

THỂ LỆ VỀ CÔNG BỐ CÔNG TRÌNH KHOA HỌC VÀ ĐĂNG BÀI BÁO KHOA HỌC TRÊN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

1. Khái quát về Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

Tạp chí Cơ khí Việt Nam là cơ quan báo chí thực hiện ngôn luận - lý luận của Tổng hội Cơ khí Việt Nam, đồng thời là tiếng nói, kênh thông tin chính thống của ngành Cơ khí Việt Nam. Tạp chí cũng còn là diễn đàn nghiên cứu khoa học của các nhà quản lý-khoa học-chuyên gia-nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trên cả nước, do đó đã được Bộ Khoa học và Công nghệ cấp ISSN 2615 - 9910 (mã số chuẩn quốc tế đối với xuất bản phẩm nhiều kỳ) và Hội đồng Chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận tính nghiêm túc công trình khoa học-bài báo khoa học.

Tạp chí Cơ khí Việt Nam có nhiệm vụ tuyên truyền, phổ biến chủ trương chính sách của Đảng, pháp luật của Nhà nước và định hướng phát triển, hoạt động của ngành Cơ khí Việt Nam; công bố công trình khoa học, kết quả nghiên cứu và chuyên giao công nghệ, chuyên đề khoa học và công nghệ có hàm lượng khoa học và giá trị thực tiễn cao của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia, giảng viên, nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí. Ngoài ra, Tạp chí cũng còn là nơi công bố những phát minh, sáng chế, kết quả, thành tích, điển hình tiên tiến trong hoạt động nghiên cứu khoa học, quản lý, đào tạo và sản xuất, kinh doanh lĩnh vực Cơ khí ở trong và ngoài nước tới đồng bào bạn đọc.

2. Việc công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

Tạp chí Cơ khí Việt Nam nhận công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia-nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam (bản in giấy), gồm: ¹Cơ khí Chế tạo máy, ²Cơ khí Quốc phòng, ³Cơ khí Giao thông, ⁴Cơ khí Nông-lâm nghiệp, ⁵Cơ khí Xây dựng, ⁶Cơ khí Thủy sản, ⁷Cơ khí Địa chất, ⁸Cơ khí Hóa chất, ⁹Cơ khí Bảo quản chế biến nông lâm thủy sản, ¹⁰Cơ khí Động cơ đốt trong, ¹¹Cơ khí Ô tô - Máy kéo, ¹²Cơ khí Máy thủy khí, ¹³Cơ khí Công nghệ nhiệt lạnh, ¹⁴Cơ khí Máy năng lượng, ¹⁵Cơ khí Công nghệ dệt, ¹⁶Cơ khí Công nghệ cắt may, ¹⁷Cơ khí Cơ-điện tử, ¹⁸Cơ khí Kỹ thuật hệ thống công nghiệp, ¹⁹Cơ khí đào tạo nguồn nhân lực và nghiên cứu chuyên giao.

3. Thể lệ về công bố công trình khoa học/ đăng bài báo khoa học trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam. Do đó, công trình khoa học/ bài báo khoa học khi được đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam phải đảm bảo các yêu cầu, như sau:

3.1. Yêu cầu chung: Công trình khoa học/ bài báo khoa học đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam phải là kết quả nghiên cứu gốc; bài báo tổng quan hoặc bài viết thông tin khoa học (*short communications*).

3.2. Bản thảo: Bài báo đăng trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam, gồm có các phần:

1. Tên bài báo (bằng tiếng Việt và bằng tiếng Anh).

2. Tên tác giả, đồng tác giả (kèm theo ghi chú về chức danh khoa học, học hàm, học vị, tên cơ quan công tác, email).

3. Tóm tắt bài báo bằng tiếng Việt và tiếng Anh không quá 350 từ (bao gồm có từ khóa tiếng Việt và tiếng Anh, đối với cụm từ khóa có khoảng 5 - 15 từ khóa).

4. Đặt vấn đề.

5. Vật liệu và phương pháp nghiên cứu.

6. Kết quả và thảo luận (có thể tách thành 2 phần riêng biệt: Kết quả, Thảo luận).

7. Kết luận.

8. Tài liệu tham khảo (trích dẫn theo đúng quy định bài báo quốc tế).

Bản thảo được soạn trên máy vi tính, sử dụng Unicode, kiểu chữ Time New Roman, cỡ chữ 14, trên giấy A4 - một mặt, chế độ giãn dòng: "1.5 lines spacing", căn lề trái phải mỗi bên: 3 cm, căn lề trên dưới: 2,5 cm, chế độ lề: "justified". Dung lượng mỗi bài báo khoảng 1.600-2.500 từ. Các đồ thị, hình và ảnh cần trình bày rõ ràng.

Các thuật ngữ khoa học nếu chưa được Việt hóa thì ưu tiên dùng nguyên bản tiếng Anh. Các ký hiệu viết tắt cần phải giải thích khi xuất hiện lần đầu.

Thứ tự bảng và hình được đánh số theo trình tự trong bài, không đánh theo thứ tự đề mục. Không được viết tắt các tiêu đề, tên bảng, hình vẽ. Tên bảng được ghi bên trên bảng, tên hình vẽ được ghi bên dưới hình. Chú thích in nghiêng.

Chỉ có những tài liệu được trích dẫn thực sự trong nội dung bài viết mới đưa vào phần tài liệu tham khảo. Tài liệu tham khảo được sắp xếp theo thứ tự trích dẫn (tài liệu tiếng nước ngoài được sắp xếp theo họ của tác giả, tài liệu tiếng Việt sắp xếp theo tên tác giả) và theo trình tự: tên tác giả, năm xuất bản trong ngoặc đơn (...), tên sách, tên nhà xuất bản, nơi xuất bản (đối với sách), hoặc tên bài báo, tên tạp chí, tập, số (đối với bài báo), trang đầu và trang cuối của tài liệu. Đối với những tài liệu không có tác giả thì xếp theo chữ cái của từ đầu tiên của cơ quan ban hành tài liệu. Trong bản thảo, ở những nội dung tác giả đã tham khảo hoặc sử dụng kết quả nghiên cứu từ các tài liệu khoa học khác, cần đánh dấu bằng số (đặt trong dấu [...]) - là số thứ tự của tài liệu xếp trong danh mục tài liệu tham khảo. Tài liệu tham khảo cần ghi theo ngôn ngữ gốc, không phiên âm, không dịch.

3.3. Gửi hoặc nộp bài: Bản thảo gồm 2 bản in và 1 bản điện tử. Khi đăng ký nộp bài, các tác giả có thể đề xuất 2 phân biện. Việc chọn các phân biện chuyên môn phù hợp thuộc quyền của Hội đồng Biên tập Tạp chí Cơ khí Việt Nam.

3.4. Phân biện: Sau khi nhận bài viết gửi đăng đúng với Thể thức quy định của Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Hội đồng Biên tập sẽ gửi bài viết cho các phân biện.

Những bài viết được chấp nhận đăng, các tác giả sẽ nhận được thư phản hồi của Hội đồng Biên tập với thời gian sửa chữa được yêu cầu tùy theo chất lượng của bài viết. Bản sửa chữa lần cuối của tác giả sẽ được coi là bản gốc.

Bản thảo có thể nộp trực tiếp hoặc gửi qua E-mail của Tạp chí.

Quý tác giả muốn biết thêm thông tin, xin vui lòng liên hệ với **TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM**

Địa chỉ: Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Phú Diễn, TP. Hà Nội

Điện thoại: (024) 37 920 650 - 0985 696 263 / 0982 254 465

Email: Teckvn.bbkh@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 341, tháng 5 năm 2026
cokhivietnam.vn

**TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH**

**PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
ĐẶNG VĂN LONG**

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP


PGS,TS. NGUYỄN NGỌC CHUÔNG (Chủ tịch)
GS,TS. NGUYỄN LẠC HỒNG (P. Chủ tịch)
GS,TSKH. BÀNH TIẾN LONG
TSKH. PHAN XUÂN DŨNG
PGS,TS. HÀ MINH HÙNG
PGS,TS. TRƯƠNG VIỆT ANH
GS,TS. ĐINH VĂN CHIẾN
GS,TSKH. PHẠM VĂN LANG
GS,TS. CHU VĂN ĐẠT
PGS,TS. TRẦN VĂN HƯNG
PGS,TS. ĐÀO QUANG KẾ
PGS,TS. NGUYỄN VĂN BẦY
PGS,TS. ĐÀO DUY TRUNG
PGS,TS. LÊ THU QUÝ
PGS,TS. BÙI TRUNG THÀNH
PGS,TS. LÊ VĂN ĐIỂM
GS,TS. LÊ ANH TUẤN
GS,TS. NGUYỄN HỮU LỘC
PGS,TS. DƯƠNG VĂN TÀI
TS. PHAN ĐĂNG PHONG
TS. TẠ NGỌC HẢI
PGS,TS. TRẦN NGỌC HIỀN
PGS,TS. TRƯƠNG HOÀNH SƠN
TS. HỒ TRẦN ANH NGỌC
TS. NGÔ TRỌNG BÌNH
PhD. MIKE PHÙNG

**THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG**

*Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

- In tại Công ty Cổ phần In Khoa học Công nghệ Hà Nội
- Khuôn khổ 20,5cm x 28,5cm
- 48 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 60.000 đồng/quyển Tạp chí

TẠP CHÍ
CƠ KHÍ
VIỆT NAM
VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING JOURNAL
CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM • <http://cokhivietnam.vn>



❖ Thiết kế và phân tích kết cấu thép bộ kẹp gấp gỗ của máy đào một gầu
❖ Nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu thùng kín dạng sóng container trên xe tải
❖ Nghiên cứu mô phỏng và tính toán kết cấu thép các đoạn ống lồng của cần trục bánh lốp truyền động thủy lực

Số 341, tháng 5 năm 2026
Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 20 tháng 5 năm 2026

TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Phú Diễn, TP. Hà Nội
Điện thoại: (024) 3792 0650 **Hotline:** 0985 696 263 - 0982 254 465
Email: teckvietnam@gmail.com
Website: cokhivietnam.vn

* * *

Giấy phép hoạt động Tạp chí in và Tạp chí Điện tử của Bộ Thông tin và Truyền thông
Số 378/GP-BTTTT, ngày 22 tháng 6 năm 2021

Văn phòng đại diện:

1. Tại TP. Hồ Chí Minh:

- PGS,TS. **Bùi Trung Thành**
Phòng T4.0, Nhà T, Trường Đại học Công nghiệp
TP. Hồ Chí Minh
Số 12 Nguyễn Văn Bào, phường Hạnh Thông,
TP. Hồ Chí Minh
Điện thoại: 0913 921 407
Email: teck.tphcm@gmail.com

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

- TS. **Hoàng Minh Thuận**
Trưởng Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng,
Số 54, khu Liên Phường, phường Yên Tử,
tỉnh Quảng Ninh
Điện thoại: 0904 116 189
Email: minhthuan.teckvn@gmail.com

3. Tại Thái Nguyên:

- GS,TS. **Vũ Ngọc Pi**
Số 234 tổ Phú Xá 5, phường Tích Lương,
tỉnh Thái Nguyên
Điện thoại: 0974 905 578
Email: vungocpi@mut.edu.vn

- GS,TS. **Nguyễn Hữu Lộc**

Phòng 205, Nhà B11, Trường Đại học Bách khoa,
Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh,
số 268 Lý Thường Kiệt, phường Diễn Hồng,
TP. Hồ Chí Minh.
Điện thoại: 0913 603 264
Email: nhloc@hcmut.edu.vn

Phòng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

- Lê Thế Hiệp
Điện thoại: 0913 063 747
Email: daiienteck@gmail.com

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 341, tháng 5 năm 2026

cokhivietnam.vn

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (5 – 41)

1. Trần Trọng Tấn, Đỗ Văn Hiến: Ước tính độ biến dạng của tháp tuốc bin gió dựa trên máy quét laser trên mặt đất.....	5
2. Trịnh Tuấn Dương: Ước lượng nhiễu bằng mạng nơ-ron nhằm nâng cao hiệu năng bộ điều khiển PID cho cơ cấu bốn khâu bản lề.....	12
3. TS. Nguyễn Thùy Chi: Thiết kế và phân tích kết cấu thép bộ kẹp gấp gỗ của máy đào một gầu.....	19
4. ThS. Nguyễn Quang Cường: Nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu thùng kín dạng sóng container trên xe tải.....	25
5. ThS. Phạm Anh Tuấn, TS. Đoàn Văn Tú: Nghiên cứu mô phỏng và tính toán kết cấu thép các đoạn ống lồng của cần trục bánh lốp truyền động thủy lực.....	31
6. Hoàng Tùng Lâm, Lã Đức Việt: Khảo sát ảnh hưởng của số lượng bước sóng đến tỷ số độ cứng nén-uốn trong cấu trúc zigzag phẳng.....	37

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (42 – 44)

- LILAMA 10 củng cố năng lực quản trị, hướng tới mục tiêu phát triển bền vững.....	42
---	----

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẢN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO KHOA HỌC
ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 341, THÁNG 5 NĂM 2026

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	PGS, TS. Đinh Thị Thanh Huyền	Trường Đại học Giao thông vận tải
2	TS. Phạm Xuân Hiển	
3	TS. Đoàn Văn Tú	
4	TS. Nguyễn Thoại Anh	
5	TS. Phạm Tất Thắng	
6	TS. Nguyễn Thìn Quỳnh	
7	TS. Nguyễn Anh Ngọc	
8	TS. Nguyễn Xuân Chung	Trường Cơ khí – Ô tô, Đại học Công nghiệp Hà Nội
9	TS. Trần Minh Thế Uyên	Trường Đại học Công nghệ Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh

ƯỚC TÍNH ĐỘ BIẾN DẠNG CỦA THÁP TUỐC BIN GIÓ DỰA TRÊN MÁY QUÉT LASER TRÊN MẶT ĐẤT

ESTIMATION OF WIND TURBINE TOWER DEFORMATION BASED ON GROUND-BASED LASER SCANNING

Trần Trọng Tấn¹, Đỗ Văn Hiến²

¹Công ty TNHH Meso Group

²Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Trường Đại học Công nghệ Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

Email: tantran.meso@gmail.com;

hiendv@hcmute.edu.vn

TÓM TẮT

Trong bối cảnh nhu cầu năng lượng tái tạo ngày càng gia tăng, các tuabin gió hiện đại có xu hướng phát triển với kích thước lớn hơn, dẫn đến sự gia tăng đáng kể về tải trọng động và độ phức tạp trong ứng xử kết cấu của tháp. Do đó, việc ước tính chính xác độ biến dạng của tháp tuabin gió đóng vai trò quan trọng trong hệ thống quan trắc kết cấu công trình, đánh giá hiệu năng vận hành và kiểm chứng các mô hình số. Bài báo này đề xuất một phương pháp đo không tiếp xúc nhằm xác định độ biến dạng của tháp tuabin gió dựa trên công nghệ quét laser mặt đất (Terrestrial Laser Scanning – TLS). Phương pháp cho phép đồng thời xác định chuyển vị theo phương trục và phương ngang chỉ từ một vài vị trí quan sát, không yêu cầu gắn thiết bị hoặc sửa đổi kết cấu. Chiến lược quét được xây dựng để thu nhận các mặt cắt ngang của tháp, từ đó độ biến dạng được xác định thông qua kỹ thuật xấp xỉ đường cong. Các thí nghiệm thực địa được thực hiện trên tuabin gió đang vận hành nhằm đánh giá tính khả thi và độ chính xác của phương pháp. Kết quả cho thấy phương pháp TLS có khả năng đo đạc đáng tin cậy ở khoảng cách lớn (trên 128 m) và phù hợp cho giám sát từ xa. Phương pháp đề xuất mở ra tiềm năng ứng dụng hiệu quả trong các hệ thống giám sát kết cấu và tích hợp với mô hình số hiện đại.

Từ khóa: Tháp tuabin gió; Hệ thống quan trắc kết cấu công trình; Quét laser mặt đất; Đo biến dạng không tiếp xúc.

ABSTRACT

With the increasing demand for renewable energy, modern wind turbines are being designed with larger dimensions, resulting in significantly higher dynamic loads and more complex structural responses of the tower. Accurate estimation of tower deformation is therefore essential for structural health monitoring, performance evaluation, and validation of numerical models. This study proposes a non-contact measurement method for wind turbine tower deformation based on terrestrial laser scanning (TLS). The proposed approach enables the simultaneous identification of both axial and lateral displacements from a single observation point, without requiring any physical modification or instrumentation of the structure. A dedicated scanning strategy is developed to

acquire cross-sectional profiles of the tower, and the deformation is subsequently determined through a curve-fitting procedure. Field experiments are conducted on an operating wind turbine to evaluate the feasibility and accuracy of the method. The results demonstrate that the TLS-based approach provides reliable deformation measurements at long distances exceeding 128 m, with good agreement compared to reference data. The proposed method offers a practical and efficient solution for remote structural monitoring of large-scale wind turbine towers. Its non-invasive nature and high measurement capability make it a promising tool for integration into advanced structural health monitoring systems and digital twin frameworks for wind energy applications.

