

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 điểm 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 chuyển 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 chuyển 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 dẫn 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 tiểu mục, 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. Trọng 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 các 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 phản biện. Việc chọn các phản biện chuyên môn phù hợp thuộc quyền của Hội đồng Biên tập Tạp chí Cơ khí Việt Nam.

3.4. Phản 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 phản 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), Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

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

Email: Tockvn.bbk@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 327, tháng 4 năm 2025
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
ĐẶNG VĂN LONG

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP
TS. **ĐỖ HỮU HẢO** (Chủ tịch)
GS,TSKH. **BÀNH TIẾN LONG** (P. Chủ tịch)
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

*Tập 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
- 520 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 120.000 đồng/quyển Tập chí

TẠP CHÍ



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

CƠ KHÍ
VIỆT NAM
VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING JOURNAL

CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM

• <http://cokhivietnam.vn> / tapchicokhi.com.vn



- ❖ Nghiên cứu các công nghệ đánh giá chất lượng mối hàn laser
- ❖ Phương pháp nâng cao vết tiếp cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason
- ❖ Phân tích lực cắt khi phay rãnh vi mô sử dụng dao phay cầu bằng phương pháp phần tử hữu hạn

Số 327, tháng 4 năm 2025

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 25 tháng 4 năm 2025

TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

Điện thoại: (024) 3792 0650 **Hotline:** 0985 696 263 - 0982 254 465

Email: tckvietnam@gmail.com

Website: cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.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 bản chấp thuận tăng trang số 491/BC-QLBC ngày 17 tháng 4 năm 2025 của Cục Báo chí,
Bộ Văn hóa, Thể thao và Du lịch, để xuất bản số 327, tháng 4 năm 2025

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 4, quận Gò Vấp,
TP. Hồ Chí Minh
Điện thoại: 0913 921 407
Email: tckc.tphcm@gmail.com

- 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 14, Quận 10,
TP. Hồ Chí Minh.
Điện thoại: 0913 603 264
Email: nhloc@hcmut.edu.vn

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

- TS. **Hoàng Minh Thuận**
Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng,
Liên Phường, Phường Đồng, Uông Bí, Quảng Ninh
Điện thoại: 0904 116 189
Email: minhthuan.tckvn@gmail.com

3. Tại Thái Nguyên:

- GS,TS. **Vũ Ngọc Pi**
Số 234 Phú Xá, TP. Thái Nguyên, tỉnh Thái Nguyên
Điện thoại: 0974 905 578
Email: vungocpi@tnut.edu.vn

Phòng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

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

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (9 – 513)

1. PGS,TS. Trần Xuân Bộ : Điều khiển vị trí xy lanh khí nén sử dụng phương pháp chuyển chế độ hoạt động van dựa theo chu kỳ.....	9
2. ThS. Nguyễn Văn Trúc : Ảnh hưởng của vật liệu gia công đến lực cắt khi gia công thép 40X trên máy mài tròn ngoài.....	14
3. Nguyễn Quốc Triệu, Lê Văn Nghĩa, Đàm Hoàng Phúc, Trần Trọng Đạt, Phan Văn Phúc : Mô phỏng và đánh giá hiệu suất hệ thống phanh khẩn cấp tự động (AEB) trên xe điện.....	18
4. PGS,TS,NGND. Nguyễn Đăng Diệm : Nghiên cứu xác định hiệu quả công tác tổ chức sửa chữa máy xây dựng.....	23
5. Trần Ánh Viên : Nghiên cứu các công nghệ đánh giá chất lượng mối hàn laser.....	31
6. Dương Hải Nam : Nghiên cứu mô phỏng đánh giá các thành phần phát thải của động cơ nhiên liệu kép diesel/LPG với các tỉ lệ LPG khác nhau.....	37
7. ThS. Nguyễn Văn Trúc, ThS. Nguyễn Tiến Dũng : Tối ưu hóa thông số công nghệ trên máy xung tia lửa điện.....	42
8. TS. Nguyễn Minh Tuấn, TS. Nguyễn Ngọc Linh, ThS. Lê Đình Hưng : Thử nghiệm xác định các thông số chính và xây dựng đặc tính tải của tời thủy lực nâng 110 tấn phục vụ nâng hạ cửa van điều tiết nước trong các công trình thủy điện, thủy lợi.....	46
9. ThS. Vũ Dương Quang, ThS. Phương Công Huân : Tổng quan về kiểm soát quá trình kéo, chải và khung tốc độ của dây chuyền kéo sợi.....	51
10. Lý Hải Ly, Trần Thế Hùng, Bùi Tuấn Anh : Ảnh hưởng của thông số hình học ống mao dẫn đến lưu lượng dầu trong ổ thủy tĩnh.....	56
11. ThS. Đào Văn Lập : Giải hệ thanh siêu tĩnh bằng phương pháp phần tử hữu hạn kết hợp với lập trình MATLAB.....	62
12. ThS. Đỗ Thị Tuyết Lan : Vai trò của công nghệ in 3D trong thời trang hiện nay.....	67
13. Đỗ Văn Sĩ, Nguyễn Hữu Chiến, Vũ Văn Thế, Bùi Mạnh Cường, Vương Anh Tuấn, Nguyễn Mạnh Hùng : Ứng dụng công nghệ xử lý ảnh trong quá trình quy chỉnh thước ngắm cơ khí cho một số vũ khí cỡ nòng 40 mm bằng thiết bị laser trên cơ sở học máy.....	71
14. Đào Văn Vượng : Nghiên cứu ổn định của tấm FGM có vật liệu phân bố không liên tục..	78
15. ThS. Trần Thị Nhuận : Nghiên cứu đánh giá chất lượng của một số loại vải thông dụng cho may mặc trên phương diện tính kháng thấm nước bề mặt vải.....	85
16. ThS. Đào Anh Tuấn : Tổng quan về tự động phát hiện lỗi vải trong sản xuất dệt may.....	88
17. Phan Thành Duy, Bùi Trọng Hiếu, Huỳnh Hữu Nghị : Thiết kế máy in 3D-DLP theo nguyên lý Top-Down để tạo mẫu phục vụ cho quá trình đúc mẫu chảy.....	93
18. Vũ Văn Mừng, Mai Thế Trọng, Trương Văn Đạo : Nghiên cứu chế tạo và thử nghiệm hệ thống bảo vệ đường ống kim loại trong đất bằng phương pháp bảo vệ ca tốt sử dụng dòng điện ngoài kết hợp công nghệ IoT.....	100
19. Huỳnh Công Lớn, Lương Văn Tới : Nghiên cứu trạng thái biến dạng của ống thép hàn CT3 trong quá trình cán nguội trên máy cán Pilger Mill bằng cách mô hình hóa mô phỏng trên nền tảng ABAQUS/Explicit.....	105
20. Dương Công Định : Ứng dụng máy tính vào tính toán điều chỉnh động học máy mài răng để nâng cao độ chính xác gia công.....	111
21. TS. Nguyễn Thành Nhân, TS. Nguyễn Anh Dũng, Nguyễn Tuấn Minh : Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số gia công đến chất lượng bề mặt khi phay CNC thép Y8.....	115

