độ ban đầu  $159,007^\circ$ . Trong đó, góc lắc lớn nhất lần lượt là:  $\varphi_{2\max} \approx 47,38^\circ$ ;  $\varphi_{3\max} \approx 159,015^\circ$ . Do góc lắc  $\varphi_2$  và  $\varphi_3$  có giá trị tương đối lớn nên cần phải tăng độ cứng vững của các xy lanh số 4 và số 6.

- Đối với dây cáp nâng vật (Hình 11): Dây cáp lắc quanh tâm quay  $O_4$  từ  $-0,016^\circ$  đến  $0,003^\circ$  cho thấy biên độ lắc là không lớn. Điều này xảy ra do tổng hợp sự thay đổi của các tọa độ suy rộng  $q_1, q_2, q_3, q_4$  và lực cản của môi trường nước biển khi tàu di chuyển cả cơ hệ.

b. Trường hợp (TH2) tàu không di chuyển, chỉ quán cáp kéo vật lên từ 2,5 km

Các điều kiện đầu để giải bài toán theo phương pháp Runge–Kutta–Nystrom trong trường hợp này được lấy theo Bảng 3.

Bảng 3. Thông số điều kiện đầu TH2

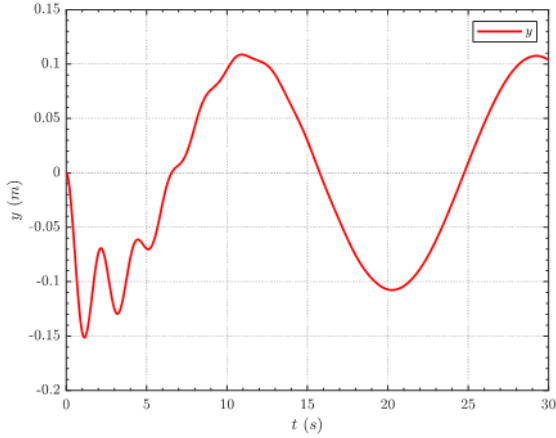
Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ghi chú
Giá trị ban đầu của $q_{1(0)}$	$y_0$	0	(mm)	
Giá trị ban đầu của $q_{2(0)}$	$\varphi_{10}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{3(0)}$	$\varphi_{20}$	45	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{4(0)}$	$\varphi_{30}$	159	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{5(0)}$	$\varphi_{40}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_{6(0)}$	$s_0$	2500000	(mm)	
Giá trị ban đầu của $\dot{q}_{7(0)}$	$v_{t(0)} = \dot{x}_{t(0)}$	0	(m/s)	
Giá trị mô men tang tời	$M_t$	2300	(N.m)	

Trong trường hợp này, tàu khảo sát ở chế độ neo ở một chỗ,  $v_t = 0$  m/s. Điều khiển tang quán cáp để nâng vật lên từ độ sâu 2,5 km, thời gian khảo sát mô hình động lực học trong 30 giây. Với bộ số liệu nêu trên, sau khi tính toán ta được một số kết quả mô phỏng được thể hiện ở các Hình 12 đến Hình 17.

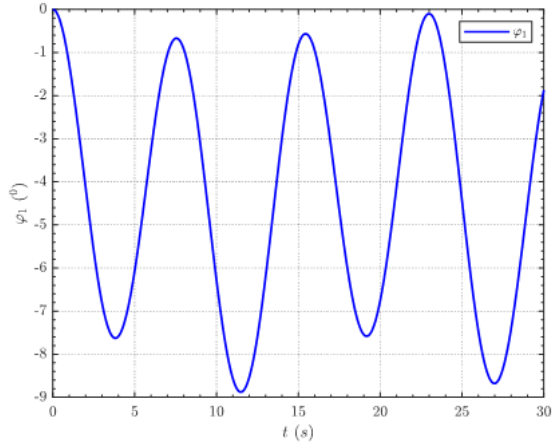
Nhận xét kết quả mô phỏng TH2:

- Đối với dao động của tàu biển (Hình 12) và (Hình 13): Tàu khảo sát chỉ dao động theo phương thẳng đứng và lắc quanh gốc tọa độ  $O_1$  với giá trị lần lượt là:  $\delta q_1 \approx 0,22$  m;  $\delta q_2 \approx 9,0^\circ$  dao động giống quy luật của TH1. Tuy nhiên, do có sự tham gia của mô men tời nên các đường đồ thị biểu diễn  $q_1$  và  $q_2$  trơn hơn so với TH1 ở (Hình 7) và (Hình 8).

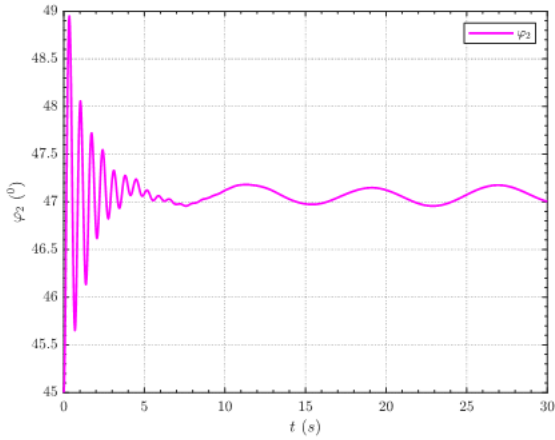
- Đối với dao động của khung cần trục (Hình 14) và (Hình 15): Cần trục cũng dao động chủ yếu là do tính đàn hồi của dầu thủy lực trong các xy lanh số 4 và số 6. Trong khoảng 5 giây đầu tiên, hai cơ cấu trên dao động trong một biên độ giảm dần với góc lắc lớn nhất lần lượt là:  $\varphi_{2\max} \approx 47,2^\circ$ ;  $\varphi_{3\max} \approx 159,015^\circ$ . Từ giây thứ 7 trở đi hai cơ cấu dao động có dạng điều hoà trong biên độ nhỏ với góc lắc của cơ cấu hình bình hành và dừng dần lần lượt là:  $\delta\varphi_2 \approx 0,1^\circ$ ;  $\delta\varphi_3 \approx 0,0005^\circ$ . Điều đó cho thấy do có sự tham gia của mô men tời nên góc lắc  $\varphi_2$  và  $\varphi_3$  đã giảm đi đáng kể so với đồ thị trên (Hình 9) và (Hình 10).