Keywords: *Wind turbine tower; Structural health monitoring (SHM); Terrestrial laser scanning (TLS); Non-contact measurement.*

1. GIỚI THIỆU

Sự gia tăng nhu cầu năng lượng và các cam kết giảm phát thải khí nhà kính đã thúc đẩy quá trình chuyển dịch sang các nguồn năng lượng tái tạo trên toàn thế giới, trong đó năng lượng gió đóng vai trò đặc biệt quan trọng. Trong những năm gần đây, các tuabin gió hiện đại có xu hướng tăng đáng kể về kích thước nhằm nâng cao hiệu suất khai thác năng lượng. Chiều cao tháp và đường kính rôto ngày càng lớn giúp tuabin tiếp cận các lớp gió ổn định hơn, từ đó cải thiện sản lượng điện năng. Tuy nhiên, sự gia tăng về quy mô này đồng thời làm gia tăng tải trọng khí động và tải trọng động tác động lên kết cấu tuabin, đặc biệt là tháp tuabin gió, vốn đóng vai trò là bộ phận chịu lực chính của hệ thống [1-3]. Do đó, việc theo dõi biến dạng và dao động của tháp tuabin trong quá trình vận hành là yếu tố quan trọng nhằm đảm bảo độ tin cậy, an toàn và tuổi thọ của các hệ thống điện gió hiện đại. Tại Việt Nam, năng lượng gió đang trở thành một trong những nguồn năng lượng tái tạo có tiềm năng phát triển lớn nhờ điều kiện gió thuận lợi và đường bờ biển dài hơn 3.000 km. Theo các nghiên cứu đánh giá tài nguyên gió, nhiều khu vực ven biển miền Trung và Nam Bộ có tốc độ gió trung bình phù hợp cho phát triển các trang trại điện gió quy mô lớn [4]. Trong những năm gần đây, công suất lắp đặt điện gió tại Việt Nam đã tăng

nhANH với nhiều dự án tuabin gió trên đất liền và ngoài khơi được đưa vào vận hành. Sự phát triển nhanh chóng này đặt ra yêu cầu cấp thiết đối với các phương pháp giám sát và đánh giá trạng thái kết cấu của các tuabin gió, đặc biệt là đối với các tháp tuabin có chiều cao lớn. Trong bối cảnh đó, việc phát triển các phương pháp đo không tiếp xúc dựa trên TLS nhằm xác định chính xác biến dạng của tháp tuabin gió theo nhiều phương khác nhau có ý nghĩa quan trọng, góp phần nâng cao hiệu quả vận hành, đảm bảo an toàn kết cấu và hỗ trợ kiểm chứng các mô hình mô phỏng của tuabin gió trong điều kiện vận hành thực tế. Trong bối cảnh đó, các hệ thống quan trắc kết cấu công trình (Structural Health Monitoring – SHM) đã được nghiên cứu và triển khai nhằm đánh giá trạng thái làm việc của tuabin gió thông qua việc đo các đại lượng như biến dạng, dao động và các đặc trưng động lực học của kết cấu [5, 6]. Các phương pháp SHM truyền thống thường sử dụng cảm biến như cảm biến biến dạng hoặc gia tốc kế được lắp đặt trực tiếp trên cấu trúc tháp. Mặc dù các phương pháp này có thể cung cấp dữ liệu chính xác tại các vị trí đo cụ thể, chúng lại bị hạn chế bởi phạm vi đo cục bộ, yêu cầu lắp đặt phức tạp và chi phí bảo trì cao, đặc biệt đối với các tuabin gió có chiều cao lớn. Do đó, các phương pháp đo không tiếp xúc dựa trên kỹ thuật quang học đã thu hút nhiều sự quan tâm trong những năm gần đây. Trong số đó, quét laser mặt đất

(Terrestrial Laser Scanning – TLS) được xem là một giải pháp đầy tiềm năng nhờ khả năng thu thập dữ liệu hình học có độ chính xác cao từ khoảng cách xa và không yêu cầu lắp đặt cảm biến trực tiếp trên kết cấu [7, 8, 9, 10]. TLS đã được ứng dụng thành công trong việc theo dõi biến dạng của nhiều công trình quy mô lớn như cầu, đập và tháp cao. Tuy nhiên, các nghiên cứu trước đây chủ yếu tập trung vào việc đo biến dạng theo phương trục của tháp, trong khi chuyển động thực tế của tháp tuabin gió thường xảy ra theo nhiều hướng khác nhau do sự biến thiên liên tục của tải trọng gió.

Để đánh giá khả năng ứng dụng của phương pháp đề xuất, một thí nghiệm thực địa đã được thực hiện trên một tuabin gió thực tế có chiều cao trục quay 128 m bằng cách tiến hành cả quét ngang và quét dọc nhằm phân tích hình dạng đường bao của tháp. Nguyên lý của phương pháp đo và thiết lập thí nghiệm lần lượt được trình bày trong Phần 2. Các phép đo TLS được thực hiện trên tuabin gió đang vận hành với chiều cao trục 128 m. Để làm dữ liệu tham chiếu, chuyển động hai chiều của vỏ tuabin được đo bằng cách quan sát video từ một camera đặt tại chân tháp hướng lên phía vỏ tuabin, kết hợp với phần mềm theo dõi điểm ảnh. Các kết quả đo từ TLS sau đó được so sánh với dữ liệu tham chiếu trong Phần 3. Ngoài ra, các đường đồng mức đo được của tháp tuabin gió cao cũng được trình bày và khả năng đo lường của phương pháp được thảo luận. Cuối cùng, các kết luận chính và hướng nghiên cứu trong tương lai được trình bày trong Phần 4.

2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Vị trí thực hiện

Nghiên cứu được thực hiện tại Khu công nghiệp Deep C, tập trung vào tháp tuốc

bin. Bản đồ vị trí nghiên cứu được trình bày trên Hình 1.



(a) Vị trí nghiên cứu



(b) Hình ảnh tháp tuốc bin gió

Hình 1. Hình ảnh tháp tuốc bin gió và vị trí nghiên cứu

2.2. Thiết bị thực hiện

Thiết bị cần thiết cho việc thu thập và xử lý dữ liệu trong nghiên cứu này được liệt kê ở bảng Bảng 1 như sau:

Bảng 1. Thiết bị thực hiện

Phần cứng	Máy quét laser mặt đất Faro Focus 3D Premium
Phần mềm	a) Faro Stream dùng để xử lý đám mây điểm từ các phép đo bằng máy quét laser mặt đất. c) Faro Scene dùng để xử lý và ghép dữ liệu. d) Polyworks Inspection để phân tích đám mây điểm.

2.3. Quá trình thực hiện nghiên cứu

Dữ liệu TLS được xử lý bằng kỹ thuật đăng ký đám mây, giúp đồng bộ hóa nhiều thiết lập máy quét dựa trên các điểm chồng chéo. Để đảm bảo quy trình làm việc hiệu quả, một quy trình thu thập dữ liệu có cấu trúc đã được phát triển. Quy trình làm việc cho quá trình thu thập dữ liệu trong nghiên cứu này được minh họa trong sơ đồ khối ở Hình 2.



Hình 2. Sơ đồ quá trình thực hiện

2.4. Phương pháp nghiên cứu

2.4.1. Nguyên lý đo của máy quét laser

Kỹ thuật quét laser mặt đất (Terrestrial Laser Scanning – TLS) xác định khoảng cách s giữa máy quét và đối tượng dựa trên nguyên lý thời gian bay của tia laser (time-of-flight – ToF).

Trong phương pháp này, các xung laser được phát ra từ máy quét hướng tới bề mặt mục tiêu. Thời gian cần thiết để tín hiệu laser truyền từ máy quét đến mục tiêu và phản xạ trở lại được đo và ghi nhận. Khoảng cách s từ máy quét đến mục tiêu có thể được xác định theo biểu thức:

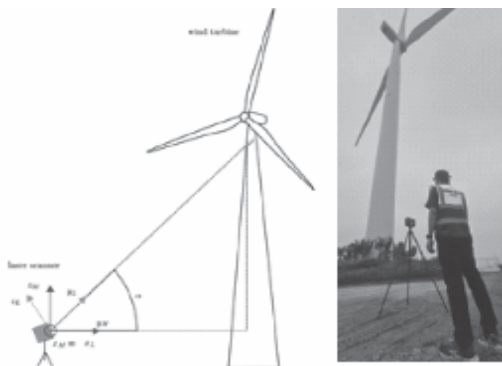
$$s = \frac{c \cdot t}{2} \tag{1}$$

Trong đó: t là thời gian lan truyền khứ hồi của xung laser và c là vận tốc ánh sáng.

Trong chế độ quét theo đường thẳng (line-scanning mode), máy quét laser mặt đất sử dụng một gương quay để quét chùm tia laser phát ra trên một góc quét xác định θ với N bước gia tăng. Từ các khoảng cách đo được $s(n)$ với $n = 1, \dots, N$, và bước góc đã biết $\Delta\theta = \theta/N$, các điểm trên bề mặt tháp được xác định ban đầu trong hệ tọa độ cực. Sau đó, các tọa độ này được chuyển đổi sang hệ tọa độ Descartes hai chiều để phục vụ cho việc phân tích hình học và biến dạng của tháp.

2.4.2. Phương pháp đo

Như đã trình bày trong [6], phép đo biến dạng của tháp có thể được thực hiện bằng máy quét laser mặt đất hai chiều sử dụng nguyên lý thời gian bay. Trong quá trình đo, máy quét laser có thể được căn chỉnh theo hai cách khác nhau so với trục của tháp, bao gồm căn chỉnh theo phương thẳng đứng và căn chỉnh theo phương ngang. Sơ đồ bố trí thí nghiệm máy quét laser được minh họa trong Hình 3.



Hình 3. Hình chiếu cạnh căn chỉnh ngang của máy quét laser với một góc nghiêng α .

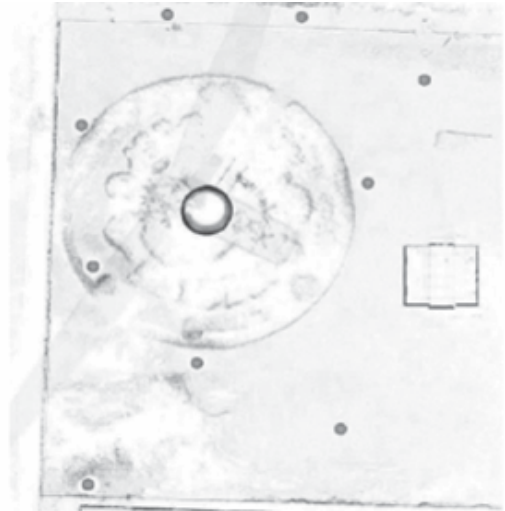


Hình 4. Thiết lập máy quét laser để đo biến dạng tháp tuabin gió tại hiện trường

Chuyển động của tháp tuabin gió được phân tích bằng cách sử dụng cả hai cấu hình căn chỉnh của máy quét laser. Máy quét sẽ được căn chỉnh theo phương thẳng đứng và phương ngang, máy quét được bố trí sao cho mặt phẳng quét song song với mực nước biển như Hình 4. Việc kết hợp hai cấu hình đo này cho phép phân tích chuyển động của tháp tuabin gió theo cả phương trục và phương ngang. Nhờ đó, phương pháp TLS có thể cung cấp thông tin hình học và động học chi tiết của tháp tuabin gió từ một vị trí quan sát đặt trên mặt đất, hỗ trợ hiệu quả cho các nghiên cứu hệ thống quan trắc kết cấu công trình của hệ thống tuabin gió.

2.5. Xử lý dữ liệu TLS và xác định biến dạng tháp

Dữ liệu thu được từ hệ thống quét laser mặt đất bao gồm tập hợp các điểm đo khoảng cách cùng với các góc quét tương ứng. Từ các thông tin này, tọa độ của các điểm trên bề mặt tháp được xác định trong hệ tọa độ Descartes hai chiều. Cụ thể, đối với mỗi điểm đo n , khoảng cách đo được $s(n)$ và góc quét $\theta(n)$ được sử dụng để chuyển đổi sang tọa độ Cartesian thông qua các quan hệ hình học thích hợp. Kết quả là thu được một tập hợp các điểm biểu diễn hình dạng mặt cắt của tháp tại vị trí quét.



Hình 5. Vị trí đặt máy scan để thu thập dữ liệu tại hiện trường

Để xác định vị trí hình học đặc trưng của mặt cắt tháp, các điểm đo được xử lý bằng phương pháp khớp đường cong theo nguyên lý bình phương tối thiểu (least-squares fitting). Do mặt cắt của tháp tuabin gió có dạng gần tròn, một đường cong thích hợp (ví dụ cung tròn hoặc đường cong bậc hai) được khớp với tập hợp các điểm đo trên bề mặt tháp. Từ đường cong khớp này, vị trí đặc trưng của mặt cắt tháp, chẳng hạn như tâm hoặc điểm cực tiểu của đường cong, được xác định và được sử dụng làm đại diện cho vị trí của tháp tại thời điểm quét tương ứng.



Hình 6. Hình ảnh ghép dữ liệu của các phép quét liên tiếp và sai số ghép dữ liệu

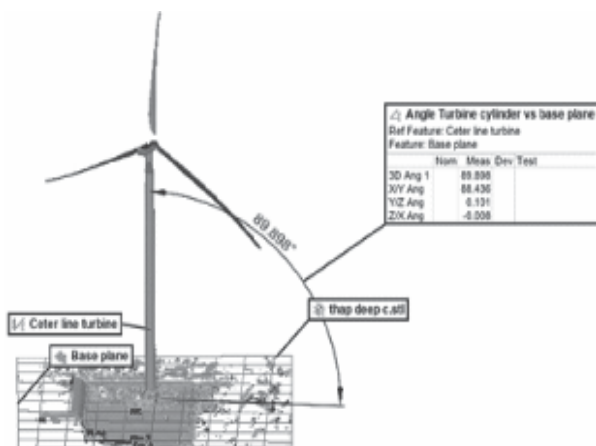
Bằng cách thực hiện phép quét liên tiếp theo thời gian, sự thay đổi vị trí của mặt cắt tháp có thể được xác định. Từ đó, chuyển động của tháp theo phương trục (dọc theo đường ngắm) và phương ngang (vuông góc với đường ngắm) ➡

được tính toán. Phương pháp này cho phép xác định biến dạng và dao động của tháp trong quá trình vận hành của tuabin gió mà không cần lắp đặt các cảm biến trực tiếp trên cấu trúc.



a) Hình chiếu đứng b) Hình chiếu bằng
Hình 7. Đám mây điểm thu được bằng TLS

Ngoài ra, để giảm nhiễu đo và cải thiện độ chính xác của kết quả, các bước xử lý dữ liệu bổ sung như lọc nhiễu, loại bỏ các điểm ngoại lai và làm mượt dữ liệu theo thời gian có thể được áp dụng. Thông qua quá trình xử lý này, các đặc trưng động lực học của tháp, bao gồm biên độ dao động và tần số rung, có thể được xác định từ dữ liệu TLS thu được. Phương pháp đề xuất do đó cung cấp một công cụ hiệu quả để theo dõi và đánh giá biến dạng của tháp tuabin gió trong điều kiện vận hành thực tế.



Hình 8. Hình ảnh đánh giá hình học của tháp Turbine

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả xử lý dữ liệu TLS

Dữ liệu đám mây điểm TLS thu được tại hiện trường đã được xử lý bằng phần mềm Faro Stream thông qua quy trình đăng ký đám mây điểm. Tổng cộng có 11 vị trí thiết lập máy quét được sử dụng, bao gồm 9 vị trí thiết lập cho Turbin gió. Sau khi đăng ký, tập dữ liệu được xử lý trong phần mềm Faro Scene để loại bỏ các đối tượng không cần thiết. Quy trình xử lý này đã tạo ra tập dữ liệu đám mây điểm cuối cùng cho Turbin gió như Hình 7.

Sau khi dữ liệu đã loại bỏ các đối tượng không cần thiết sẽ được đưa vào phần mềm chuyên dụng để phân tích và đánh giá các thông số hình học của tháp Turbine.

3.2. Đánh giá độ chính xác

Đánh giá độ chính xác hình học là điều cần thiết trong các hoạt động đo lường để đảm bảo độ tin cậy của dữ liệu thu thập được. Một phương pháp thường được sử dụng là Sai số bình phương trung bình gốc (RMSE), tính toán sự khác biệt bình phương trung bình giữa các giá trị đo được và giá trị tham chiếu. RMSE càng nhỏ thì độ chính xác càng cao. Các công thức đánh giá độ chính xác được sử dụng trong nghiên cứu này được trình bày bên dưới.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n}} \quad (2)$$

Kết quả đánh giá hình học của tháp sau khi hoàn thiện được trình bày ở hình 8.

4. KẾT LUẬN

Hệ thống đo lường dựa trên TLS được

đề xuất có khả năng mô tả chuyển động của các tháp tuabin gió cao theo hai hướng và tần số chủ đạo của chuyển động đó từ một điểm truy cập duy nhất. Điều này đạt được bằng cách đặt máy quét laser ở khoảng cách đo hơn 128 m so với tháp. Máy quét laser được nghiêng lên trên để đo biến dạng ở đầu trên cùng của tháp. Với sự trợ giúp của phương pháp khớp bình phương nhỏ nhất thông qua các điểm dữ liệu đo được và trích xuất các giá trị cực tiểu cho mỗi lần quét, có thể xác định chuyển động của tháp không chỉ theo hướng trục (đường ngắm) mà còn theo hướng ngang (vuông góc với đường ngắm). ❖

Ngày nhận bài: 12/3/2026

Ngày phản biện: 27/3/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Paul Veers, Katherine Dykes, Eric Lantz, Stephan Barth, and Ryan Wisler, “Grand challenges in the science of wind energy”. *Science*, 366(6464), 2019.
- [2]. Pierre Tchakoua, Ren Wamkeue, Mohand Ouhrouche, Fouad Slaoui-Hasnaoui, Tommy Tameghe, and Gabriel Ekemb, “Wind Turbine Condition Monitoring: State-of-the-Art Review, New Trends, and Future Challenges”. *Energies*, 7(4):2595-2630, 2014.
- [3]. Đặng Thị Hải Linh, Hoàng Xuân Cơ, Tạ Văn Đa, Nguyễn Thu Hà, Đinh Mạnh Cường, Trịnh Thị Mai, Trần Thanh Phong, “Nghiên cứu một số điều kiện phát triển điện gió tại Việt Nam trên cơ sở dự án Nhà máy Phong Điện I - Bình Thuận”.
- [4]. Trần Thục, Tạ Văn Đa, Nguyễn Văn Thắng (2012), “*Năng lượng gió ở Việt Nam - Tiềm năng và khả năng khai thác*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [5]. Muammer Ozbek, Fanzhong Meng, and Daniel J. Rixen, “Challenges in testing and monitoring the in-operation vibration characteristics of wind turbines”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1-2):649-666, 2013.
- [6]. M E Tjahjadi, L A Parsamardhani and K T Suhari, “*Bridge Structural Deformation Monitoring Using Digital Camera*”. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 1051-012009, 2022.
- [7]. Mukupa, W.; Roberts, G.W.; Hancock, C.M.; Al-Manasir, K., “A review of the use of terrestrial laser scanning application for change detection and deformation monitoring of structures”. *Survey Review*. 2016, 1-18.
- [8]. Ozbek, M.; Meng, F.; Rixen, D.J., “Challenges in testing and monitoring the in-operation vibration characteristics of wind turbines”. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013, 41, 649-666.
- [9]. Paula Helming, Axel von Freyberg, Michael Sorg, and Andreas Fischer, “*Wind Turbine Tower Deformation Measurement Using Terrestrial Laser Scanning on a 3.4 MW Wind Turbine*”. *Energies*, 14(11):3255, 2021.
- [10]. Ahmet U. Dilek, Ali D. Oguz, Furkan Satis, Yigit D. Gokdel, and Muammer Ozbek, “*Condition monitoring of wind turbine blades and tower via an automated laser scanning system*”. *Engineering Structures*, 189:25-34, 2019.