22. Nguyễn Thọ Sơn : Phương pháp nâng cao vết tiếp cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason	120
23. ThS. Nguyễn Tuấn Hưng , ThS. Vũ Văn Thi , ThS. Lê Huỳnh Đức : Phân tích lực cắt khi phay rãnh vi mô sử dụng dao phay cầu bằng phương pháp phần tử hữu hạn.....	125
24. Nguyễn Đăng Hà, Dương Minh Hải : Ứng dụng động cơ servo điều khiển chuyển động của dao tiện khi gia công bề mặt côn bằng phương pháp xoay nghiêng bàn trượt dọc trên máy tiện truyền thống.....	129
25. Nguyễn Quang Quang, Nguyễn Văn Dương, Dương Quốc Dũng, Lục Vân Thương : Nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ nhiệt luyện đến chất lượng mài hợp kim Permendur 2V.....	134
26. Đào Ngọc Biên : Tự động hóa tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công.....	139
27. Lưu Quang Hiệu : Mô hình triển khai sản xuất tinh gọn trong doanh nghiệp sản xuất cơ khí.....	145
28. TS. Đàm Văn Tùng : Nghiên cứu tối ưu độ bền kết cấu thân tàu hàng khô bằng phương pháp phần tử hữu hạn.....	152
29. ThS. Trần Đức Quý , TS. Lê Quý Chiến , ThS. Nguyễn Thị Thanh Hoa , ThS. Ngô Thị Hoài , ThS. Phạm Đức Cường : Giải pháp thúc đẩy hoạt động liên kết, hợp tác với doanh nghiệp để nâng cao chất lượng đào tạo phục vụ phát triển ngành công nghiệp chế biến, chế tạo tỉnh Quảng Ninh.....	159
30. Nguyễn Hùng Linh, Lương Quốc Việt : Mô hình hóa và mô phỏng động học của ngón tay giả đeo được điều khiển bằng gân trong Recurdyn.....	171
31. Trần Trọng Thế, Nguyễn Thanh Bình, Bùi Ánh Hưng : Nghiên cứu các mô hình toán nhằm xác định lực cường hóa hệ thống lái trên xe du lịch.....	177
32. ThS. Phạm Anh Đức : Nghiên cứu ứng dụng công nghệ điều khiển mờ để xây dựng hệ thống tự động điều chỉnh vòng quay động cơ diesel lai máy phát điện tàu thủy.....	183
33. Nguyễn Thanh Hào : Nghiên cứu xây dựng phần mềm tính toán nhiệt trị thấp và tiêu hao nhiên liệu trong lò hơi bằng ngôn ngữ lập trình Visual Basic 6.0.....	188
34. ThS. Phạm Anh Tuấn , TS. Nguyễn Thoại Anh : Ứng dụng phần mềm Inventor tính toán hợp lý kết cấu thép của nhà đỡ xe ô tô bốn tầng phục vụ nhà dân ở Việt Nam.....	193
35. TS. Nguyễn Văn Tính , ThS. Mai Văn An , ThS. Tạ Bá Dũng : Nghiên cứu xây dựng và giải hệ phương trình động lực học máy tự động trên súng trường STR508.....	199
36. Nguyễn Quốc Toàn, Nguyễn Thế Bảo : Nghiên cứu, thiết kế và đánh giá hiệu suất của tua-bin gió hai tầng cánh.....	203
37. TS. Lê Hữu Ban , TS. Nguyễn Hải Minh , TS. Nguyễn Thế Lực , TS. Nguyễn Như Cần , KS. Trần Thanh Hà : Nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc góc quay ngược đến tản mát khi phóng vật thể hình cầu.....	215
38. Hoàng Trung Kiên, Dương Trung Hiếu : Tối ưu hóa các thông số công nghệ để nâng cao khả năng tạo hình khi gia công biên dạng dèo cục bộ chi tiết hình chóp tứ giác vật liệu Al1050.....	219
39. TS. Nguyễn Văn Thành : Phân tích động lực học phi tuyến của tấm FG-CNTRC có gân trên nền đàn hồi.....	224
40. Lại Thị Thanh Hoa, Đỗ Trung Hải, Lại Khắc Lãi : Ổn định công suất tức thời vi lưới sử dụng bánh đà lưu trữ năng lượng với thuật toán điều khiển Backstepping.....	231
41. ThS. Tạ Thị Thanh Huyền , KS. Lê Gia Minh : Nghiên cứu ảnh hưởng của độ cứng chống xoắn thanh ổn định ngang đến tính ổn định của ô tô con.....	237
42. Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền, Nguyễn Đức Bình : Ứng dụng phương pháp số phân tích ảnh hưởng của biên dạng vòi phun đến đặc tính làm việc ejector.....	246
43. Lưu Trọng Hiếu, Ngô Quang Hiếu, Nguyễn Hữu Cường : Xây dựng giải pháp phát hiện làn đường sử dụng công nghệ thị giác máy.....	252