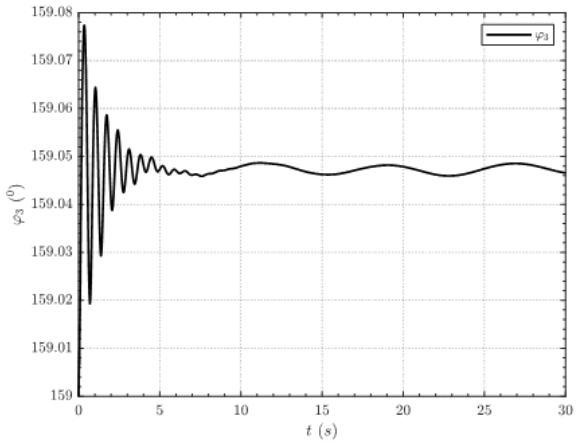
Hình 12. Đồ thị  $q_1$



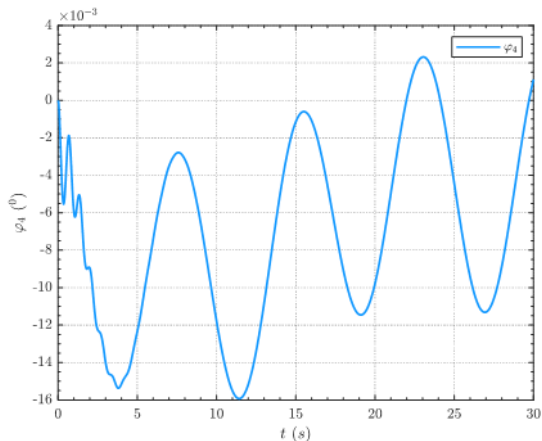
Hình 13. Đồ thị  $q_2$



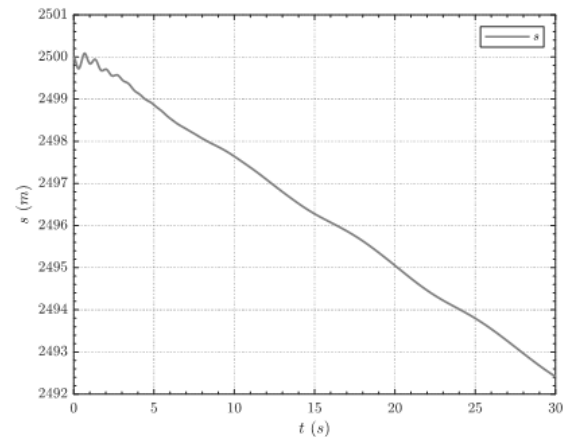
Hình 14. Đồ thị  $q_3$



Hình 15. Đồ thị  $q_4$



Hình 16. Đồ thị  $q_5$



Hình 17. Đồ thị  $q_6$

- Đối với dao động của dây cáp nâng vật (Hình 16): Dây cáp lắc quanh tâm quay  $O_4$  từ  $-0,015^\circ$  đến  $0,003^\circ$  cho thấy biên độ dao động là lớn hơn so với trên đồ thị trên (Hình 11). Điều này xảy ra là do có sự tham gia của mô men tời quán cáp để kéo thiết bị dưới biển lên.

- Đối với chiều dài cáp nâng thiết bị khảo sát (Hình 17): Trong khoảng 2 giây đầu tiên, tốc độ kéo vật nâng chậm do cần phải thắng được lực quán tính của vật nâng gây ra. Thời gian sau đó, thiết bị khảo sát được kéo lên ổn định với tốc độ là 0,253 m/s.

c. Trường hợp (TH3) tàu vừa di chuyển vừa quấn cáp kéo thiết bị khảo sát lên từ độ sâu 2,5 km

Các điều kiện đầu để giải bài toán theo phương pháp Runge–Kutta–Nystrom trong trường hợp này được lấy theo Bảng 4.

Bảng 4. Thông số điều kiện đầu TH3

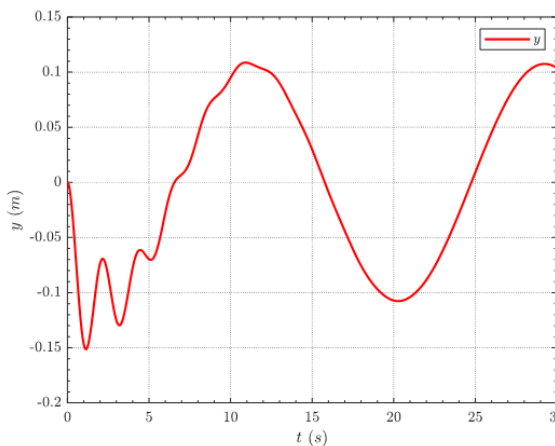
Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ghi chú
Giá trị ban đầu của $q_1(0)$	$y_0$	0	(mm)	
Giá trị ban đầu của $q_2(0)$	$\varphi_{10}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_3(0)$	$\varphi_{20}$	45	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_4(0)$	$\varphi_{30}$	159	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_5(0)$	$\varphi_{40}$	0	(Độ)	
Giá trị ban đầu của $q_6(0)$	$s_0$	2500000	(mm)	
Giá trị ban đầu của $\dot{q}_7(0)$	$v_{t(0)} = \dot{x}_{t(0)}$	0,5	(m/s)	
Giá trị mô men tang tời	$M_t$	2300	(N.m)	