ƯỚC LƯỢNG NHIỄU BẰNG MẠNG NƠ-RON NHẪM NÂNG CAO HIỆU NĂNG BỘ ĐIỀU KHIỂN PID CHO CƠ CẤU BỐN KHÂU BẢN LỀ

NEURAL-NETWORK-BASED DISTURBANCE ESTIMATION FOR ENHANCED PID CONTROL OF A FOUR-BAR LINKAGE

Trịnh Tuấn Dương

Bộ môn Cơ điện tử, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

TÓM TẮT

Bài báo này đề xuất một phương pháp điều khiển kết hợp giữa PID và mạng nơ-ron nhằm cải thiện khả năng bám quỹ đạo của cơ cấu bốn khâu trong điều kiện có nhiễu. Trong các hệ cơ khí thực tế, các yếu tố bất định như ma sát khớp, thay đổi tải và nhiễu từ môi trường có thể làm suy giảm đáng kể độ chính xác điều khiển. Để khắc phục vấn đề này, một mạng nơ-ron được sử dụng để ước lượng nhiễu dựa trên trạng thái hệ và tín hiệu điều khiển, sau đó được dùng để bù vào tín hiệu điều khiển PID theo thời gian thực. Một mô hình động lực học rút gọn của cơ cấu bốn khâu được sử dụng để đánh giá phương pháp đề xuất. Nhiễu được mô hình hóa bao gồm cả thành phần biến thiên theo thời gian và thành phần ma sát phụ thuộc vận tốc, giúp phản ánh tốt hơn các đặc tính của hệ cơ khí. Kết quả mô phỏng trong nhiều trường hợp nhiễu cho thấy phương pháp PID kết hợp mạng nơ-ron giúp giảm đáng kể sai số bám quỹ đạo so với PID truyền thống. Điều này khẳng định hiệu quả của phương pháp bù nhiễu bằng mạng nơ-ron trong việc nâng cao độ bền vững và hiệu năng điều khiển.

Từ khóa: Mạng nơ-ron; Điều khiển PID; Cơ cấu 4 khâu.

ABSTRACT

This paper presents a neural-network-assisted PID control approach for improving trajectory tracking performance of a four-bar linkage under disturbance. In practical mechanical systems, uncertainties such as joint friction, load variations, and external disturbances significantly degrade control accuracy. To address this issue, a neural network is employed to estimate the disturbance based on system states and control inputs. The estimated disturbance is then used to compensate the PID control signal in real time. A simplified dynamic model of the four-bar linkage is adopted to evaluate the proposed method. Disturbances are modeled to include both time-varying components and velocity-dependent friction, providing a more realistic representation of mechanical uncertainties. Simulation results under multiple disturbance scenarios demonstrate that the proposed PID+NN approach significantly reduces tracking error compared to conventional PID control. The results confirm the effectiveness of neural-network-based disturbance compensation in enhancing robustness and tracking performance.

Keywords: Neural-network; PID control; 4 bar linkage.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong các hệ cơ khí và robot, nhiễu và bất định là những yếu tố không thể tránh khỏi và có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu năng điều khiển [2]. Các nguồn nhiễu phổ biến bao gồm ma sát tại các khớp, sai số mô hình, thay đổi tải, và các tác động từ môi trường như rung động. Đặc biệt, nhiễu thành phần nhiễu trong hệ cơ khí có tính phi tuyến và phụ thuộc trạng thái, chẳng hạn như ma sát khô và ma sát phụ thuộc vận tốc, khiến việc mô hình hóa chính xác trở nên khó khăn [6]. Nếu không được xử lý hiệu quả, các yếu tố này có thể làm suy giảm đáng kể độ chính xác và độ ổn định của hệ điều khiển [5].

Trong thực tế, bộ điều khiển PID (Proportional–Integral–Derivative) vẫn được sử dụng rộng rãi nhờ cấu trúc đơn giản và khả năng triển khai dễ dàng [1]. Tuy nhiên, PID thường nhạy với nhiễu và sai số mô hình, đặc biệt trong các hệ phi tuyến hoặc khi tồn tại các thành phần bất định phức tạp. Do đó, việc nâng cao khả năng chống nhiễu của PID mà không làm tăng đáng kể độ phức tạp của hệ thống là một vấn đề được quan tâm.

Trong những năm gần đây, mạng nơ-ron (neural network – NN) đã được nghiên cứu như một công cụ hiệu quả để xử lý tính phi tuyến và bất định trong hệ điều khiển [3], [4]. Một hướng tiếp cận đáng chú ý là sử dụng mạng nơ-ron như một bộ ước lượng nhiễu, cho phép học trực tiếp mối quan hệ giữa trạng thái hệ và các thành phần nhiễu chưa biết. Nhờ đó, tín hiệu nhiễu có thể được ước lượng và bù vào luật điều khiển theo thời gian thực, giúp cải thiện hiệu năng mà không cần xây dựng mô hình toán học chính xác của nhiễu.

Trong bài báo này, phương pháp trên được áp dụng cho một đối tượng cơ khí cụ thể

là cơ cấu bốn khâu bản lề (four-bar linkage). Đây là một cơ cấu phổ biến trong các hệ truyền động và robot, với đặc điểm động học phi tuyến và chịu ảnh hưởng rõ rệt của các yếu tố như ma sát và tải ngoài. Việc điều khiển chính xác chuyển động của cơ cấu bốn khâu trong điều kiện có nhiễu là một bài toán có ý nghĩa thực tiễn cao.

Cụ thể, bài báo đề xuất một phương pháp điều khiển kết hợp giữa PID và mạng nơ-ron cho cơ cấu bốn khâu trong điều kiện có nhiễu. Trong phương pháp này, một mạng nơ-ron được huấn luyện để ước lượng nhiễu dựa trên trạng thái hệ và tín hiệu điều khiển PID. Giá trị nhiễu ước lượng sau đó được sử dụng để bù vào tín hiệu điều khiển, nhằm cải thiện khả năng bám quỹ đạo của hệ thống. Mô hình nhiễu được xây dựng bao gồm cả thành phần biến thiên theo thời gian và thành phần ma sát phụ thuộc vận tốc, giúp phản ánh sát hơn các đặc điểm của hệ cơ khí thực.

Các đóng góp chính của bài báo bao gồm:

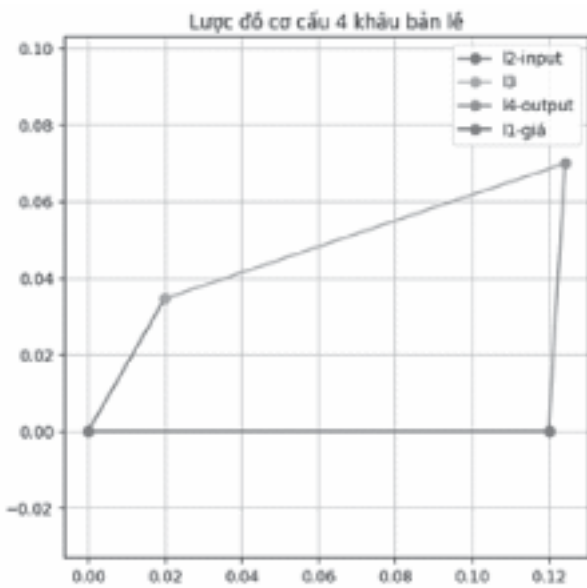
- Đề xuất một cách tiếp cận kết hợp giữa PID và mạng nơ-ron để bù nhiễu trong hệ cơ khí phi tuyến;
- Áp dụng phương pháp nêu trên cho cơ cấu bốn khâu với mô hình động học phi tuyến và mô hình động lực học rút gọn;
- Xây dựng các trường hợp nhiễu có ý nghĩa vật lý, bao gồm nhiễu tuần hoàn, nhiễu biến thiên nhanh và nhiễu có thành phần lệch;
- Thực hiện mô phỏng và so sánh, cho thấy phương pháp đề xuất cải thiện đáng kể hiệu năng so với PID truyền thống.

Phần còn lại của bài báo được tổ chức như sau. Mục 2 trình bày mô hình của cơ cấu

bốn khâu, bao gồm động học và mô hình động lực học rút gọn. Mục 3 mô tả bộ điều khiển PID. Mục 4 giới thiệu phương pháp ước lượng nhiễu bằng mạng nơ-ron và cách tích hợp vào luật điều khiển. Mục 5 trình bày kết quả mô phỏng và so sánh hiệu năng trong các trường hợp nhiễu khác nhau. Cuối cùng, mục 6 đưa ra kết luận và hướng phát triển trong tương lai.

2. MÔ HÌNH HÓA HỆ THỐNG

2.1. Mô hình động học và động lực học cơ cấu 4 khâu bản lề



Hình 1. Lược đồ mô phỏng cơ cấu 4 khâu bản lề

Cơ cấu bốn khâu bản lề (four-bar linkage) là một hệ cơ khí phẳng gồm bốn khâu cứng nối với nhau bằng các khớp quay. Trong nghiên cứu này, cơ cấu được mô tả bởi bốn đoạn có chiều dài lần lượt là r_1, r_2, r_3, r_4 , trong đó r_1 là khâu cố định (ground link), r_2 là khâu vào (input link), r_3 là khâu trung gian (coupler), và r_4 là khâu ra (output link).

Ký hiệu các góc quay tương ứng là $\theta_2, \theta_3, \theta_4$, trong đó θ_2 là góc vào, và θ_4 là góc ra cần

điều khiển. Quan hệ động học của cơ cấu được xác định thông qua phương trình vòng kín:

$$r_2 e^{j\theta_2} + r_3 e^{j\theta_3} = r_1 + r_4 e^{j\theta_4}$$

Tách thành phần thực và ảo, ta thu được hệ phương trình phi tuyến để giải bài toán:

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 + r_4 \cos \theta_4$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = r_4 \sin \theta_4$$

Trong nghiên cứu này, một mô hình động lực học rút gọn được sử dụng với khâu đầu ra nhằm tập trung vào việc đánh giá hiệu năng điều khiển như sau:

$$J\ddot{\theta}_4 + b\dot{\theta}_4 = u + d(t, \theta_4)$$

Trong đó:

- J là moment quán tính tương đương;
- b là hệ số giảm chấn;
- u là mô-men điều khiển;
- $d(t, \theta_4)$ là thành phần nhiễu và bất định.

Mô hình này giả định rằng ảnh hưởng của các khâu còn lại và các liên kết động học được gộp vào các tham số hiệu dụng J và b , cũng như thành phần nhiễu. Cách tiếp cận này cho phép đơn giản hóa bài toán mà vẫn giữ được các đặc tính quan trọng của hệ, đặc biệt là tính phi tuyến và ảnh hưởng của nhiễu.

2.2. Mô hình nhiễu và bất định

Trong hệ cơ khí thực, nhiễu thường bao gồm nhiều thành phần khác nhau, bao gồm ma sát khớp, tải ngoài và các tác động môi trường. Để phản ánh các đặc điểm này, nhiễu trong nghiên cứu được mô hình hóa dưới dạng:

$$d(t, \hat{\theta}_4) = d_t(t) + d_f(\hat{\theta}_4)$$

Trong đó:

- $d_t(t)$ là thành phần biến thiên theo thời gian, mô phỏng rung động hoặc tải thay đổi;
- $d_f(\hat{\theta}_4)$ là thành phần phụ thuộc vận tốc, mô phỏng ma sát tại khớp.

Thành phần $d_t(t)$ được xây dựng với nhiều trường hợp khác nhau nhằm đánh giá độ bền vững của bộ điều khiển, bao gồm nhiễu tuần hoàn, nhiễu biến thiên nhanh và nhiễu có thành phần lệch (bias).

3. BỘ ĐIỀU KHIỂN PID

Bộ điều khiển PID (Proportional–Integral–Derivative) được sử dụng làm phương pháp điều khiển cơ sở trong nghiên cứu này do cấu trúc đơn giản và tính ứng dụng, độ phổ biến cao trên thực tế. Mục tiêu điều khiển là đảm bảo góc khâu ra θ_4 bám theo quỹ đạo tham chiếu θ_{ref} .

Sai số điều khiển được định nghĩa là:

$$e(t) = \theta_{ref} - \theta_4$$

Luật điều khiển PID được biểu diễn như sau:

$$u_{PID}(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \dot{e}(t)$$

Trong đó, K_p , K_i , K_d lần lượt là các hệ số tỷ lệ, tích phân và vi phân.

Bộ điều khiển PID đóng vai trò làm phương pháp cơ sở để so sánh với phương pháp đề xuất có tích hợp mạng nơ-ron. Trong điều kiện tồn tại nhiễu và bất định, hiệu năng của PID có thể bị suy giảm, từ đó tạo cơ sở để đánh giá hiệu quả của phương pháp bù nhiễu được đề xuất trong các phần tiếp theo.

4. ƯỚC LƯỢNG VÀ BÙ NHIỄU BẰNG MẠNG NEURON

4.1. Nguyên lý bù nhiễu

Như đã trình bày ở Mục 2, hệ động lực học của khâu ra chịu ảnh hưởng của thành phần nhiễu và bất định $d(t, \hat{\theta}_4)$, bao gồm cả thành phần biến thiên theo thời gian và thành phần ma sát phụ thuộc vận tốc. Việc mô hình hóa chính xác thành phần này là khó khăn trong thực tế.

Để khắc phục vấn đề này, nghiên cứu đề xuất sử dụng một mạng nơ-ron để ước lượng nhiễu theo thời gian thực [3], [4] như sau:

$$\hat{d}(t) = f_{NN}(\theta_4(t), \dot{\theta}_4(t), e(t), u_{PID}(t))$$

Với $\hat{d}(t)$ là giá trị nhiễu ước lượng bởi mạng nơ-ron.

4.2. Kiến trúc mạng nơ-ron

Trong nghiên cứu này, một mạng nơ-ron truyền thẳng nhiều lớp (Multi-Layer Perceptron – MLP) được sử dụng để ước lượng nhiễu. Mạng bao gồm:

- Lớp đầu vào với các biến: θ_4 , $\dot{\theta}_4$, e , u_{PID} ;
- Hai lớp ẩn gồm 32 nơ-ron mỗi lớp, với hàm kích hoạt phi tuyến tanh (hyperbolic tangent);
- Một lớp đầu ra biểu diễn giá trị nhiễu ước lượng $\hat{d}(t)$.

Mạng được huấn luyện theo phương pháp học có giám sát, trong đó dữ liệu huấn luyện được thu thập từ quá trình mô phỏng hệ với bộ điều khiển PID. Giá trị nhiễu thực $d(t, \hat{\theta}_4)$ được sử dụng

dụng làm nhãn (target) trong quá trình huấn luyện. Quá trình huấn luyện được thực hiện bằng cách tối thiểu hóa hàm mất mát MSE:

$$\mathcal{L} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_i - \tilde{d}_i)^2$$

Việc tối ưu hóa được thực hiện bằng thuật toán Adam (Adaptive Moment Estimation), một phương pháp gradient descent thích nghi, cho phép hội tụ nhanh và ổn định.

4.3. Luật điều khiển kết hợp PID + NN

Sau khi huấn luyện, mạng nơ-ron được sử dụng để ước lượng nhiễu theo thời gian thực và tích hợp vào luật điều khiển. Tín hiệu điều khiển tổng được xác định như sau:

$$u(t) = u_{PID}(t) - \hat{d}(t)$$

Trong đó:

- $u_{PID}(t)$ là tín hiệu điều khiển từ bộ PID;
- $\hat{d}(t)$ là nhiễu ước lượng bởi mạng nơ-ron.

Cách tiếp cận này cho phép bộ điều khiển bù trực tiếp thành phần nhiễu, từ đó cải thiện khả năng bám quỹ đạo của hệ. Đồng thời, do mạng nơ-ron không yêu cầu mô hình chính xác của nhiễu, phương pháp này có thể áp dụng cho các hệ cơ khí có tính bất định cao.

5. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

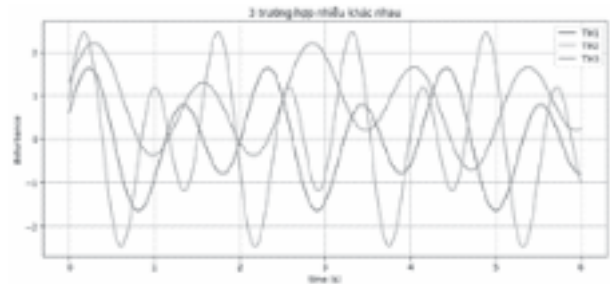
5.1. Trường hợp nhiễu

Để đánh giá độ bền vững của bộ điều khiển, ba trường hợp nhiễu với ý nghĩa vật lý khác nhau được xây dựng, phản ánh các điều kiện vận hành phổ biến trong hệ cơ khí:

- Trường hợp 1: Nhiễu có biên độ và tần số trung bình;

- Trường hợp 2: Nhiễu có biên độ và tần số cao;

- Trường hợp 3: Nhiễu có thành phần hằng số.

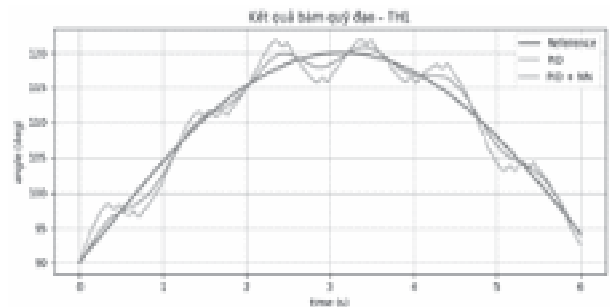


Hình 2. Các trường hợp nhiễu được sử dụng trong quá trình mô phỏng.

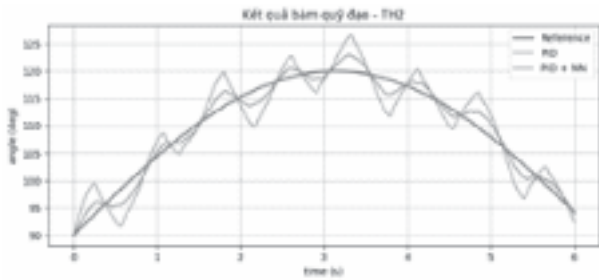
Ngoài ra, thành phần ma sát phụ thuộc vận tốc được đưa vào tất cả các trường hợp nhằm phản ánh đặc tính phi tuyến của khớp cơ khí.