44. TS. Nguyễn Thành Huân : Đánh giá ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến chiều sâu thấm nhiệt của chi tiết trước khi tiện có gia nhiệt bằng dòng điện cảm ứng cao tần.....	258
45. Nguyễn Thế Lực, Đặng Văn Chí : Tổng quan hệ thống điều khiển thông gió mở hầm lò	262
46. Tổng Minh Hải, Bùi Đình Trí, Trương Đặng Việt Thắng, Trần Trọng Đạt : Nghiên cứu đánh giá đặc tính động lực học ly hợp ma sát sử dụng phương pháp mô phỏng số.....	267
47. Lê Thị Tâm Thanh : Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo kéo cắt chỉ dư sử dụng nguyên lý đòn bẩy và lực đàn hồi nhằm nâng cao hiệu suất gia công ngành may.....	273
48. Tổng Minh Hải, Nguyễn Giang Nam, Trần Trọng Đạt, Trương Đặng Việt Thắng : Nghiên cứu tối ưu hóa thiết kế kết cấu đĩa phanh theo phương pháp thiết kế thực nghiệm.....	277
49. Cao Việt Đức, Lê Văn Luận, Ngô Văn Tuấn, Nguyễn Trung Thành, Lục Văn Thương : Tối ưu hóa thông số công nghệ của quá trình lăn ép xem xét đến chất lượng bề mặt	284
50. TS. Bùi Văn Trầm, ThS. Nguyễn Xuân Hòa, ThS. Đỗ Hữu Tuấn, ThS. Phùng Công Dũng : Nghiên cứu thiết kế và chế tạo bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng điện.....	290
51. Nguyễn Văn Nhinh, Nguyễn Thị Hiền, Nguyễn Tường Vi : Nghiên cứu mô phỏng đánh giá ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu diesel-amoniac tới tính năng kỹ thuật và phát thải động cơ diesel.....	296
52. Đặng Văn Hòa : Tối ưu hóa thiết kế khung xe kéo đa năng bằng phương pháp phân tích tải trọng và ứng dụng vật liệu thép CT3.....	301
53. ThS. Nguyễn Bá Uy, ThS. Lương Ngọc Minh, Nguyễn Đình Ngoan, Nguyễn Duy Hoàng : Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của bảo dưỡng sửa chữa đến độ khói động cơ diesel trên xe ô tô đang lưu hành.....	305
54. TS. Nguyễn Ngọc Trung : Tính toán, thiết kế cơ cấu tay kẹp vít chống lắp trên máy khoan Sandvik.....	311
55. ThS. Bùi Quang Toàn : Nghiên cứu ứng dụng công nghệ AI vào quá trình dự báo lỗi và bảo trì máy in 3D kim loại SLM.....	317
56. Nguyễn Minh Tân, Nguyễn Văn Nhất, Trương Văn Hoàng : Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số công nghệ đến độ cứng và tổ chức tế vi trực hàn đắp phục hồi bằng công nghệ hàn điện tiếp xúc.....	323
57. Trần Văn Thực, Phạm Hoàng Vương : Nghiên cứu tối ưu hóa thiết kế khung xương phục hồi chức năng bàn tay.....	330
58. TS. Nguyễn Thùy Chi : Thiết kế và phân tích kết cấu thép bánh sao và lá xích trong bộ di chuyển bánh xích của máy đào.....	336
59. Trần Văn Bảy, Trương Minh Thắng : Khí hóa sinh khối: tổng quan nghiên cứu ảnh hưởng của chất xúc tác đến quá trình chuyển hóa hắc ín.....	341
60. Vũ Hải Quân, Đinh Hoài Đức, Nguyễn Đức Hải : Ứng dụng phương pháp phân tử hữu hạn đánh giá ồn rung xe SUV.....	352
61. Trịnh Tuấn Dương : Thiết kế Neural Network dạng Autoencoder phục vụ việc nén và giảm nhiễu cho tín hiệu cảm biến IoT.....	358
62. TS. Nguyễn Thị Tú Trinh, ThS. Nguyễn Hữu Trí : Cải tiến máy đan len V-bed bằng hệ thống điều khiển tự động.....	362
63. Nguyễn Thanh Tuấn, Nguyễn Phú Đông, Trần Đăng Khôi, Phan Công Hoàn, Nguyễn Hoàng Nam, Trần Đăng Khoa : Đánh giá nồng độ khí thải xe máy Honda Wave Alpha khi sử dụng xăng sinh học E5, E10.....	371
64. Lưu Thanh Tùng, Đào Trọng Chân, Lê Thuận Thành : Nghiên cứu thuật toán điều khiển xe AGVs.....	377
65. Lưu Thanh Tùng, Trần Quang Đức Hòa, Trần Vũ Anh Duy : Nghiên cứu phương pháp loại bỏ nhiễu do chuyển động trong tín hiệu PPG sử dụng Autoencoder.....	383

66. Lưu Thanh Tùng, Lê Văn Quốc Huy, Võ Hữu Dur: Nghiên cứu ứng dụng AI vào mô hình hóa động lực học nghịch cho robot Delta.....	389
67. Vũ Viết Toàn, Lê Như Kiệt, Nguyễn Thành Hùng: Phát triển hệ thống thị giác robot cấp phối tự động cho máy tiện CNC.....	397
68. Đào Huy Hải: Thiết kế bộ điều khiển thông số thay đổi tuyến tính cho hệ thống ổn định ngang chủ động trên ô tô tải.....	405
69. Phạm Thị Minh Huệ, Dương Văn Quang, Đỗ Trung Hiếu, Đào Thế Diễn, Hoàng Hữu Tấn, Vũ Văn Hải, Nguyễn Văn Tài: Nghiên cứu xác định thông số sấy tối ưu cho máy sấy quả vải U Hồng tươi bằng phương pháp đối lưu cưỡng bức.....	413
70. Triệu Quý Huy: Ứng dụng cơ cấu ba bánh quay trong thiết kế xe kéo leo cầu thang phục vụ dân dụng và công nghiệp.....	418
71. ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập: Phân tích tiếng ồn trong ô tô con.	422
72. Hoàng Tùng Lâm, Hoàng Văn Nam: Kiểm tra hiệu chuẩn độ chính xác các trục máy cắt dây Mitsubishi MV1200S bằng máy đo XL – 80 laser measurement system.....	429
73. TS. Bùi Thanh Danh: Tính toán thiết kế cụm truyền động bánh xe di chuyển của cổng trục tải trọng nâng 25 tấn lắp đặt tại các dự án thủy điện.....	434
74. Hoang Trong Vinh, Luu Anh Tung, Nguyen Van Trang: Application of SAW technique for multi-objective optimization of a two-stage helical gearbox to enhance efficiency and reduce length.....	442
75. Le Duc Bao, Nguyen Van Trang, Luu Anh Tung: Solving Multi-Objective Optimization of a two-stage helical gearbox with double gears in first stage using EAMR technique.....	452
76. Quoc-Trinh Tran: Survey of the influence of some structural parameters on the operation of the recoil mechanism of the 100mm cannon on the T55 tank.....	461
77. Tony Venditti, Nguyen-Duy-Phuong Tran, Anh-Dung Ngo: Brake press system safety evaluation with device and human failure modes, repair rates and redundancy.....	465
78. Nguyen Danh Truong: Elastic properties of 1T-MX ₂ two-dimensional transition metal dichalcogenides.....	471
79. Le-Anh Doan: Design selection for a micro air vehicle.....	476
80. Truong-Giang Nguyen: Research on the effect of headrest support on riding comfort.....	486
81. Tran Thi Hue, Nguyen Manh Cuong, Truong Thi Thu Huong: Multi-criteria optimization of dressing parameters in internal grinding of SKD11 tool steel using AHP technique.....	491
82. Bui Van Binh: Dynamic response of a composite wing-shaped plate under impact loading	499
83. Luu Anh Tung, Do Thi Tam, Vu Ngoc Pi, Le Thu Quy, Tran Thi Phuong Thao: Surface roughness optimization in ultrasonic vibration-assisted EDM using gaussian process regression.....	506