Trong trường hợp này, tàu khảo sát di chuyển với vận tốc không đổi là 0,5 m/s, điều khiển tang quấn cáp để nâng vật lên từ độ sâu 2,5 km, thời gian khảo sát mô hình động lực học trong 30 giây. Với bộ số liệu nêu trên, sau khi tính toán ta được một số kết quả mô phỏng được thể hiện ở các (Hình 18 đến Hình 23).

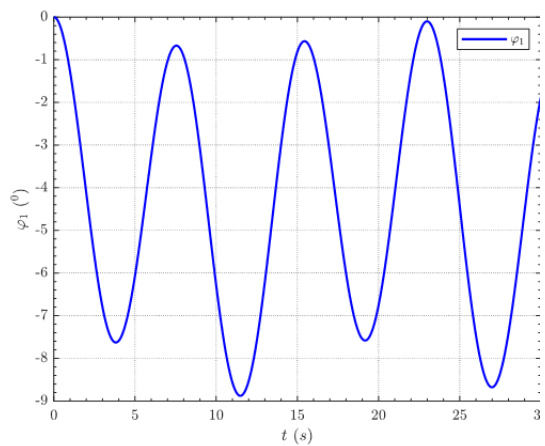
Nhận xét kết quả mô phỏng TH3:

- Đối với dao động của tàu biển (Hình 18) và (Hình 19): Tàu khảo sát vừa di chuyển vừa dao động theo phương thẳng đứng và lắc quanh gốc tọa độ O1 với giá trị lần lượt là:  $q_1 \approx 0,22$  m;  $q_2 \approx 8,9^\circ$ , dao động giống quy luật của TH1 và TH2.

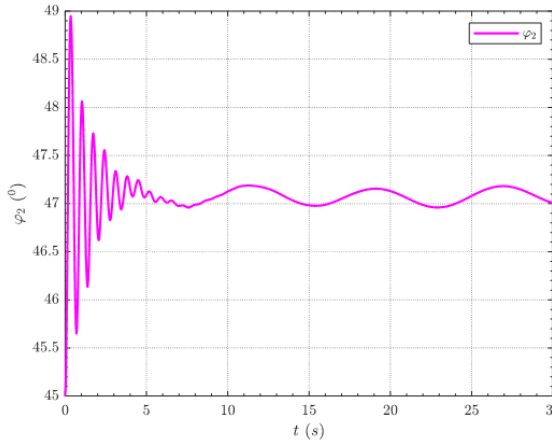
- Đối với dao động của khung cần trục (Hình 20) và (Hình 21): Cần trục dao động chủ yếu do tính đàn hồi của dầu thủy lực trong các xy lanh (số 4) và (số 6) với qui luật và giá trị giống như TH2. Từ kết quả thu được của TH2 và TH3 nhận thấy dao động của cần trục sẽ bị dập tắt nhanh hơn khi có sự tham gia của mô men tời quấn cáp.