5.2. Hiệu năng bám quỹ đạo

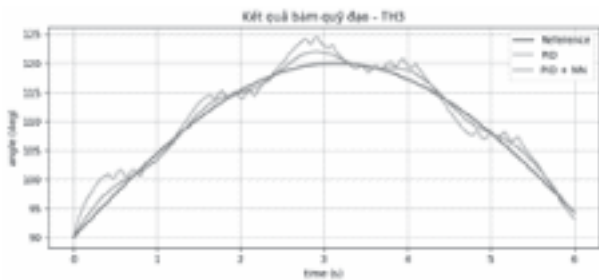
Hiệu năng của hệ được đánh giá thông qua khả năng bám quỹ đạo của góc khâu ra θ_4 so với quỹ đạo tham chiếu. Các hình 3-5 cho thấy bộ điều khiển PID có thể bám theo quỹ đạo tham chiếu, nhưng bị ảnh hưởng mạnh bởi nhiễu, và khi tích hợp mạng nơ-ron để bù nhiễu, sai số bám quỹ đạo được giảm đáng kể trong cả ba trường hợp.



Hình 3. Kết quả bám quỹ đạo với trường hợp nhiễu 1.



Hình 4. Kết quả bám quỹ đạo với trường hợp nhiễu 2.



Hình 5. Kết quả bám quỹ đạo với trường hợp nhiễu 3.

5.3. So sánh định lượng

Hiệu năng điều khiển được đánh giá định lượng thông qua sai số bình phương trung bình (Root Mean Square Error – RMSE), bao gồm:

- RMSE trên toàn bộ thời gian mô phỏng;
- RMSE sau thời gian 1s, để loại bỏ giai đoạn quá độ ban đầu.

Bảng 1 và 2 dưới đây trình bày kết quả so sánh giữa PID và phương pháp đề xuất PID+NN trong ba trường hợp nhiễu.

Bảng 1. So sánh kết quả giữa PID và NN+PID

TH	PID RMSE (deg)	PID+NN RMSE (deg)	PID RMSE sau 1s (deg)	PID+NN RMSE sau 1s (deg)
0 TH1	2.2195	1.0923	2.0950	1.0381
1 TH2	3.4714	1.5818	3.3770	1.5399
2 TH3	2.2101	1.0373	1.9934	1.0291

Bảng 2. Khả năng đoán nhiễu của NN và khả năng cải thiện độ bám quỹ đạo của bộ NN+PID so với PID.

TH	Disturbance	RMSE	Cải thiện (%)	Cải thiện sau 1s (%)
0	TH1	0.0775	50.7892	50.4466
1	TH2	0.1219	54.4333	54.4003
2	TH3	0.1123	53.0677	48.3747

Kết quả cho thấy trong tất cả các trường hợp, phương pháp PID+NN đều cải thiện đáng kể sai số so với PID truyền thống. Mức cải thiện dao động khoảng 40-50% tùy theo điều kiện nhiễu, cho thấy hiệu quả của việc bù nhiễu bằng mạng nơ-ron.

5.4. Phân tích kết quả

Kết quả mô phỏng cho thấy sự ảnh hưởng của nhiễu và các yếu tố bất định làm giảm độ chính xác của bộ điều khiển PID thông thường. Mạng nơ-ron có khả năng học và ước lượng các thành phần nhiễu, từ đó, khi được tích hợp vào luật điều khiển, giá trị nhiễu ước lượng giúp bù trực tiếp các thành phần bất định, từ đó cải thiện độ chính xác của bộ điều khiển.

6. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày một phương pháp điều khiển kết hợp giữa PID và mạng nơ-ron nhằm cải thiện khả năng bám quỹ đạo của cơ cấu bốn khâu trong điều kiện có nhiễu. Mạng nơ-ron được sử dụng để ước lượng trực tiếp các thành phần bất định dựa trên trạng thái hệ và tín hiệu điều khiển, thay vì phải cố gắng xác định chính xác tín hiệu nhiễu.

Kết quả mô phỏng cho thấy phương pháp đề xuất giúp giảm đáng kể sai số bám quỹ đạo so với bộ điều khiển PID truyền thống trong nhiều trường hợp nhiễu khác nhau về biên độ, tần số, hay xuất hiện hằng số trong nhiễu.

Trong tương lai, phương pháp có thể được mở rộng theo hướng như áp dụng cho các loại cơ cấu khác nhau, triển khai trên hệ thực, hoặc kết hợp với các bộ điều khiển khác nhằm nâng cao hơn nữa khả năng điều khiển chính xác hệ thống dưới tác động của nhiễu và các yếu tố bất định. ❖

Ngày nhận bài: **02/4/2026**

Ngày phản biện: **13/4/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. K. J. Åström and T. Hägglund, “*PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*”, 2nd ed. ISA, 1995.
- [2]. M. W. Spong, S. Hutchinson, and M. Vidyasagar, “*Robot Modeling and Control*”. Wiley, 2006.
- [3]. F. L. Lewis, D. Liu, and A. Yesildirak, “*Neural Network Control of Robot Manipulators and Nonlinear Systems*”. Taylor & Francis, 1999.
- [4]. S. Haykin, “*Neural Networks and Learning Machines*”, 3rd ed. Prentice Hall, 2009.
- [5]. H. K. Khalil, “*Nonlinear Systems*”, 3rd ed. Prentice Hall, 2002.
- [6]. B. Armstrong-Hélouvy, “*Control of Machines with Friction*”. Kluwer Academic, 1991.

THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH KẾT CẤU THÉP BỘ KẸP GẮP GỖ CỦA MÁY ĐÀO MỘT GẦU

DESIGN AND ANALYSIS OF STEEL WOOD GRAPPLE OF EXCAVATOR

TS. Nguyễn Thùy Chi

Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: thuychinguyen_mxd@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế và phân tích kết cấu thép của bộ kẹp gấp gỗ lắp trên máy đào một gầu truyền động thủy lực. Trên cơ sở phân tích cấu tạo và nguyên lý làm việc của bộ kẹp, tác giả xây dựng mô hình tính toán lực kẹp, xác định tải trọng làm việc và tiến hành thiết kế kết cấu cơ khí của bộ kẹp. Mô hình 3D được xây dựng trên phần mềm SolidWorks và phân tích phần tử hữu hạn (FEA) được thực hiện bằng SolidWorks Simulation nhằm đánh giá ứng suất, biến dạng và hệ số an toàn của kết cấu. Kết quả cho thấy phương án thiết kế đảm bảo khả năng làm việc đối với điều kiện kẹp gỗ, đồng thời chỉ ra các vùng nguy hiểm cần gia cường khi làm việc với tải trọng lớn hơn.

Từ khóa: Bộ kẹp gỗ; Máy đào một gầu; Kết cấu thép; Phân tích phần tử hữu hạn; SolidWorks.

ABSTRACT

This paper presents the design and structural analysis of a steel wood grapple mounted on a hydraulic excavator. Based on the working principle and structural configuration of the grapple, the gripping force and working loads are determined. A 3D model is developed in SolidWorks and finite element analysis (FEA) is performed using SolidWorks Simulation to evaluate stress distribution, deformation, and safety factor. The results indicate that the designed structure satisfies working requirements under wood handling conditions and highlights critical stress regions for further optimization.

Keywords: Wood grapple; Hydraulic excavator; Steel structure; Finite element analysis. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy đào một gầu truyền động thủy lực là một trong những thiết bị thi công phổ biến nhất trong lĩnh vực xây dựng, khai thác và vận chuyển vật liệu. Nhờ khả năng thay đổi linh hoạt các bộ công tác, máy đào ngày càng được sử dụng đa năng hơn trong nhiều lĩnh vực như bốc xếp vật liệu, khai thác gỗ, phá dỡ công trình và xử lý vật liệu rời. Qua các tài liệu công khai, có thể thấy nghiên cứu trực tiếp về bộ kẹp gỗ gắn trên máy đào không nhiều bằng nghiên cứu về bộ công tác máy đào nói chung [1], [2]. Phần lớn công trình tập trung vào 4 hướng: (1) phân tích động học – tĩnh học bộ công tác máy đào; (2) phân tích bền và tối ưu kết cấu tay cần, tay gầu, khớp, chốt; (3) ảnh hưởng của bộ công tác phụ trợ và cơ cấu quay/tiltrotator đến tải không gian; (4) phát triển các attachment chuyên dụng như grapple, sorting grapple, demolition grapple, log grapple trong khai thác gỗ, bốc xếp vật liệu và phá dỡ. Điều này cho thấy việc nghiên cứu tính thực tiễn, nhưng phần “khe hở nghiên cứu” vẫn còn khá lớn ở kết cấu thép bộ kẹp gỗ và kiểm tra khả năng chịu lực.

Trong đó, bộ kẹp gấp gỗ (wood grapple) là một dạng bộ công tác chuyên dụng, được sử dụng rộng rãi trong lâm nghiệp và logistics để nâng, di chuyển và phân loại gỗ. Tuy nhiên, phần lớn các bộ kẹp hiện nay đều được nhập khẩu, chưa có nhiều nghiên cứu trong nước về thiết kế và phân tích kết cấu loại thiết bị này.

Việc nghiên cứu thiết kế bộ kẹp gỗ trong nước có ý nghĩa quan trọng nhằm:

- Chủ động trong thiết kế và chế tạo thiết bị;
- Giảm chi phí nhập khẩu;
- Tối ưu hóa kết cấu phù hợp với điều kiện làm việc thực tế tại Việt Nam.

Trong bài báo này, tác giả tiến hành nghiên cứu thiết kế bộ kẹp gỗ lắp trên máy đào một gầu, xây dựng mô hình tính toán lực kẹp và thực hiện phân tích kết cấu bằng phương pháp phần tử hữu hạn với sự trợ giúp của phần mềm SolidWorks.

2. NỘI DUNG

2.1. Khái niệm bộ kẹp gấp gỗ lắp trên máy đào một gầu

Bộ kẹp gỗ lắp trên máy đào một gầu là bộ công tác chuyên dụng dùng để kẹp, nâng và di chuyển các vật liệu dạng trụ như thân cây hoặc bó gỗ. Về cấu tạo, bộ kẹp gồm các bộ phận chính: tai treo, thân kẹp, hai má kẹp, xi lanh thủy lực, hệ thống chốt liên kết, bạc lót và gân tăng cứng. Các bộ phận này được thiết kế nhằm đảm bảo khả năng chịu lực, độ cứng và độ bền trong điều kiện làm việc thực tế.



Hình 1. Máy đào thủy lực cùng bộ kẹp gấp gỗ

Tai treo đóng vai trò liên kết với cần máy đào và chịu toàn bộ tải trọng truyền lên máy cơ sở. Thân kẹp là kết cấu chịu lực chính, thường được chế tạo từ thép cường độ cao dạng hàn, có bố trí gân tăng cứng tại các vùng chịu ứng suất lớn. Hai má kẹp có dạng cong đối xứng, phù hợp với hình dạng gỗ, giúp tăng khả năng ôm giữ và ổn định vật liệu trong quá trình làm việc.

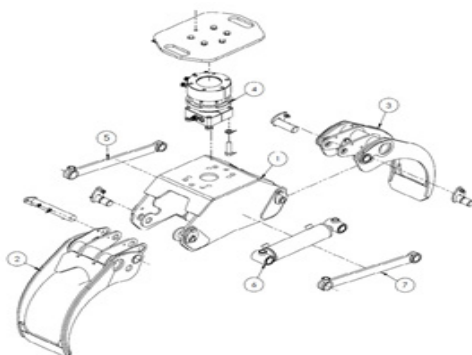


Hình 2. Bộ kẹp gấp gỗ thường lắp trên máy đào cùng bộ tháo lắp nhanh

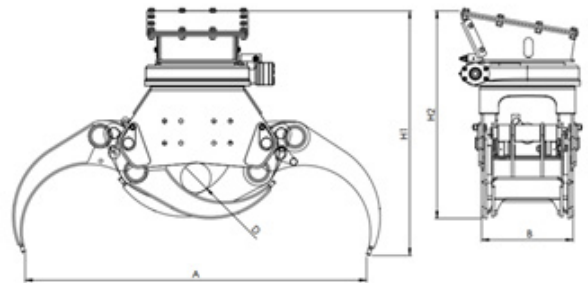
Xi lanh thủy lực là cơ cấu chấp hành tạo lực đóng/mở má kẹp, trong khi hệ thống chốt và bạc lót đảm bảo chuyển động quay linh hoạt và giảm mài mòn. Tổng thể, bộ kẹp là một hệ kết cấu cơ khí chịu tải phức tạp, đòi hỏi thiết kế hợp lý về hình học và vật liệu để đảm bảo hiệu quả và độ bền làm việc.

2.2. Mô hình hình học của bộ kẹp gấp gỗ

Bộ kẹp gỗ hoạt động dựa trên hệ thống thủy lực của máy đào, trong đó xi lanh thủy lực đóng vai trò tạo lực kẹp thông qua cơ cấu bản lề. Khi dầu áp suất cao được cấp vào xi lanh, piston dịch chuyển làm hai má kẹp quay quanh chốt và khép lại để kẹp chặt vật liệu; ngược lại, khi xả dầu, má kẹp mở ra để nhả vật. Lực giữ vật được hình thành từ lực ép pháp tuyến của má kẹp kết hợp với lực ma sát tại bề mặt tiếp xúc và hiệu ứng ôm hình học của má cong. Nhờ đó, bộ kẹp có thể giữ ổn định vật liệu trong quá trình nâng, xoay và di chuyển.

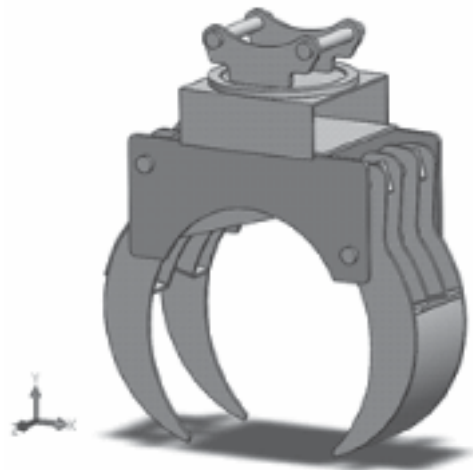


1. Khung bộ gấp gỗ; 2, 3. Tay gấp gỗ; 4. Cơ cấu quay bộ kẹp; 5, 7. Thanh đỡ; 6. Xi lanh kẹp.
Hình 3. Cấu tạo của bộ tháo lắp gầu nhanh



A	mm	2040	2077
B	mm	467	467
H1	mm	1254	1214
H2	mm	1073	1073
D. ĐƯỜNG KÍNH GỖ NHỎ NHẤT	mm	154	154

Hình 4. Kích thước hình học bộ kẹp gấp gỗ của máy đào



Hình 5. Mô hình 3D của bộ kẹp gấp gỗ trong phần mềm Solidworks

2.3. Xây dựng mô hình tính toán lực kẹp

2.3.1. Tải trọng vật kẹp

- Xác định thể tích khúc gỗ, ta coi khúc gỗ là hình trụ:

$$V_g = \frac{\pi \cdot D^2}{4} L = \frac{\pi \cdot 0,85^2}{4} \times 1,2 = 0,6809 \text{ (m}^3\text{)}$$

Với:



D - Đường kính của thân gỗ: $D = 850 \text{ mm}$;
L - Chiều dài của khúc gỗ: $L = 1,2 \text{ m}$.

- Khối lượng khúc gỗ:

$$m_g = \rho \cdot V_g = 850 \times 0,6809 = 578,7 \text{ (kg)}$$

ρ - Trọng lượng riêng của gỗ: $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$.

- Tải trọng tính toán, [3]:

$$G_{tk} = k_d \cdot G_g = k_d \cdot m_g \cdot g = 1,3 \times 0,5787 \times 9,81 = 7,38 \text{ (kN)}$$

k_d - Hệ số tải trọng động: $k_d = 1,3$.

- Xác định lực ép yêu cầu của một má kẹp:

$$N_{yc} = k_b \cdot \frac{G_{tk}}{2 \cdot \mu} = 1,2 \times \frac{7,38}{2 \times 0,35} = 12,65 \text{ (kN)}$$

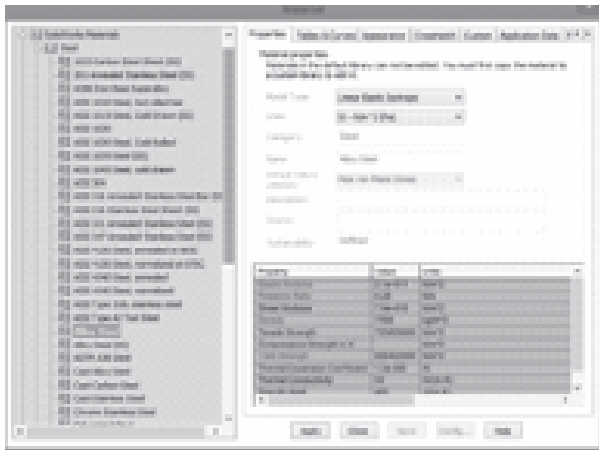
k_b - Hệ số dự trữ kẹp: $k_b = 1,2$;

μ - Hệ số ma sát thép-gỗ: $\mu = 0,35$.

2.4. Phân tích phần tử hữu hạn bộ kẹp gấp gỗ

2.4.1. Đặc điểm vật liệu

Vật liệu mà tác giả chọn cho các phần tử của bộ kẹp gấp gỗ thép Q355 cho thân và má kẹp và thép hợp kim cho chốt có các đặc tính như sau: Mô đun đàn hồi: $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ (N/m}^2\text{)}$, Hệ số Poissons: $\mu = 0,28$, $\sigma_{ch} = 355 \text{ (MPa)}$.



Hình 6. Bảng thông số vật liệu chọn cho bộ kẹp gấp gỗ

2.4.2. Phân tích phần tử hữu hạn

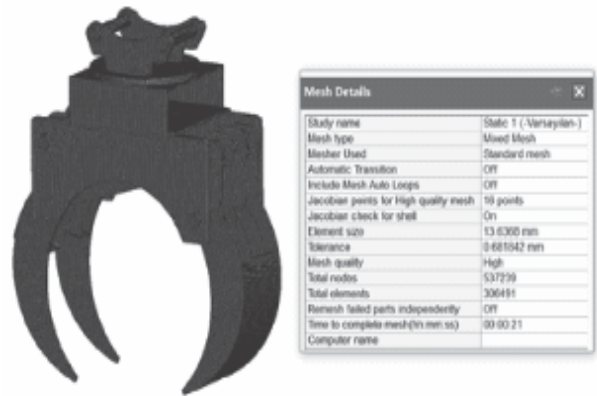
Để xác định nội lực bên trong bộ kẹp gấp gỗ trong các quá trình làm việc, tác giả sử dụng chương trình phân tích phần tử hữu hạn Solidworks [4]. Quá trình phân tích cụ thể như sau:

2.4.2.1. Sự tạo lưới bộ kẹp gấp gỗ

+ Tổng số nút: 537239.