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (514 – 516)

- Minh chứng cho bản lĩnh, năng lực và uy tín của LILAMA 10 trong lĩnh vực công nghiệp năng lượng.....	514

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 327, THÁNG 4 NĂM 2025

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	PGS, TS. Lê Trung Kiên	Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội
2	PGS, TS. Nguyễn Thành Trung	
3	PGS, TS. Bùi Hải Lê	
4	TS. Trần Khánh Dương	
5	TS. Nguyễn Thanh Tùng	
6	TS. Lê Đức Dũng	
7	TS. Lý Hoàng Hiệp	
8	TS. Nguyễn Xuân Thuận	
9	PGS, TS. Nguyễn Văn Bày	Hội Khoa học Kỹ thuật Máy thủy khí Việt Nam
10	TS. Trương Minh Đức	Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp
11	TS. Nguyễn Tường Vi	
12	TS. Phạm Văn Liệu	
13	TS. Trần Văn Hoàng	
14	TS. Nguyễn Văn Mùi	
15	PGS, TS. Trần Văn Nhu	Trường Đại học Giao thông vận tải
16	PGS, TS. Vũ Văn Tấn	
17	PGS, TS. Nguyễn Thành Công	
18	TS. Nguyễn Văn Thuyên	
19	TS. Nguyễn Anh Ngọc	
20	TS. Nguyễn Thìn Quỳnh	
21	TS. Nguyễn Thoại Anh	
22	TS. Vũ Văn Trung	
23	TS. Khương Thị Hà	
24	TS. Phạm Xuân Hiển	
25	TS. Phạm Tất Thắng	
26	TS. Bùi Văn Hưng	
27	TS. Đoàn Văn Tú	
28	TS. Nguyễn Thành Thu	Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải
29	TS. Trần Trọng Tuấn	
30	TS. Đào Mạnh Quyền	

31	PGS,TS. Đỗ Văn Thơm	Học viện Kỹ thuật Quân sự
32	TS. Nguyễn Văn Hoan	
33	TS. Tạ Đình Xuân	
34	TS. Trịnh Quang Hưng	
35	TS. Đỗ Mạnh Tùng	
36	TS. Võ Văn Biên	
37	TS. Nguyễn Nam Quý	
38	TS. Bùi Quý Việt	
39	PGS,TS. Võ Tường Quân	Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh
40	PGS,TS. Nguyễn Tấn Tiến	
41	TS. Võ Ngọc Anh Tuấn	
42	TS. Trần Quang Phước	
43	PGS,TS. Nguyễn Dương Nam	Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
44	TS. Lưu Quang Hiệu	
45	TS. Phạm Minh Ngọc	
46	TS. Vũ Văn Mừng	
47	TS. Phan Văn Dương	
48	PGS,TS. Lê Thanh Danh	Đại học Kinh tế Thành phố Hồ Chí Minh
49	TS. Nguyễn Văn Trang	Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên
50	TS. Đỗ Thị Tám	
51	TS. Nguyễn Tiến Dũng	
52	TS. Nguyễn Mạnh Cường	
53	TS. Trần Anh Quân	Công ty Cổ phần Viện Máy và Dụng cụ Công nghiệp, Bộ Công Thương
54	TS. Nguyễn Thị Nhung	Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh
55	TS. Mai Thành Đảm	Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh
56	TS. Hồ Triết Hưng	Công ty TNHH Cơ khí Chế tạo Đăng Khoa (TP. Hồ Chí Minh)
57	PGS,TS. Hà Minh Hùng	Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương
58	TS. Vũ Trung Tuyển	
59	PGS,TS. Lê Khả Hòa	Khoa Khoa học cơ bản, Học viện Hậu cần
60	TS. Nguyễn Huy Hùng	Trường Đại học Sài Gòn
61	TS. Đào Hiếu	Trường Đại học Mỏ – Địa chất
62	TS. Kiều Đức Thịnh	Trường Đại học Thủy lợi
63	PGS,TS. Vũ Huy Lân	Trường Đại học Công nghệ Đông Á
64	TS. Bùi Khắc Khánh	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên
65	TS. Nguyễn Văn Thịnh	
66	PGS,TS. Trần Vĩnh Hưng	Trường Đại học Phenikaa
67	TS. Nguyễn Phú Sinh	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng
68	TS. Ngô Văn Thanh	Trường Đại học Điện lực
69	TS. Nguyễn Văn Đức	Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

ĐIỀU KHIỂN VỊ TRÍ XY LANH KHÍ NÉN SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP CHUYỂN CHẾ ĐỘ HOẠT ĐỘNG VAN DỰA THEO CHU KỲ

POSITION CONTROL OF PNEUMATIC CYLINDER USING CYCLIC VALVE OPERATING MODE SWITCHING METHOD

PGS.TS. **Trần Xuân Bộ**

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

Email: bo.tranxuan@husst.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này đề xuất một phương pháp điều khiển chính xác vị trí một xy lanh khí nén sử dụng các van điện-khí nén dạng on-off. Một hệ thống khí nén bao gồm một xy lanh khí nén và bốn van điện khí nén dạng on-off kiểu 2/2 được xem xét. Phương pháp điều khiển thay đổi chế độ hoạt động của các van theo dựa trên sai số vị trí xy lanh và khoảng vị trí đầu vào mong muốn được đề xuất. Nghiên cứu mô phỏng đã được thực hiện và kết quả đã chỉ ra rằng phương pháp điều khiển đề xuất có khả năng điều khiển chính xác vị trí xy lanh khí nén với sai số vị trí nhỏ hơn 2%.

Từ khóa: Điều khiển vị trí; Xy lanh khí nén; Van điện-khí nén on-off.

ABSTRACT

This paper proposes a method for accurate position control of a pneumatic cylinder using on-off electro-pneumatic valves. A pneumatic system consisting of a pneumatic cylinder and four 2/2 on-off electro-pneumatic valves is considered. A control method that switches the valve operation modes based on the cylinder position error and the desired input position range is proposed. Simulation studies are conducted, and the results show that the proposed control method can accurately control the position of the pneumatic cylinder with a position error of less than 2%.