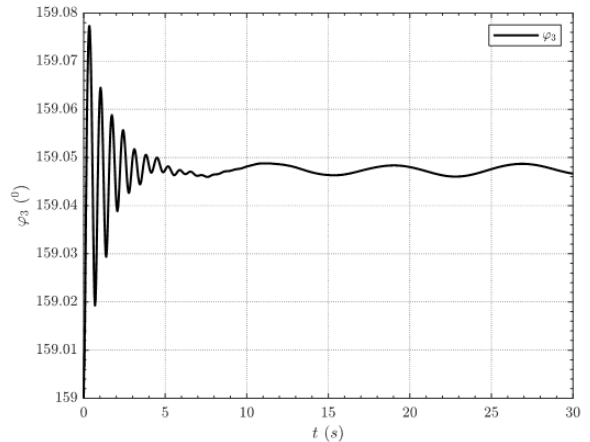
Hình 18. Đồ thị  $q_1$



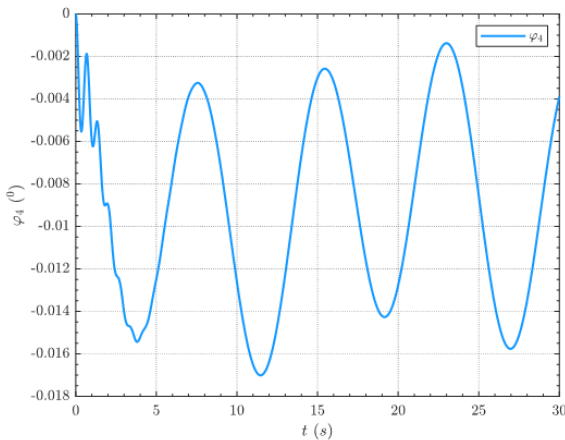
Hình 19. Đồ thị  $q_2$



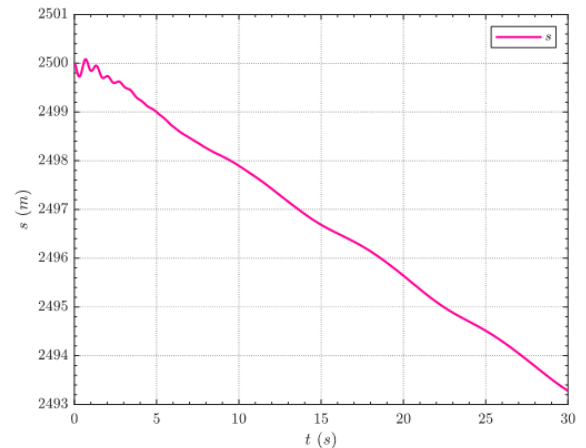
Hình 20. Đồ thị  $q_3$



Hình 21. Đồ thị  $q_4$



Hình 22. Đồ thị  $q_5$



Hình 23. Đồ thị  $q_6$

- Đối với dao động của dây cáp nâng vật (Hình 22): Dây cáp lắc quanh khớp quay  $O_4$  từ  $-0,0005^\circ$  đến  $-0,016^\circ$ . Điều này cho thấy khi tàu vừa di chuyển và kết hợp quán cáp, góc lắc của dây cáp luôn có giá trị âm và biên độ dao động nhỏ hơn so với TH2 (Hình 16).

- Đối với chiều dài cáp nâng thiết bị, trong trường hợp này vật bị kéo chậm lại với tốc độ kéo trung bình là 0,227 m/s.

#### 4. Kết luận

Bài báo đã khảo sát và phân tích động lực học cơ hệ thiết bị nâng lắp trên tàu biển phục vụ khảo sát môi trường biển ở độ sâu 2,5 km trong các trường hợp làm việc điển hình, ứng với các trạng thái làm việc của thiết bị khảo sát khi được lai dắt dưới biển và lúc được kéo lên. Kết quả bài báo xác định được các thông số động lực học của cơ hệ trong quá trình làm việc, là cơ sở để đánh giá về đặc tính kỹ thuật và tính năng sử dụng của cụm thiết bị nâng chế tạo ở Việt Nam lắp ráp lên tàu biển HQ888.

Theo kết quả khảo sát các trường hợp tải trọng điển hình cho thấy kết cấu của cụm thiết bị nâng đảm bảo các yêu cầu [18], riêng các xylanh thủy lực (4 và 6) cần phải cứng vững hơn (TH1). Tuy nhiên, bài báo mới chỉ khảo sát mô hình động lực học xét trong một mặt phẳng nên chưa thể đánh giá hết những ảnh hưởng khi cơ hệ chịu tác động của tổ hợp lực trong môi trường 3D, ngoài ra cần nghiên cứu khảo sát khả năng bám quỹ đạo chuyển động của thiết bị  $m_4$ , đây là những hướng nghiên cứu phát triển tiếp theo của nhóm tác giả.