+ Tổng số phần tử: 306491.

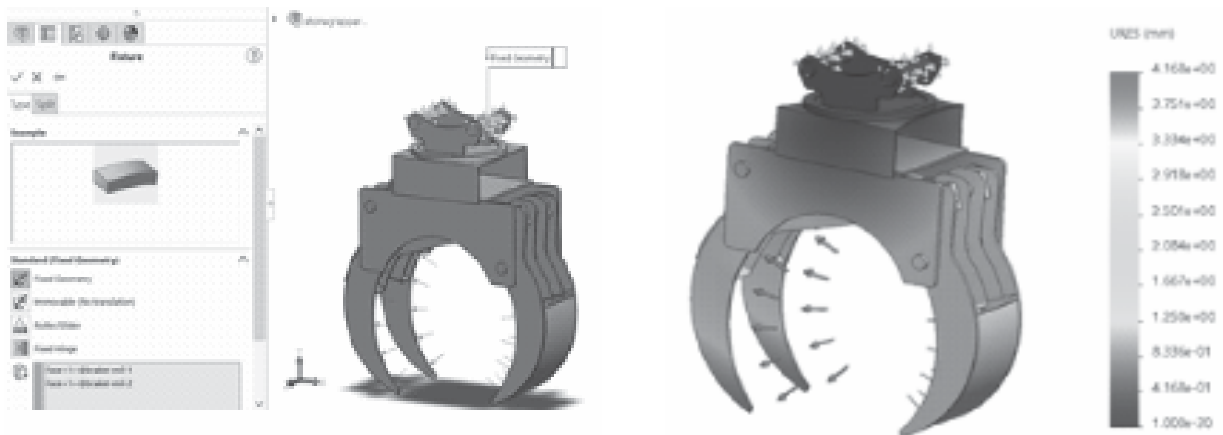
+ Kích thước phần tử: 13,6368 mm.



Hình 7. Mô hình bộ kẹp gấp gỗ sau khi được tạo lưới

2.4.2.2. Điều kiện biên và lực tác dụng

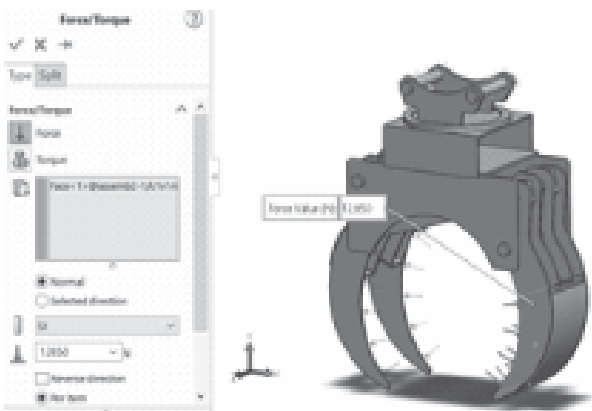
Trong mô hình phân tích phần tử hữu hạn, điều kiện biên được thiết lập nhằm phản ánh đúng trạng thái làm việc thực tế của bộ kẹp. Tại treo được giả thiết là liên kết cố định, đại diện cho sự liên kết cứng với cần máy đào. Lực xi lanh thủy lực được đặt tại vị trí chốt liên kết với má kẹp, mô phỏng lực truyền từ hệ thống thủy lực. Đồng thời, tải tiếp xúc được phân bố tại bề mặt má kẹp, tương ứng với lực tác dụng từ vật kẹp với giá trị $N_{yc} = 12650 \text{ N}$ (Hình 8). Các điều kiện này cho phép đánh giá chính xác trạng thái ứng suất và biến dạng của kết cấu trong quá trình làm việc.



Hình 10. Chuyển vị của bộ kẹp gỗ

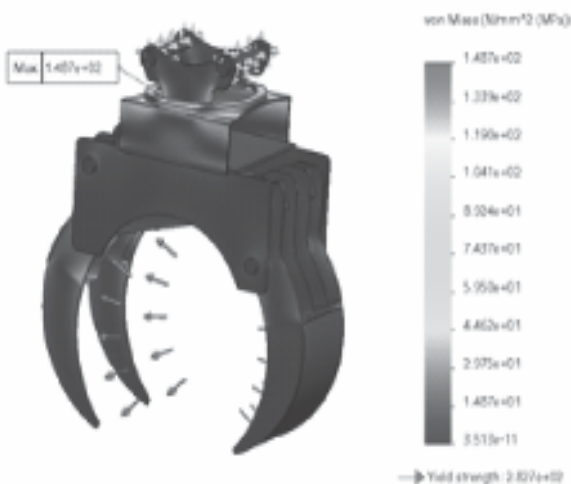
Nhận xét:

Kết quả phân tích phần tử hữu hạn cho thấy trạng thái làm việc của bộ kẹp gỗ tương đối ổn định và đảm bảo yêu cầu về độ bền. Phân bố ứng suất trên toàn bộ kết cấu không đồng đều, trong đó giá trị ứng suất lớn nhất tập trung tại các vị trí có sự thay đổi hình học và truyền lực trực tiếp như góc má kẹp và các lỗ chốt liên kết. Đây là những khu vực chịu tác dụng đồng thời của lực uốn, lực cắt và tải trọng tập trung, do đó dễ xuất hiện tập trung ứng suất với ứng suất lớn nhất $\sigma_{max} = 148,7$ (MPa) (Hình 9). Tuy nhiên, giá trị ứng suất cực đại vẫn nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu $[\sigma] = 355$ (MPa), chứng tỏ kết cấu đáp ứng điều kiện bền trong quá trình làm việc.



Hình 8. Đặt điều kiện biên cho trường hợp bộ kẹp gỗ chịu tải lớn nhất

2.4.3. Các kết quả thu được sau khi phân tích phần tử hữu hạn



Hình 9. Ứng suất phân bố trên bộ kẹp gỗ

Bên cạnh đó, kết quả phân tích chuyển vị cho thấy độ biến dạng của bộ kẹp là nhỏ, khoảng 4 mm (Hình 10) và nằm trong giới hạn cho phép, đảm bảo độ cứng vững của kết cấu. Điều này có ý nghĩa quan trọng trong việc duy trì khả năng kẹp giữ ổn định vật liệu, tránh hiện tượng trượt hoặc lệch tâm khi vận hành. Nhìn chung, phương án thiết kế đã đảm bảo các yêu cầu về độ bền và độ cứng, đồng thời chỉ ra các vị trí cần chú ý khi tối ưu kết cấu trong các bước nghiên cứu tiếp theo.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày một cách hệ thống quá trình nghiên cứu, thiết kế và phân tích kết cấu thép của bộ kẹp gấp gỗ lắp trên máy đào một gầu truyền động thủy lực. Trên cơ sở phân tích đặc điểm làm việc và yêu cầu kỹ thuật của thiết bị, tác giả đã xây dựng được mô hình cấu tạo hợp lý của bộ kẹp, đảm bảo tính đồng bộ giữa các bộ phận như thân kẹp, má kẹp, xi lanh thủy lực và hệ thống chốt liên kết. Đồng thời, nguyên lý làm việc của cơ cấu cũng được làm rõ, qua đó xác định được cơ chế hình thành lực kẹp và các yếu tố ảnh hưởng đến khả năng giữ vật liệu.

Bên cạnh đó, bài báo đã thiết lập được mô hình tính toán lực kẹp dựa trên điều kiện cân bằng và chống trượt của vật kẹp, từ đó xác định được tải trọng làm việc đặc trưng của bộ kẹp trong các điều kiện vận hành khác nhau. Trên cơ sở các kết quả tính toán, kết cấu bộ kẹp đã được thiết kế với vật liệu thép cường độ cao, đảm bảo khả năng chịu lực và độ bền trong điều kiện làm việc thực tế.

Đặc biệt, việc ứng dụng phương pháp phần tử hữu hạn thông qua phần mềm SolidWorks Simulation đã cho phép đánh giá chi tiết trạng thái ứng suất và biến dạng của kết cấu. Kết quả phân tích cho thấy bộ kẹp đáp ứng tốt yêu cầu về độ bền và độ cứng, đồng thời xác định được các vị trí nguy hiểm như góc má kẹp và lỗ chốt liên kết, là cơ sở quan trọng cho việc tối ưu và gia cường kết cấu.

Từ các kết quả đạt được, có thể khẳng định rằng phương án thiết kế bộ kẹp gỗ là khả thi và có thể áp dụng trong thực tế. Nghiên cứu này cũng cung cấp cơ sở khoa học và kỹ thuật quan trọng cho việc thiết kế, chế tạo và phát triển các bộ công tác tương tự trong nước, góp phần nâng cao khả năng nội địa hóa thiết bị cơ khí xây dựng. ❖

Ngày nhận bài: **20/3/2026**

Ngày phản biện: **30/3/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Peng-Long Hou, Feng-Yi Lu, Ge-Ning Xu, Zhi-Ning Ma, “*Study on Spatial Mechanics Analysis Method of Excavator Attachment with Tiltrotator*”. 3rd Annual International Conference on Mechanics and Mechanical Engineering (MME 2016), DOI: 10.2991/mme-16.2017.29
- [2]. Gongyue Xu, Zemin Feng, Wenbo Wang, Huafeng Ding, “*Constrained multiobjective optimization design for ordinary shovel attachment of hydraulic excavator based on evolutionary algorithm*”. Engineering Applications of Artificial Intelligence, Volume 135, September 2024. DOI: 10.1016/j.engappai.2024.108839
- [3]. Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa, “*Kết cấu thép Máy xây dựng - xếp dỡ*”. NXB. Giao thông vận tải, năm 1999.
- [4]. PSG, TS. Nguyễn Việt Hùng, TS. Đào Hồng Bách, “*Hướng dẫn sử dụng Solidworks trong thiết kế 3 chiều*”. NXB. Xây dựng, năm 2003.

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU THÙNG KÍN DẠNG SÓNG CONTAINER TRÊN XE TẢI

RESEARCH ON STRUCTURAL OPTIMIZATION OF CORRUGATED CONTAINER
BOXES FOR TRUCKS

ThS. Nguyễn Quang Cường

Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: nqcuongoto@gmail.com

TÓM TẮT

Ngành vận tải đường bộ đóng vai trò quan trọng trong hoạt động kinh tế, trong đó xe tải là phương tiện chủ lực. Việc giảm khối lượng bản thân thùng xe nhằm tăng tải trọng hàng hóa và nâng cao hiệu quả khai thác là một yêu cầu cấp thiết trong thiết kế hiện nay. Mỗi kilogram khối lượng kết cấu tăng thêm không chỉ làm giảm khả năng chuyên chở mà còn làm gia tăng tiêu hao nhiên liệu và chi phí vận hành. Bài báo này trình bày nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu thùng kín dạng sóng container trên xe tải thông qua phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) sử dụng phần mềm Simsolid. Các tham số thiết kế chính bao gồm chiều dày tôn, bước sóng và số lượng thanh gia cường, ke tăng cứng được khảo sát và đánh giá trong các bài toán tối ưu.

Từ khóa: Thùng kín sóng container; Tôn sóng; Tối ưu kết cấu; Thanh gia cường; Ke tăng cứng; Simsolid.

ABSTRACT

Road transport plays a crucial role in economic activities, in which trucks are the primary means of transport. Reducing the self-weight of the vehicle body to increase payload capacity and enhance operational efficiency is an urgent requirement in modern design. Every additional kilogram of structural mass not only reduces carrying capacity but also increases fuel consumption and operating costs. This paper presents a study on the structural optimization of corrugated container boxes on trucks through the Finite Element Method (FEM) using Simsolid software. The main design parameters, including sheet thickness, corrugation pitch, and the number of reinforcement bars and gusset plates, are investigated and evaluated in optimization problems.

Keywords: Corrugated container box; Corrugated metal panel; Structural optimization; Stiffening bar; Stiffener bracket; Simsolid.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong ngành vận tải đường bộ, xe tải là phương tiện chủ lực phục vụ vận chuyển hàng hóa với khối lượng lớn. Thùng xe là bộ phận trực tiếp chịu tải và truyền lực xuống khung gầm, do đó ảnh hưởng trực tiếp đến khả năng chuyên chở, độ bền kết cấu và hiệu quả khai thác của phương tiện. Việc giảm khối lượng bản thân thùng xe, đồng thời đảm bảo độ bền là yêu cầu quan trọng trong thiết kế hiện nay [1]. Trong thiết kế thùng xe, cần đảm bảo đồng thời các yếu tố như: độ bền, độ cứng, phân bố tải hợp lý và an toàn khi xe làm việc trong các điều kiện vận hành như phanh và quay vòng. Các nghiên cứu trước đây chủ yếu tập trung vào tối ưu hệ xương và tiết diện dầm nhằm giảm khối lượng và ứng suất trong kết cấu [2]. Tuy nhiên, các kết cấu truyền thống chưa khai thác hiệu quả khả năng chịu lực của tấm vỏ thùng. Gần đây, kết cấu thùng dạng sóng được nghiên cứu do khả năng tăng độ cứng hình học mà không cần tăng chiều dày vật liệu, từ đó giúp giảm khối lượng và cải thiện hiệu quả kết cấu [3]. Bên cạnh đó, tải trọng tác dụng lên thùng xe không chỉ là tải trọng thẳng đứng mà còn bao gồm tải dọc và tải ngang phát sinh trong quá trình vận hành. Do đó, việc đánh giá kết cấu cần được thực hiện thông qua phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để xác định chính xác phân bố ứng suất và các vùng nguy hiểm trong kết cấu [4]. Xuất phát từ các vấn đề trên, bài báo tập trung vào nghiên cứu tối ưu hóa kết cấu thùng kín dạng sóng container trên xe tải thông qua mô phỏng, nhằm đề xuất phương án thiết kế đảm bảo độ bền và tối ưu khối lượng.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Mục tiêu

Mục tiêu của bài toán tối ưu là giảm khối lượng thùng xe đồng thời xác định vị trí

và giá trị ứng suất lớn nhất trong kết cấu. Điều chỉnh thiết kế thùng xe dạng sóng container để tối ưu hóa về mặt kết cấu giảm trọng lượng và ứng suất.

2.2. Phương pháp

Mô hình hóa kết cấu thùng xe tải sóng container bằng phần mềm NX, dùng phần mềm phần tử hữu hạn Simsolid phân tích độ bền với thùng nguyên bản và các trường hợp kết cấu khác nhau. Lập bảng phân tích cho các trường hợp kết cấu thay đổi so với nguyên bản để lựa chọn ra bài toán tối ưu.

2.3. Điều kiện biên

Hai dầm dọc đáy thùng được cố định bằng ràng buộc ngàm tại vị trí tiếp xúc với chassis, giả thiết các bậc tự do dịch chuyển U_x , U_y , U_z bằng không [5].

2.4. Tải trọng và chế độ tải trọng

Tải trọng gồm có hàng hóa và bản thân thùng hàng, hàng hóa được phân bố đều trên sàn xe. Chế độ tải trọng tính toán là khi phanh và khi quay vòng. Tải trọng đặt lên sàn xe, thành bên, thành trước được xác định theo [6], [7], [8]:

- Sàn thùng chịu 100% hàng hóa phân bố đều trên sàn;

- Thành bên chịu 15% tải trọng hàng hóa (lực ngang tác dụng lên thành bên, phân bố đều);

- Thành trước chịu 15% tải trọng hàng hóa phân bố đều lên toàn bộ thành trước.

3. MÔ HÌNH VÀ PHÂN TÍCH THÙNG NGUYÊN BẢN

3.1. Thông số chi tiết của thùng nguyên bản

Thông số kích thước của thùng được xác định theo quy chuẩn Việt Nam QCVN 09:2024/BGTVT [9] như trong bảng 1.

Bảng 1. Thông số cơ bản thùng nguyên bản

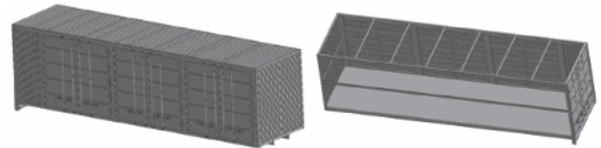
TT	Thông số	Thứ nguyên	Giá trị
1	Kích thước lồng thùng: Dài × Rộng × cao	mm	9800 × 2380 × 2560
2	Khối lượng hàng hóa chuyên chở	kg	7400
3	Chiều dày tôn sàn	mm	2,5
4	Chiều dày tôn sóng	mm	1,8
5	Khoảng cách sóng	mm	90
6	Kích thước sóng	mm	45
7	Vật liệu làm thùng	-	CT5

3.2. Mô hình kết cấu 3D nguyên bản

Mô hình kết cấu 3D nguyên bản được thể hiện trên hình 1 được tạo ra bằng phần mềm NX. Vật liệu thùng là thép có ứng suất chảy cho phép là 250MPa; ứng suất kéo giới hạn là 440MPa; Các đặc tính khác của vật liệu như trong bảng 2. Mô hình kết cấu 3D như trên hình 1.

Bảng 2. Đặc tính vật liệu thùng

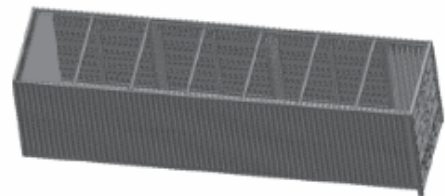
Mô đun đàn hồi (GPa)	Tỷ lệ Poisson	Tỉ trọng (kg/m ³)
200	0,3	7860



Hình 1. Mô hình 3D kết cấu thùng hàng xe nguyên bản

3.3. Đặt tải lên mô hình

Thùng hàng kín dạng sóng container được mô phỏng chịu tải bằng cách truyền lực từ hàng hóa mà nó chuyên chở. Các yếu tố chịu tải chính của thùng xe là sàn, thành phía trước và tấm chắn bên. Tấm chắn bên và tấm chắn phía trước được thiết kế sao cho chịu tải một phần khi phanh, quay vòng. Mô hình đặt lực như trên hình 2.