Keywords: Position control; Pneumatic cylinder; On-off valves.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống truyền động khí nén (TĐKN) đã và đang được sử dụng rất phổ biến trong các ngành công nghiệp như các dây chuyền sản xuất, các thiết bị phục vụ xây dựng, các máy móc trong lĩnh vực hàng không và các ngành khác như y sinh, thực phẩm, và các ngành công nghiệp phụ trợ [1].

Thông thường, để điều khiển theo dõi chính xác vị trí của cơ cấu chấp hành khí nén trong các hệ TĐKN, các van tỉ lệ/séc vô điện-khí nén thường được sử dụng [2-3]. Phương pháp này có ưu điểm là có thể điều khiển được hệ thống TĐKN với độ chính xác cao và độ tin cậy cao. Tuy nhiên, chi phí cho những bộ điều khiển sử dụng van tỉ lệ/van séc vô tương đối cao, dẫn đến làm tăng tổng chi phí của cả hệ 

thống. Thêm vào đó, sự có sẵn dễ thay thế của những loại van tỉ lệ/van séc vô là không cao trên thị trường trong và ngoài nước, gây ra ảnh hưởng trong quá trình vận hành liên tục trong công nghiệp.

Trong bài báo này, chúng tôi tập trung đề xuất một mạch khí nén và một phương pháp điều khiển phù hợp nhằm điều khiển chính xác vị trí xy lanh khí nén của một hệ thống TĐKN sử dụng các van điện khí nén on-off.

2. HỆ THỐNG KHÍ NÉN

2.1. Sơ đồ hệ thống khí nén

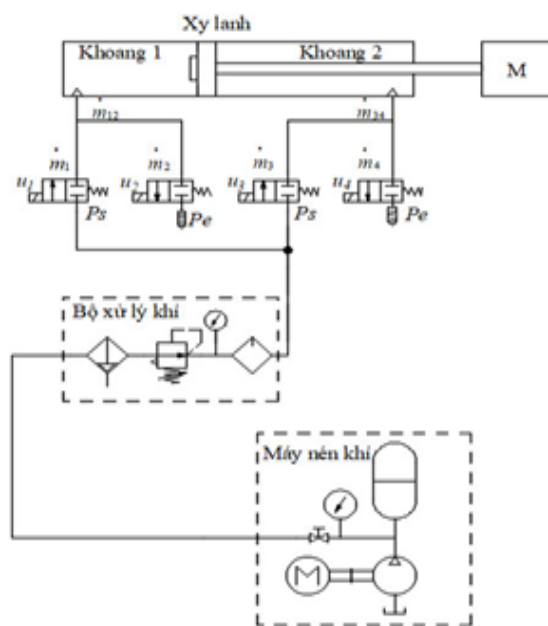
Hình 1 mô tả sơ đồ hệ thống khí nén sử dụng cho nghiên cứu. Hệ thống gồm một xy lanh khí nén có cần được tác động hai phía. Để điều khiển chuyển động của xy lanh này, bốn van điện-khí nén on-off loại hai cửa hai vị trí được nối với xy lanh. Trong đó, cửa ra của Van 1 và Van 2 được nối với khoang không cần của xy lanh; đầu vào Van 1 nối với nguồn khí nén và đầu vào Van 2 được nối không khí quyển. Tương tự, đầu ra của hai Van 3 và Van 4 nối với khoang có cần của xy lanh; đầu vào Van 3 được nối với nguồn khí nén và đầu vào của van 4 nối thông với không khí.

Khi Van 1, Van 4 mở và Van 2, Van 3 đóng, khí nén được cấp vào khoang không cần của xy lanh qua Van 1 và khí nén trong khoang không cần của xy lanh được xả qua Van 4 làm cho pít tông xy lanh dịch chuyển sang phải. Ngược lại, khi Van 1, Van 4 đóng và Van 2, Van 3 mở, khí nén được cấp vào khoang có cần của xy lanh qua Van 3 và khí nén trong khoang không cần của xy lanh xả qua Van 2 dẫn đến pít tông xy lanh dịch chuyển sang trái. Khi tất cả bốn Van 1, 2, 3, và 4 đều đóng, khí nén không được cấp vào khoang xy lanh hay xả ra

từ khoang xy lanh dẫn đến pít tông sẽ đứng yên. Khí nén được cấp vào van từ máy nén khí thông qua một bộ chuẩn bị nguồn khí. Một tải M được kết nối với pít tông của xy lanh.

2.2. Mô hình hoá hệ thống

Hình 1 chỉ ra hệ thống khí nén với một xy lanh khí nén và bốn van điện-khí nén on-off dạng 2/2 được xem xét trong nghiên cứu này.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống khí nén đề xuất

Hệ thống sử dụng bốn van on-off kiểu 2/2 (hai cửa và hai vị trí). Nếu điện áp đầu vào u_1 , u_2 , u_3 và u_4 có tín hiệu bằng 1 (van được cấp điện áp 24V DC), các van sẽ mở và cung cấp khí nén vào (các) khoang xy lanh hoặc xả khí ra từ (các) khoang xy lanh. Nếu u_1 , u_2 , u_3 và u_4 có tín hiệu bằng 0 (van được ngắt điện áp), các van sẽ đóng lại, khí nén không được cấp vào khoang xy lanh và cũng không xả ra ngoài.

Lưu lượng khối lượng được cấp qua Van 1 và Van 3 vào khoang không cần xy lanh được tính như sau [1]:

$$\dot{m}_{i=1,3} = \begin{cases} \gamma_{ib} p_s \sqrt{\frac{k}{RT_s}} K_{Vi} & \text{ khi } u_i = 1 \\ 0 & \text{ khi } u_i = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Lưu lượng khối lượng được xả từ khoang có cần xy lanh qua Van 2 và Van 4 được tính như sau:

$$\dot{m}_{i=2,4} = \begin{cases} \gamma_{ie} p_i \sqrt{\frac{k}{RT_i}} K_{Vi}, & \text{ khi } u_i = 1 \\ 0 & \text{ khi } u_i = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó, p_s là áp suất tuyệt đối nguồn khí; p_i là áp suất tuyệt đối trong khoang xy lanh; k là hệ số đoạn nhiệt của chất khí; R là hằng số chất khí; T_s là áp nhiệt độ khí ở lối vào, ra; K_{Vi} là hệ số của van ứng với các van (các van giống nhau có hệ số giống nhau). γ_{ib} và γ_{ie} là các hệ số ảnh hưởng của dòng khí tương ứng cho quá trình nạp và xả khí của các van được tính như sau:

$$\gamma_{ib} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \left(\left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right)} & \text{ khi } \frac{p_i}{p_s} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ 0.58 & \text{ khi } \frac{p_i}{p_s} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (3)$$

$$\gamma_{ie} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_{atm}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \left(\left(\frac{p_{atm}}{p_i} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right)} & \text{ khi } \frac{p_{atm}}{p_i} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ 0.58 & \text{ khi } \frac{p_{atm}}{p_i} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (4)$$

Trong đó, p_{atm} là áp suất khí quyển.