## Tài liệu tham khảo

- [1] Thông tư số 57/2017/TT-BTNMT ngày 08 tháng 12 năm 2017 (2017). *Quy định kỹ thuật điều tra, khảo sát tổng hợp tài nguyên, môi trường biển độ sâu từ 20m nước trở lên bằng tàu biển*. Bộ Tài nguyên và Môi trường, Việt Nam.
- [2] TNMT.2022.03.11. *Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo khung cấu chữ A linh hoạt phục vụ kéo thả thiết bị nghiên cứu, điều tra, khảo sát tài nguyên môi trường biển*. Đề tài cấp Bộ Tài nguyên và Môi trường.
- [3] Cường, H. M. (2019). Động lực học cần trục nổi trong quá trình nâng hạ tải trọng. *Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải*, 4:58–60.
- [4] Triệu, P. V. (2020). *Nghiên cứu hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi*. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Hàng Hải Việt Nam.
- [5] Vinh, N. V., Chí, N. H. (2011). Nghiên cứu động lực học và mô phỏng hoạt động của hệ cần trục - phao nổi khi nâng hàng không có độ chùng cáp. *Tạp chí Khoa học Giao thông vận tải*, 3:96–104.
- [6] Trần, B. V., Quyền, N. V. Nghiên cứu xây dựng mô hình động lực học thiết bị nâng lắp trên tàu biển phục vụ khảo sát môi trường biển. *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, 296(1):366–373.
- [7] Khang, N. V. (2017). *Động lực học hệ nhiều vật*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội.
- [8] Trần, B. V. (2019). *Nghiên cứu động lực học thiết bị khoan xoay đập lắp trên máy đào phục vụ thi công hầm khẩu độ vừa và nhỏ*. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [9] Hoang, N. Q., Kreuzer, E. (2007). [Adaptive PD-controller for positioning of a remotely operated vehicle close to an underwater structure: Theory and experiments](#). *Control Engineering Practice*, 15(4):411–419.
- [10] Chima Clement (2015). [Offshore Heavy Lift Design and Operations: Sling Tension in Heavy Lifts with Quadruple Sling Arrangement](#). *Auckland University of Technology*.
- [11] Küchler, S., Mahl, T., Neupert, J., Schneider, K., Sawodny, O. (2011). [Active Control for an Offshore Crane Using Prediction of the Vessel's Motion](#). *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16(2):297–309.
- [12] Ngo, Q. H., Nguyen, N. P., Nguyen, C. N., Tran, T. H., Hong, K.-S. (2015). [Fuzzy sliding mode control of container cranes](#). *International Journal of Control, Automation and Systems*, 13(2):419–425.
- [13] Hong, K.-S., Ngo, Q. H. (2012). [Dynamics of the container crane on a mobile harbor](#). *Ocean Engineering*, 53:16–24.
- [14] Ngo, Q. H., Hong, K.-S. (2012). [Sliding-Mode Antisway Control of an Offshore Container Crane](#). *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 17(2):201–209.
- [15] Le, T. A., Lee, S.-G., Moon, S.-C. (2013). [Partial feedback linearization and sliding mode techniques for 2D crane control](#). *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 36(1):78–87.
- [16] Tuan, L. A., Lee, S.-G., Nho, L. C., Cuong, H. M. (2015). [Robust controls for ship-mounted container cranes with viscoelastic foundation and flexible hoisting cable](#). *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 229(7):662–674.
- [17] Trieu, P. V. (2015). Combined controls of floating container cranes. *2015 International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS)*, IEEE, 442–447.
- [18] QCVN 23:2016. *Quy định về thiết bị nâng trên tàu biển*. Bộ Giao thông vận tải, Việt Nam.