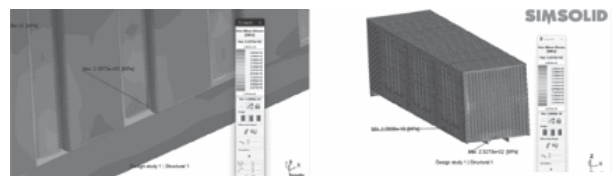


Hình 2. Mô hình đặt lực của thùng nguyên bản

3.4. Phân tích kết quả tính toán cho thùng nguyên bản

3.4.1. Ứng suất tương đương ke tăng cứng

Thùng nguyên bản có độ dày tôn sóng là 1,8 mm và 01 thanh ngang. Ứng suất tương đương lớn nhất xảy ra tại vị trí thành trước, phía dưới tấm sóng trước. Giá trị ứng suất lớn nhất là 322,7MPa. Hình dạng và phân bố ứng suất như trên hình 3.



Hình 3. Ứng suất tương đương

3.4.2. Biến dạng tổng thể

Biến dạng lớn nhất xảy ra trên thành trước của tấm tại vị trí giữa thành trước; Biến dạng lớn nhất là 12 mm. Hình dạng biến dạng như trên hình 4.



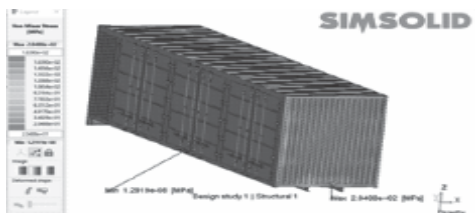
Hình 4. Biến dạng tổng thể

4. TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU THÙNG SÓNG CONTAINER

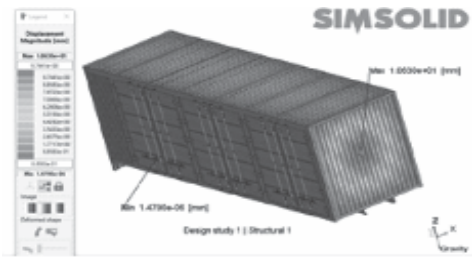
Dựa vào kết quả tính toán thùng xe nguyên bản và kinh nghiệm thiết kế, sản xuất thực tế tiến hành phân tích kết cấu thùng hàng cho các kết cấu khác nhau để tìm ra trường hợp kết cấu tối ưu nhất. Với trường hợp nguyên bản, ứng suất và biến dạng lớn nhất đều xảy ra ở thành trước nên các bài toán tối ưu chỉ tập trung vào tối ưu cho thành trước.

4.1. Trường hợp 1 (TH1)

Thay đổi độ dày tôn sóng thành trước thùng nguyên bản từ 1,8 mm xuống 1,6mm; số lượng thanh ngang nguyên bản là 01 thanh được nâng lên thành 3 thanh ngang. Giá trị ứng suất lớn nhất là 204,9 MPa, hình dạng và phân bố ứng suất như trên hình 5. Biến dạng lớn nhất là như trên hình 6.



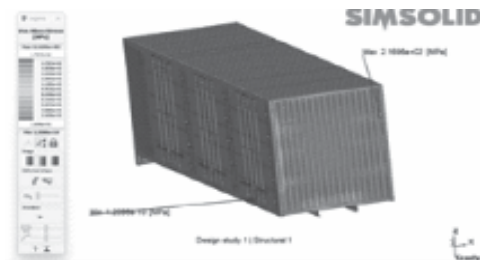
Hình 5. Ứng suất tương đương TH1



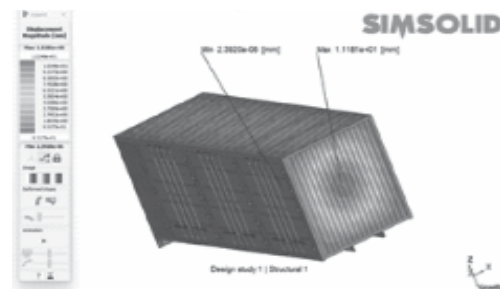
Hình 6. Biến dạng tổng thể TH1

4.2. Trường hợp 2 (TH2)

Tiếp tục thay đổi độ dày tôn sóng thành trước nguyên bản từ 1,8mm xuống 1,4mm; số lượng thanh ngang trước từ 01 thanh lên 03 thanh. Giá trị ứng suất lớn nhất là 204,9 MPa, hình dạng và phân bố ứng suất như trên hình 7. Biến dạng lớn nhất là như trên hình 8.



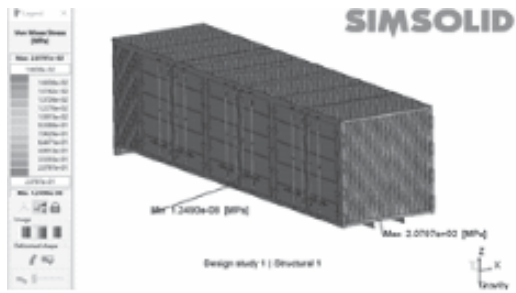
Hình 7. Ứng suất tương đương TH2



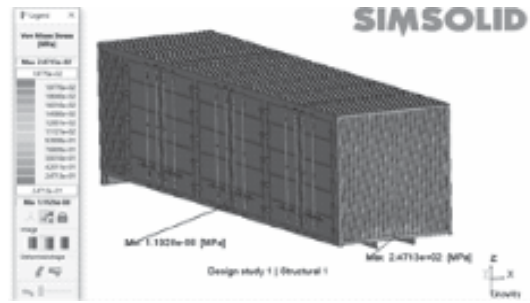
Hình 8. Biến dạng tổng thể TH2

4.3. Trường hợp 3 (TH3)

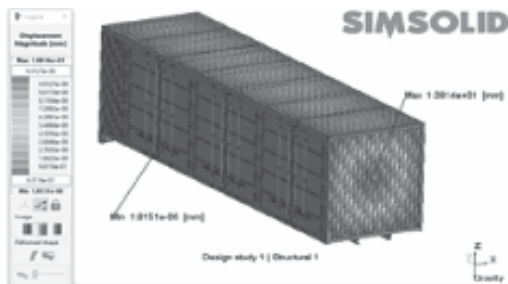
Thay đổi độ dày tôn sóng xuống 1,4 mm; số lượng thanh ngang trước là 3 thanh. Khoảng cách sóng thay đổi từ 90mm xuống còn 60mm. Kết quả tính toán ứng suất và biến dạng như trên hình 9 và hình 10.



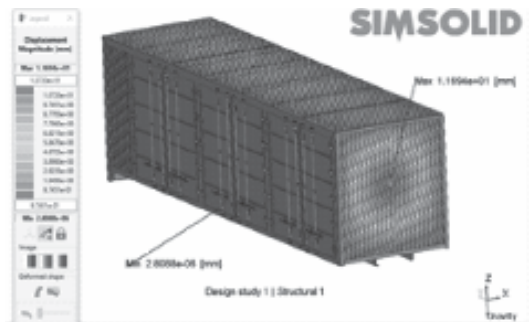
Hình 9. Ứng suất tương đương TH3



Hình 11. Ứng suất tương đương TH4



Hình 10. Biến dạng tổng thể TH3



Hình 12. Biến dạng tổng thể TH4

4.4. Trường hợp 4 (TH4)

Thay đổi độ dày tôn sóng xuống 1,2 mm; số lượng thanh ngang trước là 3 thanh. Khoảng cách sóng thay đổi từ 90 mm xuống còn 60mm. Kết quả tính toán ứng suất và biến dạng như trên hình 11 và hình 12.

5. TỔNG HỢP KẾT QUẢ THAY ĐỔI KẾT CẤU VÀ THẢO LUẬN

Tổng hợp kết quả khối lượng, ứng suất và biến dạng với các trường hợp kết cấu khác nhau như trong bảng 3.

Bảng 3. Tổng hợp kết quả tính toán trong các trường hợp kết cấu khác nhau

Tối ưu	Bước sóng (mm)	Độ dày tấm sóng (mm)	Số thanh ngang	Khối lượng thành trước (kg)	Ứng suất lớn nhất (MPa)	Biến dạng lớn nhất (mm)
TH1	90	1,6	03	138,6	204,9	10,6
TH2	90	1,4	03	128,4	217,0	11,2
TH3	60	1,4	03	131,5	208,0	10,1
TH4	60	1,2	03	120,4	247,0	11,7
Nguyên bản	90	1,8	01	133,7	232,7	12,0

Nhận xét: Từ kết quả tính toán thấy rằng trường hợp TH3 là tốt nhất, tiết kiệm được khối lượng thành trước là 2,2 kg; Ứng suất lớn nhất giảm được 24,7 MPa; Biến dạng lớn nhất giảm được 1,9 mm.

6. KẾT LUẬN

Từ các kết quả phân tích và tối ưu hóa kết cấu thùng kín dạng sóng container, có thể rút ra các kết luận chính như sau:

Kết cấu thùng nguyên bản với tôn sóng dày 1,8 mm và 01 thanh ngang có ứng suất lớn nhất đạt 232,7 MPa và biến dạng lớn nhất khoảng 12 mm, tập trung chủ yếu tại thành trước.

Việc tăng số lượng thanh ngang lên 03 thanh giúp giảm đáng kể ứng suất và biến dạng, với giá trị ứng suất giảm xuống khoảng 204,9 MPa. Khi kết hợp giảm chiều dày tôn xuống 1,4÷1,6 mm, kết cấu vẫn đảm bảo độ bền nếu bố trí thanh ngang hợp lý.

Ảnh hưởng của bước sóng là rõ rệt; khi giảm từ 90 mm xuống 60 mm, ứng suất và biến dạng tiếp tục giảm, cho thấy khả năng tăng độ cứng cục bộ của tấm sóng.

Phương án tối ưu (TH3) với bước sóng 60 mm, chiều dày tôn 1,4 mm và 03 thanh ngang cho thấy hiệu quả tốt nhất, với ứng suất giảm khoảng 24,7 MPa và biến dạng giảm khoảng 1,9 mm so với kết cấu ban đầu, đồng thời cho phép giảm khối lượng.

Kết quả nghiên cứu khẳng định rằng kết cấu tôn sóng tham gia chịu lực cùng với hệ xương, và việc tối ưu cần dựa trên sự phối hợp hợp lý giữa hình học sóng và hệ gia cường thanh ngang, thay vì chỉ tăng chiều dày vật liệu. ❖

Ngày nhận bài: **10/4/2026**

Ngày phản biện: **20/4/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. K. V. Krishna, K. Y. Reddy, K. Venugopal, and K. Ravi, “*Design and analysis of truck body for increasing the payload capacity*”. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 263, no. 6, 2017.
- [2]. S. Vinjavarapu, U. Koteswararao, and V. L. Narayana, “*Design optimization of tipper truck body*”. International Journal of Engineering Research and Development, vol. 4, no. 9, pp. 27–35, 2019
- [3]. S. B. Aranha, E. F. de Andrade, E. M. Katayose, K. C. Machado, and M. Gonçalves, “*Design of an aluminum truck body mounted on chassis for dry cargo*”. SAE Technical Paper, 2013.
- [4]. B. R. P. Nayak and C. H. Sambaiah, “*Design and analysis of dumped body*”. International Journal of Mechanical and Industrial Engineering, vol. 2, no. 3, pp. 161–165, 2013.
- [5]. N Nagendra Kumar, B Jithendra, Malaga Anil Kumar, “*Optimization of Weight and Stress Reduction of Dump For Automotive Vehicles*”. Int. J. Eng. Res. Technol. 2 (2013) 2278- 0181.
- [6]. Nayak BRP, Sambaiah CH, “*Design and analysis of dumped body*”. Int J Mech Ind Eng. 2013;2(3):161-165.
- [7]. Virbhadrha Nigudage, N I Jamadar, “*Design and Optimization of Truck Load Body*”. IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development| Vol. 8, Issue 6, 2020.
- [8]. Rajesh, L.N.V. Narasimharao, Dr.K. Rambabu, K.Anilkumar, “*Design and analysis of three wheeler auto dumped body*”. © 2018 IJCRT | Volume 6, Issue 2 April 2018.
- [9]. Quy chuẩn Việt Nam QCVN 09:2024/BGTVT.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG VÀ TÍNH TOÁN KẾT CẤU THÉP CÁC ĐOẠN ỐNG LỒNG CỦA CẦN TRỤC BÁNH LỚP TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

A STUDY ON SIMULATION AND STRUCTURAL ANALYSIS OF STEEL TELESCOPIC BOOM SECTIONS OF HYDRAULIC TRUCK-MOUNTED CRANES

ThS. **Phạm Anh Tuấn**, TS. **Đoàn Văn Tú***

Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: doantugtvt189@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu tính toán và mô phỏng kết cấu thép các đoạn ống lồng của cần trục bánh lốp truyền động thủy lực. Nghiên cứu sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn kết hợp phần mềm Autodesk Inventor để đánh giá ứng suất và biến dạng của kết cấu trong các điều kiện làm việc khác nhau. Kết quả cho thấy kết cấu đảm bảo điều kiện bền và độ cứng. Việc xác định được các vùng tập trung ứng suất, vùng biến dạng lớn để biết tình hình chịu lực của từng đoạn ống làm cơ sở tối ưu hóa thiết kế.

Từ khóa: Cần trục bánh lốp; Ống lồng; Kết cấu thép; Mô phỏng; Ứng suất.


ABSTRACT

This paper presents a study on the calculation and structural simulation of the telescopic boom segments of a hydraulically driven rubber-tired crane. The research employs the finite element method in combination with Autodesk Inventor software to evaluate stress and deformation of the structure under various working conditions. The results indicate that the structure satisfies both strength and stiffness requirements. The identification of stress concentration zones and regions of large deformation provides insight into the load-bearing behavior of each telescopic segment, serving as a basis for design optimization.

Keywords: Truck-mounted crane; Telescopic boom; Steel structure; Simulation; Stress.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Những năm gần đây, khả năng tính toán và gia công chế tạo các kết cấu máy của các đơn vị sản xuất trong nước đã được nâng cao, họ có thể chủ động, tự chủ được trong việc tiếp cận những công nghệ mới, khoa học kỹ thuật mới. Trong đó, việc nghiên cứu, tính toán các

loại hình kết cấu thép cũng trở lên dễ dàng và phổ biến. Tuy nhiên, lĩnh vực cần trục dạng ống lồng thường được nhập khẩu nguyên chiếc về Việt Nam, sau đó chỉ làm công tác lắp đặt trên xe ô tô, hoặc là công tác sửa chữa các đoạn cần bị cong vênh, đứt gãy... Qua khảo sát và tìm hiểu, nhóm tác giả thấy muốn chủ động cho sản xuất thì phải đi từ nghiên cứu thiết kế tính toán, 

ứng dụng các phần mềm tiên tiến trợ giúp khâu lập mô hình và tính toán là cần thiết và hữu ích.

Việc tính toán kết cấu các đoạn ống lồng trên cần trục bánh lốp được nhiều tác giả trên thế giới đề cập tới. Theo [1] tác giả sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích sự thay đổi ứng suất của các đoạn ống lồng trên cần trục bánh lốp TD-6/8. Còn [2-6] lại sử dụng phần mềm mô phỏng để tính toán phân tích các loại kết cấu thành mỏng như các đoạn cần trên thiết bị di động. Còn [7] lại phân tích cách xác định tải trọng đặt lên các đoạn ống sao cho hợp lý, sau đó dùng các công thức toán học để giải.

Trong khi đó ở trong nước, đã có một số công trình nghiên cứu liên quan đến kết cấu cần trục, nhưng phần lớn mới dừng lại ở mức mô tả chung hoặc tập trung vào toàn bộ hệ thống nâng, chưa đi sâu vào phân tích chi tiết ứng suất tại các đoạn ống lồng – đặc biệt là trong điều kiện làm việc thực tế và mô hình hóa thủy lực, chưa áp dụng các phần mềm tính toán chính xác và mô phỏng trực quan các đoạn ống lồng khi chịu tải trọng. Theo [8] đưa phương pháp tính toán cần hộp của cần trục bằng phương pháp phân tích từng đoạn kết cấu, đặt tải và giải bằng chương trình máy tính tự lập như Excel.

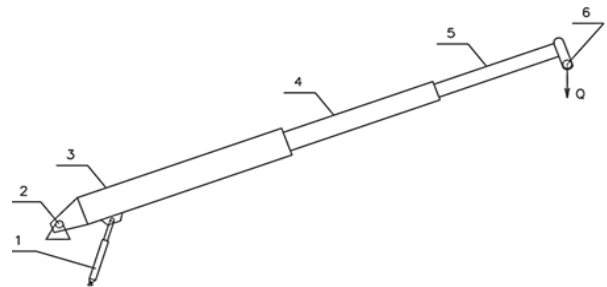
Do đó, việc nghiên cứu mô phỏng tính toán kết cấu các đoạn ống lồng cần trục bánh lốp có thể cho thấy sự phân bố ứng suất trực quan, rõ nét, từ đó đánh giá phân tích làm kết quả tham khảo cho công tác sản xuất chế tạo cần trục trong nước hoặc trong công tác sửa chữa cần trục. Nhóm nghiên cứu lựa chọn một loại cần trục được sử dụng phổ biến ở Việt Nam là loại Unic 343 làm đối tượng nghiên cứu.



Hình 1. Tổng quan kết cấu ô tô lắp thêm bộ cần trục

2. NỘI DUNG CHÍNH

Cần trục được lắp trên ô tô tải, khi không làm việc thì móc câu sẽ được giữ cố định với kết cấu cần để tăng sự ổn định, an toàn khi di chuyển hoặc không di chuyển xe. Khi làm việc, các đốt cần được duỗi ra, tùy theo góc độ nâng hạ hàng cần trục có thể nâng hạ được tải trọng tương ứng. Do đó, khi nghiên cứu và tính toán khả năng chịu lực của các đoạn ống lồng này, ta xem xét mô hình hóa sơ đồ như sau:



Hình 2. Mô hình kết cấu các đoạn ống lồng trên cần trục:

1. Xi lanh nâng cần; 2. Chốt đuôi cần; 3. Đoạn ống số 1; 4. Đoạn ống số 2;
5. Đoạn ống số 3; 6. Puly đầu cần

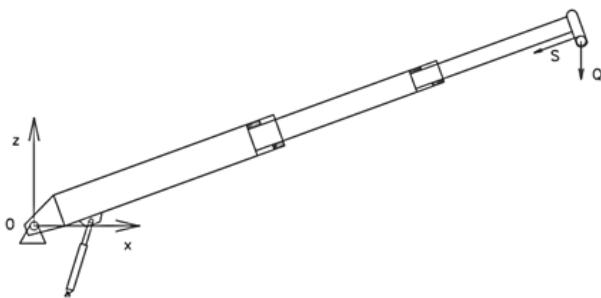
2.1. Các giả thiết khi lập mô hình tính

- Chỉ xác định trường hợp tải tĩnh tác dụng lên cần;

- Chưa tính đến trường hợp tải trọng gió ảnh hưởng đến khi nâng hạ;

- Chưa tính đến trạng thái quay cần trục khi mang hàng;
- Không xét đến tính ổn định của cần trục khi nâng hàng cũng như tính đàn hồi của lớp ảnh hưởng đến quá trình nâng hạ hàng.