Lưu lượng khối cấp vào các khoang xy lanh được tính theo các công thức sau:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{12} &= \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \\ \dot{m}_{34} &= \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \end{aligned} \quad (5)$$

Phương trình liên tục trong khoang

xy lanh theo [1] với quá trình khí đoạn nhiệt, không có rò rỉ khí các khoang như sau:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= \frac{k}{V_1} (RT_s \dot{m}_{12} - p_1 A_1 v) \\ \dot{p}_2 &= \frac{k}{V_2} (RT_s \dot{m}_{34} + p_2 A_2 v) \end{aligned} \quad (6)$$

Trong đó, v là vận tốc của pít tông; A_1 và A_2 là diện tích pít tông bên khoang không cần và khoang có cần tương ứng; V_1 và V_2 là thể tích khí trong các khoang của xy lanh và cho bởi phương trình:

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{10} + A_1 x \\ V_2 &= V_{20} + A_2 (L - x) \end{aligned} \quad (7)$$

Trong đó, L là hành trình của xy lanh; x là độ dịch chuyển của pít tông, V_{10} và V_{20} là thể tích chết trong các khoang không cần và khoang có cần tương ứng.

Phương trình chuyển động của pít tông được tính dựa trên phương trình định luật II Newton:

$$M\ddot{x} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_r \quad (8)$$

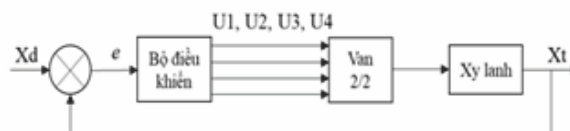
Trong đó, M là tổng khối lượng của pít tông, cần pít tông và tải M và F_r là lực ma sát trong xy lanh khí nén. Lực ma sát trong xy lanh khí nén góp phần đáng kể gây ra tính phi tuyến ở hệ thống TĐKN. Trong nghiên cứu này, lực ma sát F_r được xây dựng dựa trên mô hình ma sát LuGre được phát triển bởi Canudas de Wit [4].

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN

Với 4 van điện khí nén, mỗi van có 2 trạng thái on-off nên tổ hợp sẽ có tổng cộng 16 tổ hợp chế độ hoạt động kết hợp của van trong

hệ thống khí nén đề xuất. Để điều khiển chính xác vị trí của xy lanh khí nén, trong nghiên cứu này một bộ điều khiển và thuật toán điều khiển được đề xuất trong Hình 2 và Bảng 1. Định nghĩa giá trị sai số giữa vị trí thực và hành trình đặt là $e = X_t - X_d$. Tín hiệu sai số được sử dụng là tín hiệu đầu vào để xác định các chế độ hoạt động của bốn van. Đối với xy lanh có hành trình 300 mm trong nghiên cứu này, ba khoảng đầu vào mong muốn bao gồm: nhỏ hơn hoặc bằng 50 mm, từ 50 đến 250 mm và lớn hơn hoặc bằng 250 mm được sử dụng. Trong

tất cả các trường hợp đầu vào mong muốn, năm chế độ hoạt động kết hợp của các van kết hợp với thời gian duy trì tín hiệu của van được xem xét. Chi tiết được các chế độ điều khiển kết hợp của các van tương ứng với các khoảng đầu vào được chỉ trong Bảng 1.



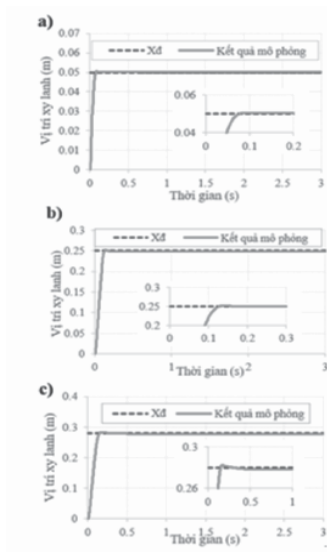
Hình 2. Sơ đồ điều khiển vị trí xy lanh

Bảng 1. Thuật toán điều khiển sử dụng cho bộ điều khiển

BẢNG TRẠNG THÁI TÍN HIỆU ĐIỀU KHIỂN 4 VAN 2/2		
Trường hợp 1: $X_d \leq 50$ mm		
$e = X_t - X_d$	Các chế độ	Chu kỳ
$e \leq -\alpha$	Van 1 ON, van 3 ON	
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Van 1* ON	T_1
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Các van 1, 2, 3, 4 OFF	
$\beta \leq e \leq \alpha$	Van 1* ON, van 2*, 3* ON	T_1, T_2
$e \leq \alpha$	Van 1 ON, van 3 ON	
Trường hợp 2: $50 < X_d < 250$ mm		
$e = X_t - X_d$	Các chế độ	Chu kỳ
$e \leq -\alpha$	Van 1 ON, van 4 ON	
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Van 1 ON, van 3* ON	T_1
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Các van 1, 2, 3, 4 OFF	
$\beta \leq e \leq \alpha$	Van 3 ON, van 1* ON	T_1
$e \leq \alpha$	Van 3 ON, van 2 ON	
Trường hợp 3: $X_d \geq 250$ mm		
$e = X_t - X_d$	Các chế độ	Chu kỳ
$e \leq -\alpha$	Van 1 ON, van 4 ON	
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Van 1* ON, van 3* ON	T_1
$-\alpha \leq e \leq -\beta$	Các van 1, 2, 3, 4 OFF	
$\beta \leq e \leq \alpha$	Van 1* ON, van 3* ON	T_1
$e \leq \alpha$	Van 2*, 3* ON, van 1* ON	T_1, T_2
Note: “*” Chế độ bắn xung theo chu kỳ T_1 hoặc T_2 , α và β là các hằng số		