Lập hệ tọa độ xoz của cần trục khi nâng hàng.

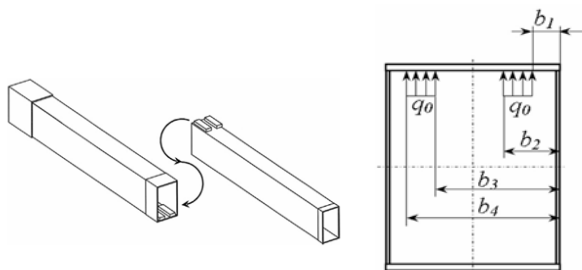


Hình 3. Mô hình đặt tải theo phương đứng khi các đốt cần duỗi hết và cần nâng nghiêng góc 20°

Tải trọng nâng hàng Q được xác định theo biểu đồ sức cầu tầm với của cần trục, tải trọng này luôn có phương vuông góc với mặt đất máy đứng.

Tải trọng này luôn được đặt dọc theo chiều dài của cần.

Tải trọng bản thân của cần được xác định theo phần mềm.



Hình 4. Bố trí các thanh tì của hai đoạn đốt cần

Khi các đoạn đốt cần kéo ra hay thụt vào đều tựa trên các thanh tì bên trong và ngoài

của 2 đốt, vừa có tác dụng giảm ma sát khi làm việc, vừa chịu tác dụng tập trung ứng suất khi cần duỗi ra hết. Do đó, phần kết cấu giữa 2 đốt cần này rất quan trọng, nó ảnh hưởng đến khả năng chịu lực chung của toàn bộ cần.

2.2. Xác định các thông số cơ bản của các đoạn ống lồng

- Tiết diện mặt cắt ngang các đoạn ống lồng: Ống 1: $b \times h \times L = 270 \times 470 \times 3000$ (mm); Ống 2: $b \times h \times L = 240 \times 440 \times 2555$ (mm); Ống 3: $b \times h \times L = 21 \times 409 \times 2555$ (mm).

- Chiều dày thành ống: $\sigma = 10$ mm;
Chiều dày thanh tì: $\sigma = 5$ mm.

2.3. Xác định tải trọng tác dụng lên kết cấu

- Tải trọng bản thân: Khối lượng bản thân được xác định trong phần mềm.

- Tải trọng nâng hàng danh nghĩa ở đầu cần: $Q = m \cdot g = 730.9,81 = 7161$ N

- Tải trọng căng cáp khi kéo hàng:

$$S = \frac{1}{2} \cdot Q = \frac{1}{2} \cdot 7161 = 3580 \text{ N}$$

- Tải trọng gió: Chưa xét đến trong bài toán này.

2.4. Lập mô hình mô phỏng, tính toán kết cấu thép của các đoạn ống lồng của cần trục theo góc nâng cần 20° so với mặt đất trên phần mềm Inventor

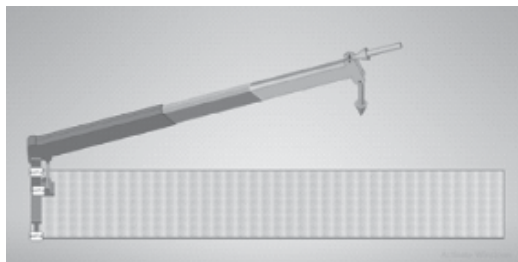
Các bước xây dựng mô hình kết cấu và tính toán trên phần mềm Inventor:

Bước 1: Lập các bản vẽ chi tiết các đoạn ống lồng.

Bước 2: Lắp ghép các đoạn ống lại với nhau thành cụm cần ống lồng.

Bước 3: Khởi tạo modul tính toán, phân tích mô hình kết cấu.

- Xây dựng mô hình trong phần mềm;
- Xác định tải trọng và tổ hợp tải trọng tác dụng lên kết cấu;
- Gán tải trọng lên đầu cần;
- Chạy chương trình, xuất kết quả.



Hình 5. Gán tải lên mô hình khi các đốt duỗi hết góc nâng 20°

Bước 4: Đánh giá, phân tích kết quả trên biểu đồ ứng suất, biến dạng của kết cấu.

2.5. Kết quả tính toán theo góc 20 độ

Sau khi đặt lực vào các vị trí và chạy chương trình tính toán trên phần mềm Inventor, ta thu được kết quả như sau:



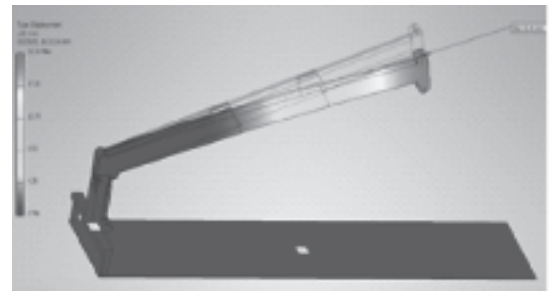
Hình 6. Tổng thể ứng suất phân bố trên kết cấu thép các đoạn ống lồng

- Hình 6 thể hiện các vùng phân bố ứng suất trên kết cấu khi giá trị giới hạn biểu hiện

ứng suất được hạ xuống 50MPa. Từ đây, ta thấy được đoạn ống số 1 và trụ đứng chịu phân bố ứng suất đều nhất.



Hình 7. Ứng suất phân bố của kết cấu

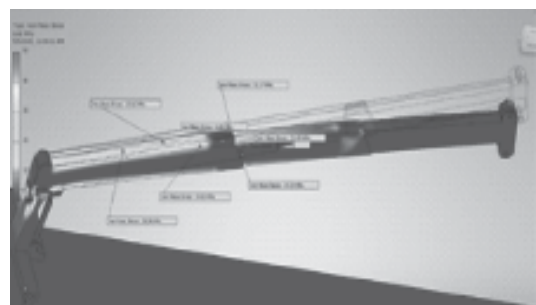


Hình 8. Chuyển vị của kết cấu

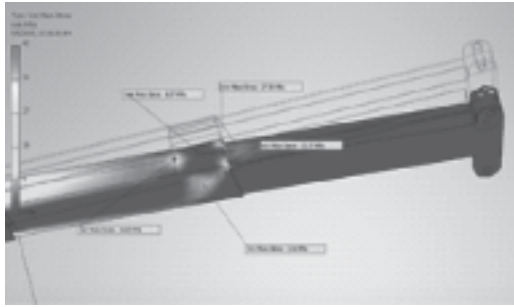
Trên Hình 8 ta thấy được biến dạng tổng thể của kết cấu theo màu sắc, màu đỏ là thể hiện giá trị lớn nhất và giá trị này là 21,31 mm ở cuối đoạn ống số 3.

Để thể hiện cụ thể việc phân bố ứng suất cục bộ và các giá trị của biến dạng, dưới đây là một số kết quả tính toán được như sau:

- Vùng tập trung ứng suất:



Hình 9. Ứng suất giữa ống 1 và ống 2



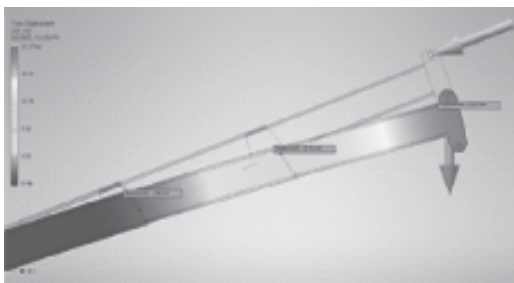
Hình 10. Ứng suất giữa ống 2 và ống 3

Độ biến dạng tuyệt đối giữa các đoạn ống lồng:

Biến dạng giữa đoạn ống số 3 và số 2:
 $\Delta L = 21,87 - 12,45 = 9,42 \text{ mm}$.

Biến dạng giữa đoạn ống số 2 và số 1:
 $\Delta L = 12,45 - 5,96 = 6,49 \text{ mm}$.

Biến dạng đoạn ống số 1: $\Delta L = 5,96 \text{ mm}$.



Hình 11. Độ biến dạng ở các ống

* Đánh giá:

Dựa trên kết quả mô phỏng, tính toán của phần mềm Inventor được xuất ra, có thể đưa ra các nhận xét sau:

1. Theo ứng suất Von Mises: Giá trị ứng suất dao động từ 18,17 MPa đến 112,6 MPa. Vùng giá trị ứng suất này vẫn nằm trong ngưỡng cho phép sử dụng của vật liệu kết cấu, thậm chí còn thừa bền nhiều, chưa tận dụng hết được vật liệu.

2. Phân bố ứng suất: Ứng suất vẫn phân bố đều trên thân cấu kiện chính, tập trung nhiều hơn ở vùng kết nối, nhưng không có điểm nào vượt mức cảnh báo (vùng đỏ vẫn chưa xuất hiện). Tuy nhiên, nhận thấy các vùng tiếp xúc giữa các đoạn ống thì ứng suất thường lớn hơn các chỗ khác và phân bố cũng đều hơn, nhiều hơn. Ứng suất ở đoạn ống số 1 và trụ đỡ cũng chịu tải lớn hơn các đoạn ống khác.

3. Đánh giá độ biến dạng: Với giá trị biến dạng tuyệt đối lớn nhất là 9,42mm được tính toán và thống kê ở trên, ta thấy kết cấu hoàn toàn đảm bảo điều kiện độ cứng khi làm việc.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã nêu rõ được tính cần thiết của đề tài, khả năng nghiên cứu tính toán kết cấu thép loại cần trục ống lồng phổ biến này.

- Đồng thời bài báo cũng đã xây dựng được trình tự phương pháp, mô hình tính toán kết cấu trên phần mềm Inventor.

- Các kết quả tính toán được cho thấy kết cấu hoàn toàn thỏa mãn các yêu cầu về độ bền, độ biến dạng trong giới hạn cho phép.

- Dựa vào sự phân bố ứng suất, các giá trị ứng suất lớn nhất, biến dạng lớn nhất trên các đoạn ống để ta biết rõ sự làm việc của các đoạn ống trong trường hợp xét này như thế nào.

- Thiết kế hiện tại rất an toàn - nhưng không hiệu quả về mặt sử dụng vật liệu, lãng phí vật liệu. Phương án đưa ra là có thể giảm chiều dày hoặc chọn vật liệu khác phù hợp hơn nếu muốn tối ưu trọng lượng và chi phí.



Kiến nghị:

Trên cơ sở kết quả nghiên cứu đạt được, tác giả mong muốn tính toán thêm các trường hợp cần với các góc nghiêng khác nữa, từ đó tổng hợp đưa ra thiết kế hợp lý và có thể tối ưu hóa kết cấu để giảm bớt khối lượng thép ở các đoạn chịu tải ít, tăng thêm khả năng chịu lực toàn diện của kết cấu. ❖

Ngày nhận bài: **26/3/2026**

Ngày phản biện: **06/4/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Mile Savkovića, Milomir Gašić, Goran Pavlović, Radovan Bulatović, Nebojša Zdravković, “*Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic booms of hydraulic truck cranes*”. Thin-Walled Structures Volume 85, December 2014, Pages 332-340.
- [2]. Hiroki Fujita, Hiroyuki Sugiyama, “*Development of flexible telescopic boom model using absolute nodal coordinate formulation sliding joint constraints with LuGre friction*”. Theoretical & Applied mechanics letters 2, 063005 (2012).
- [3]. Damian Derlukiewicz, Grzegorz Przybyłek, “*Chosen aspects of FEM strength analysis of telescopic jib mounted on mobile platform*”. Automation in Construction 17 (2008) 278-283.
- [4]. Akhilesh Chandgude, Akshit Agarwal, Clint Mathew, Sai Chavan, “*Design and Analysis of Telescopic Boom for Mobile Cranes*”. International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS), Vol-3, Issue-4, April 2016, ISSN: 2349-6495.
- [5]. Vilas Randive, Prof. D.P.Kamble, Prof. Ashish Pawar, “*Finite Element Analysis of Inner Boom for 3Tonn Telescopic Forklift*”. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), Volume: 05 Issue: 07 | July 2018.
- [6]. Wilhelm Rust, “*Finite element limit load analysis of thin-walled structures by ANSYS (implicit), LS-DYNA (explicit) and in combination*”. Thin-Walled Structures, July 2003.
- [7]. Navneet Kumar, Mohd. Parvez, “*Force distribution on telescopic boom of crane*”. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research India, ISSN 2278 – 0149, Vol. 1, No. 2, July 2012 © 2012.
- [8]. Dương Trường Giang, “*Nghiên cứu phương pháp tính toán cần hợp ống lồng trên cần trục*”. Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường - Số đặc biệt (10/2019), Hội nghị KHCN lần thứ XII – CLB Cơ khí - Động lực.

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA SỐ LƯỢNG BƯỚC SÓNG ĐẾN TỶ SỐ ĐỘ CỨNG NÉN-UỐN TRONG CẤU TRÚC ZIGZAG PHẪNG

INVESTIGATION OF THE STIFFNESS RATIO IN ZIGZAG STRUCTURES AS A FUNCTION OF THE NUMBER OF WAVELENGTHS

Hoàng Tùng Lâm^{1,*}, Lã Đức Việt²

¹Trung tâm Việt Nhật, Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Viện Cơ học, Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam

*Email: hoangtunglamhau@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của số lượng bước sóng đến đặc tính cơ học của cấu trúc zigzag phẳng ứng dụng trong hệ cách ly dao động. Cụ thể, nghiên cứu tập trung vào sự biến thiên của tỷ số giữa độ cứng nén và độ cứng uốn khi thay đổi cấu hình hình học. Mô hình cấu trúc được xây dựng và phân tích bằng phần mềm phần tử hữu hạn mã nguồn mở ElmerFEM, trong đó tấm zigzag được rời rạc hóa bằng các phần tử màng tam giác để đảm bảo tính chính xác trong việc tính toán các thành phần ứng suất và biến dạng. Kết quả khảo sát cho thấy khi tăng số lượng bước sóng, độ cứng nén của cấu trúc giảm nhanh hơn đáng kể so với tốc độ giảm của độ cứng uốn. Sự thay đổi của tỷ số độ cứng theo số bước sóng cung cấp một thông số thiết kế quan trọng, cho phép điều chỉnh linh hoạt tần số tự nhiên của hệ cách ly mà không cần thay đổi vật liệu chế tạo.

Từ khóa: Cấu trúc zigzag; ElmerFEM; Phần tử màng tam giác; Độ cứng nén; Độ cứng uốn; Cách ly dao động.

ABSTRACT

This paper investigates the influence of the number of wavelengths on the mechanical characteristics of planar zigzag structures for vibration isolation applications. The study focuses on the evolution of the ratio between compression stiffness and bending stiffness as the geometric configuration changes. The structural model is developed and analyzed using the open-source finite element software ElmerFEM, where the zigzag sheet is discretized using triangular shell elements to ensure precision in calculating stress and strain components. The numerical results demonstrate that as the number of unit cells increases, the compression stiffness decreases significantly faster than the reduction in bending stiffness. The variation of the stiffness ratio relative to the number of wavelengths provides a critical design parameter, enabling flexible tuning of the isolator's natural frequency through geometric modification without altering the constituent material.

Keywords: Zigzag structure; ElmerFEM; Triangular shell elements; Compression stiffness; Bending stiffness; Vibration isolation.

1. GIỚI THIỆU

Trong các lĩnh vực kỹ thuật hiện đại như cơ khí chính xác, hàng không vũ trụ và vi cơ điện tử (MEMS), bài toán cách ly dao động đóng vai trò then chốt nhằm bảo vệ các thiết bị nhạy cảm khỏi các tác động rung động có hại từ môi trường. Mục tiêu cốt lõi của một hệ cách ly dao động hiệu quả là đạt được độ cứng tĩnh đủ lớn để nâng đỡ tải trọng, nhưng đồng thời phải có độ cứng động thấp để hạ thấp tần số tự nhiên của hệ thống, hướng tới trạng thái độ cứng gần bằng không [1-5].

Những năm gần đây, cấu trúc zigzag đã nổi lên như một giải pháp đầy triển vọng nhờ vào các đặc tính cơ học độc đáo. Khác với các cấu trúc thanh thẳng truyền thống, hình học uốn lượn của zigzag cho phép chuyên hóa các ứng suất nén hoặc kéo dọc trục thành các biến dạng uốn và xoắn tại các phân đoạn cong. Đặc điểm này giúp cấu trúc có khả năng biến dạng lớn trong khi vẫn duy trì được sự ổn định kết cấu, một yếu tố cực kỳ quan trọng trong các ứng dụng điện tử co giãn và hệ thống giảm chấn thông minh.

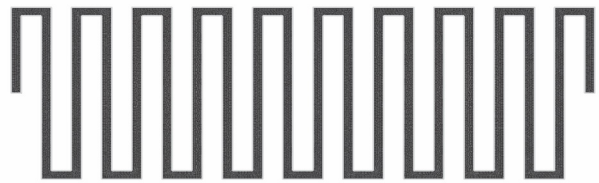
Một trong những thông số quan trọng quyết định khả năng ứng dụng của tấm zigzag trong hệ cách ly dao động đa hướng là tỷ số giữa độ cứng nén và độ cứng uốn. Tuy nhiên, phần lớn các nghiên cứu hiện nay thường tập trung vào khả năng co giãn toàn cục hoặc đặc tính truyền sóng trong các mạng tinh thể, mà ít chú trọng đến việc định lượng sự thay đổi của tỷ số độ cứng này theo quy mô lặp lại của cấu trúc. Việc hiểu rõ tỷ số biến thiên như thế nào theo số lượng bước sóng sẽ cho phép các kỹ sư điều chỉnh linh hoạt tần số làm việc của bộ cách ly chỉ bằng cách thay đổi cấu hình hình học mà không cần thay đổi vật liệu chế tạo.

Bài báo này thực hiện khảo sát chi tiết

ảnh hưởng của số lượng bước sóng đến tỷ số độ cứng nén và uốn của cấu trúc zigzag phẳng. Nghiên cứu sử dụng phương pháp mô phỏng số trên phần mềm phần tử hữu hạn mã nguồn mở ElmerFEM [6]. Kết quả của nghiên cứu kỳ vọng sẽ thiết lập được quy luật biến thiên của độ cứng theo số lượng đơn vị cấu trúc, tạo cơ sở khoa học cho việc thiết kế các hệ cách ly dao động có khả năng điều chỉnh trong thực tiễn.

2. GIẢI PHÁP

Đối tượng nghiên cứu là kết cấu zigzag phẳng được mô tả bằng lưới phần tử tam giác trong ElmerFEM (Hình 1).

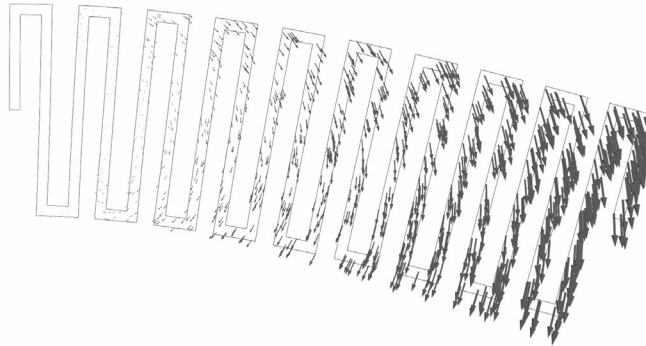


Hình 1. Mô tả phần tử hữu hạn tám zigzag với 10 mắt xích

Một đầu của tấm được cố định còn đầu có lại chịu tác động của lực kéo và lực uốn. Chuyển vị của điểm đặt lực sẽ xác định độ cứng của tấm theo các phương kéo và uốn. Các thông số của tấm zigzag như sau: Chiều cao dầm: 100mm, độ dày vật liệu: 5mm, chiều dài tổng thể: 200mm, vật liệu sử dụng: thép thông thường, lực tác động vào đầu dầm theo 2 phương có giá trị bằng nhau và bằng 500N/m. Số lượng mắt xích zigzag được thay đổi để khảo sát. Kết quả được xuất ra bao gồm chuyển vị của điểm đặt lực theo 2 phương, độ cứng kéo nén và độ cứng uốn, tỷ số giữa 2 độ cứng.

3. KẾT QUẢ

Một hình ảnh biến dạng (phóng đại) điển hình của kết cấu zigzag được thể hiện trên hình 2, cùng với véc-tơ thể hiện chuyển dịch.



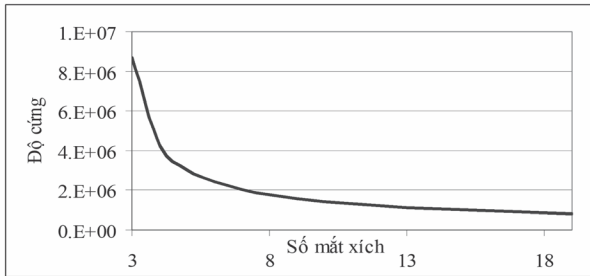
Hình 2. Biến dạng của kết cấu zigzag

Kết quả khảo sát theo số mắt xích được cho trên bảng 1:

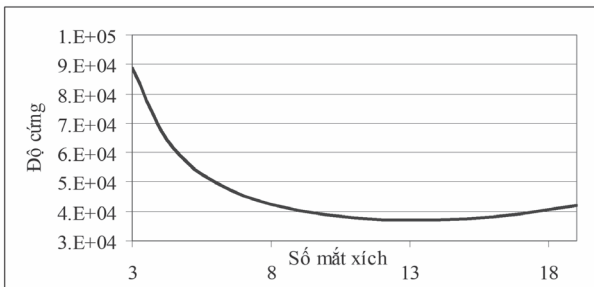
Bảng 1. Kết quả khảo sát

Số mắt xích	Chuyển vị theo phương ngang (mm)	Chuyển vị theo phương đứng (mm)	Độ cứng kéo nén phẳng ($\times 10^6$ N/m ²)	Độ cứng uốn phẳng ($\times 10^4$ N/m ²)	Tỷ số độ cứng kéo trên độ cứng uốn
3	0.0575	-5.64	8.69	8.87	97.96
4	0.117	-7.39	4.26	6.77	63.01
5	0.166	-8.83	3.02	5.66	53.34
6	0.208	-10	2.41	4.98	48.32
7	0.246	-11	2.03	4.54	44.84
8	0.282	-11.8	1.78	4.23	41.99
9	0.316	-12.5	1.58	4.01	39.46
10	0.348	-12.9	1.44	3.87	37.11
11	0.38	-13.3	1.31	3.77	34.87
12	0.412	-13.5	1.22	3.72	32.7
13	0.442	-13.5	1.13	3.70	30.6
14	0.472	-13.5	1.06	3.71	28.53
15	0.503	-13.3	1	3.75	26.53
16	0.533	-13.1	0.94	3.82	24.57
17	0.563	-12.8	0.89	3.92	22.66
18	0.595	-12.4	0.84	4.05	20.77
19	0.629	-11.9	0.8	4.20	18.93

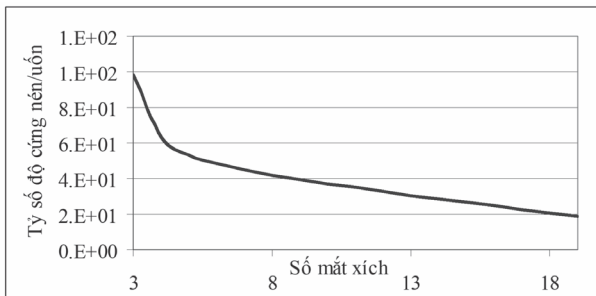
Hình 3, 4 thể hiện sự suy giảm 2 độ cứng khi tăng số mắt xích. Hình 5 thể hiện sự suy giảm tỷ số độ cứng kéo nén trên độ cứng uốn khi tăng số mắt xích.



Hình 3. Sự suy giảm độ cứng kéo nén theo số mắt xích



Hình 4. Sự suy giảm độ cứng uốn theo số mắt xích



Hình 5. Sự suy giảm tỷ số độ cứng theo số mắt xích

Kết quả khảo sát cho thấy độ cứng nén và độ cứng uốn đều giảm nhưng độ cứng nén giảm nhanh hơn dẫn tới tỷ số độ cứng nén/uốn giảm xuống. Điều này cho phép kết cấu zigzag có thể chịu được tải trọng tĩnh gây uốn trong khi trở thành một cấu trúc mềm về mặt cơ học khi chịu kéo nén, từ đó dẫn tới khả năng cách ly dao động.

Ta có thể giải thích hiện tượng này dựa trên cơ chế biến dạng. Khi kéo nén, thay vì các thanh dọc chịu nén thuần túy, cấu trúc zigzag chuyển hóa lực kéo nén thành các chuyển động uốn và xoắn tại các điểm nối và đoạn uốn. Đường dẫn lực càng dài và càng nhiều khúc quanh thì khả năng co giãn như một lò xo càng lớn, dẫn đến độ cứng kéo nén giảm nhanh. Ngược lại, khi uốn, độ cứng uốn của toàn bộ kết cấu phụ thuộc nhiều vào mô-men quán tính mặt cắt và sự liên kết giữa các thành phần. Dù độ cứng uốn cũng giảm khi cấu trúc thanh mảnh hơn, nhưng tốc độ giảm thường chậm hơn so với độ cứng nén do hình học zigzag vẫn duy trì được một khung liên kết nhất định theo phương ngang. Trong bài toán kéo nén, sự hình thành lực đàn hồi do các thanh đứng chịu uốn. Ngược lại, trong bài toán uốn, lực đàn hồi hình thành do thanh ngang chịu uốn. Khi tăng số mắt xích, số thanh ngang chịu uốn có tăng lên nhưng lại ngắn đi. Ngược lại, số thanh đứng chịu uốn cũng tăng lên nhưng lại không thay đổi chiều dài. Do đó, sự suy giảm của độ cứng kéo nén nhanh hơn.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã thực hiện khảo sát chi tiết ảnh hưởng của số lượng mắt xích đến đặc tính độ cứng của cấu trúc zigzag phẳng thông qua mô phỏng phần tử hữu hạn. Từ các kết quả thu được, có thể rút ra một số kết luận chính sau đây:

Sự suy giảm độ cứng: Khi số lượng mắt xích tăng lên, cả độ cứng kéo nén và độ cứng uốn của cấu trúc đều giảm xuống. Tuy nhiên, tốc độ suy giảm của độ cứng kéo nén diễn ra nhanh hơn đáng kể so với độ cứng uốn.

Quy luật của tỷ số độ cứng: Tỷ số độ cứng kéo nén trên độ cứng uốn giảm dần khi tăng số lượng mắt xích. Kết quả thực nghiệm

số cho thấy tỷ số này giảm mạnh từ mức 97.96 khi có 3 mắt xích xuống còn 18.93 khi số mắt xích tăng lên 19.

Cơ chế biến dạng: Sự khác biệt về tốc độ suy giảm độ cứng được giải thích qua cơ chế biến dạng đặc thù của cấu trúc zigzag. Trong bài toán kéo nén, lực đàn hồi hình thành do các thanh đứng chịu uốn với chiều dài không đổi khi tăng mắt xích. Ngược lại, trong bài toán uốn, lực đàn hồi hình thành do các thanh ngang chịu uốn, vốn có xu hướng ngăn lại khi số lượng mắt xích tăng lên, giúp duy trì khung liên kết theo phương ngang tốt hơn.

Khả năng ứng dụng: Quy luật biến thiên này khẳng định tiềm năng của cấu trúc zigzag trong việc thiết kế các hệ cách ly dao động. Bằng cách điều chỉnh số lượng mắt xích, người thiết kế có thể tạo ra các kết cấu có độ cứng kéo nén thấp (mềm về mặt cơ học) để cách ly rung động hiệu quả trong khi vẫn đảm bảo độ cứng uốn cần thiết để chịu tải trọng tĩnh.

Kết quả nghiên cứu này đóng vai trò là cơ sở khoa học quan trọng cho việc tối ưu hóa cấu hình hình học của các bộ cách ly dao động

sử dụng vật liệu cấu trúc zigzag mà không cần thay đổi bản chất vật liệu chế tạo. ❖

Ngày nhận bài: **24/4/2026**

Ngày phản biện: **04/5/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Liu C, Jing X, Daley S, et al, “Recent advances in micro-vibration isolation”. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015;56–57:55–80.
- [2]. Li H, Li Y, Li J, “Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review”. Advances in Structural Engineering, 2020;23:1739–55.
- [3]. Ma Z, Zhou R, Yang Q, “Recent Advances in Quasi-Zero Stiffness Vibration Isolation Systems: An Overview and Future Possibilities”. Machines, 2022;10:813.
- [4]. Carrella A, Brennan MJ, Waters TP, “Optimization of a Quasi-Zero-Stiffness Isolator”. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007;21:946–9.
- [5]. Zhang Y, Cao Q, Huang W, “Bursting oscillations in an isolation system with quasi-zero stiffness”. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021;161:107916.
- [6]. <https://github.com/ElmerCSC/elmerfem>

LILAMA 10 củng cố năng lực quản trị, hướng tới mục tiêu phát triển bền vững

Công ty Cổ phần LILAMA 10 vừa tổ chức thành công Đại hội đồng cổ đông (ĐHĐCĐ) thường niên năm 2026 với sự tham dự đông đủ của các cổ đông, đại diện đối tác và nhà đầu tư chiến lược. Đại hội không chỉ tổng kết những kết quả nổi bật trong hoạt động sản xuất kinh doanh năm 2025 mà còn đề ra nhiều định hướng quan trọng nhằm nâng cao năng lực quản trị, củng cố vị thế doanh nghiệp trong lĩnh vực lắp máy và xây dựng công nghiệp tại Việt Nam trong thời gian tới.



Đại hội đồng cổ đông thường niên năm 2026.

Một trong những nội dung được quan tâm tại Đại hội là báo cáo kết quả hoạt động sản xuất kinh doanh năm 2025 và phương hướng, nhiệm vụ năm 2026. Theo đó, trong bối cảnh cạnh tranh ngày càng gay gắt và thị trường có nhiều thách thức, LILAMA 10 vẫn duy trì ổn định hoạt động sản xuất kinh doanh, tiếp tục khẳng định năng lực thi công các công trình công nghiệp trọng điểm.

Doanh nghiệp đã phát huy thế mạnh trong lĩnh vực chế tạo, lắp đặt thiết bị công nghiệp, tham gia nhiều dự án quan trọng thuộc các lĩnh vực năng lượng, xi măng, hóa chất và hạ tầng công nghiệp. Việc duy trì tiến độ, đảm bảo chất lượng công trình và tối ưu hóa hiệu quả thi công đã góp phần nâng cao uy tín thương hiệu LILAMA 10 trên thị trường.

Song song với hoạt động sản xuất kinh doanh, Hội đồng quản trị Công ty cũng trình bày báo cáo hoạt động năm 2025 và phương hướng nhiệm vụ năm 2026. Nội dung báo cáo nhấn mạnh việc tiếp tục đổi mới công tác quản trị doanh nghiệp theo hướng chuyên nghiệp, minh bạch và hiệu quả; đồng thời tăng cường kiểm soát rủi ro, nâng cao năng lực điều hành và khả năng thích ứng trước những biến động của thị trường.




Đoàn Chủ tịch điều hành đại hội.

Đại hội cũng đã thông qua báo cáo tài chính đã được kiểm toán năm 2025 cùng kế hoạch tài chính, tín dụng năm 2026. Các nội dung này thể hiện định hướng điều hành tài chính thận trọng nhưng linh hoạt của doanh nghiệp nhằm đảm bảo cân đối nguồn vốn phục vụ sản xuất kinh doanh, đầu tư và phát triển bền vững.

Đáng chú ý, phương án phân phối lợi nhuận và chi trả cổ tức năm 2025 nhận được sự đồng thuận cao từ các cổ đông. Điều này cho thấy nỗ lực của Ban lãnh đạo trong việc hài hòa giữa mục tiêu tăng trưởng doanh nghiệp và đảm bảo quyền lợi của cổ đông. Trong bối cảnh nhiều doanh nghiệp trong ngành vẫn gặp khó khăn về dòng tiền và áp lực chi phí, việc duy trì chính sách cổ tức ổn định được xem là tín hiệu tích cực đối với nhà đầu tư.

Liên quan đến công tác nhân sự, Đại hội đã xem xét và thông qua phương án tiền lương, thù lao của Hội đồng quản trị, Ban kiểm soát và cán bộ quản lý năm 2025; đồng thời thông qua phương án tiền lương năm 2026. Việc xây dựng cơ chế tiền lương phù hợp được đánh giá là giải pháp quan trọng nhằm nâng cao hiệu quả quản trị và tạo động lực cho đội ngũ quản lý điều hành.

Đặc biệt, công tác kiện toàn bộ máy quản trị nhận được sự quan tâm lớn của các cổ đông. Đại hội đã thông qua việc miễn nhiệm 03 thành viên Hội đồng quản trị nhiệm kỳ 2022 - 2027 theo nguyện vọng cá nhân. Đồng thời, Đại hội tiến hành bầu bổ sung 02 thành viên Hội đồng quản trị và 01 thành viên Hội đồng quản trị độc lập nhiệm kỳ 2022 - 2027.

Việc bổ sung nhân sự cấp cao được kỳ vọng sẽ giúp LILAMA 10 tiếp tục nâng cao chất lượng quản trị doanh nghiệp, tăng cường năng lực hoạch định chiến lược và mở rộng cơ hội hợp tác trong giai đoạn phát triển mới. Trong bối cảnh ngành xây dựng công nghiệp đang bước vào giai đoạn cạnh tranh mạnh mẽ về công nghệ, chất lượng và tiến độ, việc củng cố đội ngũ lãnh đạo có ý nghĩa quan trọng đối với định hướng phát triển dài hạn của doanh nghiệp. 



Hội đồng quản trị nhiệm kỳ 2022 - 2027 ra mắt Đại hội đồng cổ đông.

Phát biểu tại Đại hội, Ban lãnh đạo Công ty khẳng định sẽ tiếp tục phát huy truyền thống đoàn kết, chủ động thích ứng với biến động thị trường, đồng thời đẩy mạnh tối ưu hóa nguồn lực để nâng cao hiệu quả sản xuất kinh doanh. Bên cạnh đó, doanh nghiệp sẽ tập trung tìm kiếm và nắm bắt các cơ hội mới trong lĩnh vực công nghiệp, năng lượng và hạ tầng nhằm mở rộng thị trường và nâng cao năng lực cạnh tranh.

Theo định hướng được thông qua tại Đại hội, LILAMA 10 sẽ tiếp tục chú trọng đầu tư vào công nghệ, nâng cao chất lượng nguồn nhân lực và cải thiện năng suất lao động. Đây được xem là những yếu tố then chốt giúp doanh nghiệp đáp ứng yêu cầu ngày càng cao của các dự án công nghiệp hiện đại, đặc biệt trong các lĩnh vực năng lượng sạch, công nghiệp chế biến và hạ tầng kỹ thuật.

Đại hội đồng cổ đông thường niên năm 2026 của LILAMA 10 khép lại trong không khí đoàn kết, thống nhất và đồng thuận cao. Những quyết nghị được thông qua không chỉ tạo nền tảng quan trọng cho hoạt động điều hành trong năm 2026 mà còn mở ra kỳ vọng về một giai đoạn phát triển mới với nhiều cơ hội tăng trưởng bền vững.

Với nền tảng kinh nghiệm nhiều năm trong lĩnh vực lắp máy và xây dựng công nghiệp, cùng chiến lược quản trị linh hoạt và tầm nhìn phát triển dài hạn, LILAMA 10 tiếp tục khẳng định vị thế là một trong những doanh nghiệp hàng đầu của ngành cơ khí lắp máy Việt Nam. Trong bối cảnh nền kinh tế đang đẩy mạnh đầu tư hạ tầng và phát triển công nghiệp, doanh nghiệp được kỳ vọng sẽ tiếp tục đóng vai trò quan trọng trong nhiều dự án trọng điểm quốc gia, góp phần thúc đẩy sự phát triển của ngành công nghiệp Việt Nam trong giai đoạn mới. ❖

PV