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá được bộ điều khiển đề xuất, nghiên cứu mô phỏng được thực hiện với các đầu vào bước và sin có biên độ khác nhau. Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm Matlab/Simulink. Hình 3a, b và c mô tả kết quả điều khiển vị trí pít tông theo tín hiệu dạng bước với các giá trị mong muốn X_d bằng 50, 250 và 280 mm. Đường nét đứt màu đỏ thể hiện giá trị vị trí mong muốn cần đạt, đường nét liền màu xanh thể hiện kết quả mô phỏng điều khiển theo phương pháp đề xuất. Hình 3 chỉ ra rằng pít tông đi ra rất nhanh và bám ổn định tất cả các vị trí mong muốn 50, 250 và 280 mm. Thời gian bám đối với ba đầu vào mong muốn tương ứng là 0.08, 0.12 và 0.18 giây. Độ vượt quá vị trí trong giai đoạn quá độ là rất thấp, chỉ dưới 1 mm. Sai số ổn định đạt được là rất nhỏ, với 1, 0.5 và 0.5 mm (tương đương sai số 2%, 0.08% và 0.17%) tương ứng với ba trường hợp đầu vào vị trí mong muốn hầu như không xảy ra và sai số ổn định dưới 1 mm (tương đương sai số 2%). Các kết quả đạt được trong Hình 3 chỉ ra rằng, bộ điều khiển đề xuất có khả năng điều khiển rất tốt ở tất cả các khoảng đầu vào mong muốn.



Hình 2. Kết quả mô phỏng bộ điều khiển

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã đề xuất một phương pháp điều khiển chính xác vị trí xy lanh khí nén sử dụng kết hợp bốn van điện dạng on-off kết hợp với phương pháp điều khiển chuyển chế độ hoạt động van theo chu kỳ. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng bộ điều khiển đề xuất có khả năng điều khiển chính xác cao với các đầu vào mong muốn khác nhau. Sai số bám vị trí ở trạng thái ổn định có thể đạt dưới 1 mm (2%) với đầu vào dạng bước.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi Bộ Giáo dục và Đào tạo theo đề tài mã số B2024-BKA-14. ❖

Ngày nhận bài: 20/01/2025

Ngày phản biện: 16/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Beater P. (2006), “*Pneumatic drives-system design, modelling and control*”. Berlin: Springer.
- [2]. Wang J., Pu J., Moore P. (1999), “*A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems*”. Control Engineering Practice, vol. 7, no. 12, p. 1483-1488.
- [3]. Rao Z., Bone G.M. (2008), “*Nonlinear modeling and control of servo pneumatic actuators*”. IEEE Trans., Control Systems Technology, vol. 16, no. 3, p. 562-569.
- [4]. Canudas C.W., Olsson H., Aström K.J., Lischinsky P. (1995), “*A new model for control of systems with friction*”. IEEE Trans., Automatic Control, vol. 40, no. 3, p. 419-425.

ẢNH HƯỞNG CỦA VẬT LIỆU GIA CÔNG ĐẾN LỰC CẮT KHI GIA CÔNG THÉP 40X TRÊN MÁY MÀI TRÒN NGOÀI

EFFECT OF WORKPIECE MATERIAL ON CUTTING FORCE WHEN MACHINING 40X STEEL ON EXTERNAL CYLINDRICAL GRINDING MACHINE

ThS. Nguyễn Văn Trúc

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: nvtruc@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu thực nghiệm về ảnh hưởng của vật liệu gia công đến lực cắt khi gia công thép 40X trên máy mài tròn ngoài. Thực nghiệm được tiến hành trên máy mài tròn ngoài MW1320B với đá mài Cn46.TB_r. G.V_r. 400x40x203.50 m/s. Tác giả đã sử dụng phương pháp quy hoạch thực nghiệm để xây dựng mô hình toán học mô tả ảnh hưởng của độ cứng vật liệu và đường kính của chi tiết gia công đến lực cắt trong quá trình gia công. Kết quả nghiên cứu có thể được áp dụng trong sản xuất và là cơ sở để ứng dụng cho các vật liệu tương tự.

Từ khóa: Thông số công nghệ; Lực cắt; Thép 40X.

ABSTRACT

The paper presents the experimental research results on the influence of workpiece material on cutting force during the machining of 40X steel on an external cylindrical grinding machine. The experiments were conducted on an MW1320B cylindrical grinding machine using a Cn46.TB_r. G.V_r. 400x40x203.50 m/s grinding wheel. The author employed the experimental planning method to develop a mathematical model describing the influence of material hardness and workpiece diameter on cutting force during machining. The research results can be applied in production and serve as a basis for the application to similar materials.

Keywords: Technological parameters; Cutting force; 40X steel.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Mài là phương pháp gia công tạo ra các chi tiết máy có độ chính xác cao, chất lượng bề mặt cao, gia công được các loại vật liệu có cơ tính cao (độ bền cao, độ cứng cao, v.v...), là cơ sở cho sự ra đời các loại máy móc, thiết bị hiện đại. Vì vậy, mài có vị trí rất quan trọng trong ngành chế tạo.

Quá trình mài thực hiện ở vận tốc, áp lực và nhiệt độ vùng cắt lớn. Đá mài có cấu tạo đa dạng, các quá trình lý hoá xảy ra trong vùng tiếp xúc phức tạp nên việc nghiên cứu, điều khiển quá trình mài gặp nhiều khó khăn. Tuy nhiên, do có những ưu điểm nổi trội và vị trí quan trọng trong gia công cơ khí nên mài được rất nhiều các nhà khoa học trên thế giới nghiên cứu [1].

Trong nghiên cứu này làm rõ ảnh hưởng của hai thông số công nghệ cơ bản là độ cứng của vật liệu HRC và đường kính của chi tiết gia công đến lực cắt F_z khi gia công thép 40X trên máy mài tròn ngoài.

2. TRANG THIẾT BỊ VẬT LIỆU THÍ NGHIỆM

Máy được sử dụng trong nghiên cứu này là máy mài tròn ngoài MW1320B: tốc độ quay của trục vật mài $1820 \div 2230$ (V/ph), đường kính chi tiết gia công tối đa $\Phi 8 \div 200$ mm, tổng công suất tiêu thụ 4.24 kW.

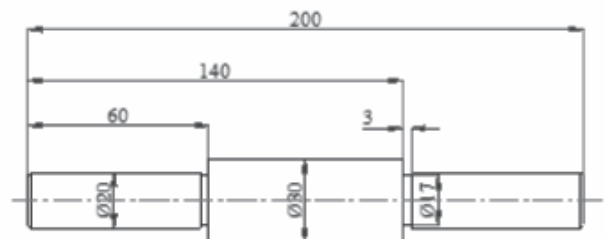


Hình 1. Máy mài tròn ngoài MW1320B

Nhằm ứng dụng kết quả nghiên cứu vào sản xuất, tác giả đã chọn đá mài do Nhà máy Đá mài Hải Dương sản xuất hiện đang được sử dụng rộng rãi ở Việt Nam. Đá có các thông số phù hợp với điều kiện mài tinh thép 40X: Đá mài Cn46.TB₁. G.V₁. 400x40x203.50 m/s.

2.1. Mẫu thí nghiệm

Vật liệu thí nghiệm là thép 40X có độ cứng sau nhiệt luyện đạt $40 \div 60$ HRC. Là thép hợp kim với crôm được dùng để chế tạo các chi tiết có đường kính nhỏ ($\Phi 20 \div 40$), hình dạng tương đối phức tạp như bánh răng, trục bậc chốt với đòi hỏi tính chống mài mòn tương đối cao.



Hình 2. Mẫu thí nghiệm

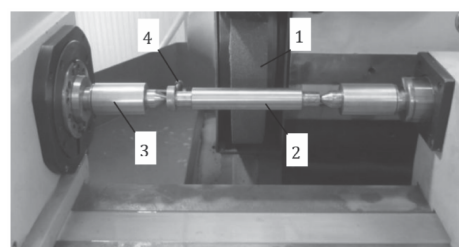
Kết quả phân tích thành phần hóa học của mẫu thép 40X như bảng 1.

Bảng 1. Thành phần hóa học mẫu vật liệu 40X

Mác vật liệu	Thành phần hóa học trung bình các nguyên tố (%)					
	C	Mn	P	S	Si	Cr
40X	0,36 ÷ 0,44	0,50 ÷ 0,80	≤ 0,035	≤ 0,040	0,17 ÷ 0,37	0,80 ÷ 1,10

2.2. Thiết bị đo lực

Lực cắt cần đo P_z , P_y thông qua chi tiết gia công 2 làm biến dạng mũi tâm 3. Biến dạng này làm thay đổi điện trở của các tenzo được dán trên mũi tâm, do đó làm thay đổi dòng điện qua tenzo. Sự thay đổi dòng điện này được lấy làm tín hiệu đo [3].



Hình 3. Thiết bị đo lực trên máy mài tròn ngoài

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thí nghiệm

Với hai thông số đầu vào sẽ thay đổi của quá trình thí nghiệm (HRC và d) sẽ có $2^k = 2^2 = 4$ điểm thí nghiệm gốc (ở mức mã hóa -1 và +1); và nên lựa chọn ít nhất 3 điểm trung tâm (ở mức mã hóa 0) [2]. Như vậy, kế hoạch thí nghiệm sẽ bao gồm 7 điểm và được sắp xếp như trong bảng 3.

Bảng 2. Số liệu thực nghiệm

TT TN	Biến mã hóa		Biến thực nghiệm		Lực cắt
	x_1	x_2	Độ cứng (HRC)	Đường kính d (mm)	P_z (N)
1	-1	-1	45	20	5.68
2	0	0	50	25	6.4
3	0	0	50	25	6.42
4	-1	1	45	30	6.28
5	1	-1	55	20	6.45
6	0	0	50	25	6.43
7	1	1	55	30	7.14

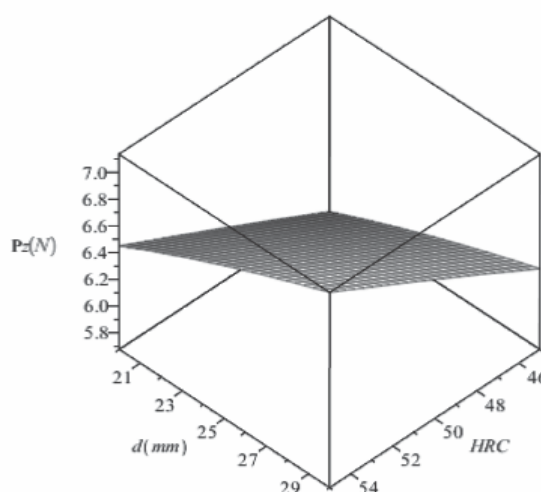
Giá trị các thông số HRC, d trong quá trình thí nghiệm được chọn theo kinh nghiệm thực tế trong sản xuất và phù hợp với loại máy đang sử dụng thí nghiệm. Tiến hành thí nghiệm theo trình tự đã thiết kế với giá trị của các biến tại các mức như trong bảng 2. Cố định chế độ cắt ở mức $S_d = 0.5\text{m/p}$; $n_w = 150\text{v/p}$; $t = 0.01\text{mm}$, mỗi thí nghiệm tiến hành 3 lần sau đó lấy giá trị trung bình [3].

3.2. Kết quả

Sau khi xử lý số liệu, kiểm tra khả năng làm việc của mô hình và loại bỏ các hệ số không đủ mức ý nghĩa, ta thu được mô hình lực cắt tiếp tuyến như sau:

$$P_z = 0,2388.HRC^{0,6364}.d^{0,249}$$

Quan hệ giữa nhám bề mặt và chế độ cắt là hàm mũ, lượng chạy dao ảnh hưởng đến độ nhám nhiều hơn phù hợp với các nghiên cứu lý thuyết trước đó [4].



Hình 4. Ảnh hưởng của vật liệu đến lực cắt

4. KẾT LUẬN

Từ một số kết quả đã thực hiện trong nghiên cứu này, tác giả bài báo rút ra một số kết luận khi gia công thép 40X máy mài tròn ngoài MW1320B bằng đá mài Hải Dương Cn46.TB₁. G.V₁. 400x40x203.50 m/s như sau:

Cả HRC, d đều có ảnh hưởng đáng kể đến P_z . Độ cứng HRC ảnh hưởng lớn đến lực cắt, độ cứng càng cao thì lực cắt càng lớn. Đường kính của chi tiết gia công càng lớn thì lực cắt càng lớn.

Có thể ứng dụng kết quả trên vào trong thực tế sản xuất. Từ kết quả thí nghiệm trong bảng 2, trong nghiên cứu tiếp theo chúng tôi sẽ tiến hành nghiên cứu bổ sung yếu tố ảnh hưởng là chiều sâu cắt t, vận tốc của chi tiết n_w , lượng chạy dao dọc của đá S_d và sử dụng thuật giải tối ưu để tìm giá trị tối ưu của bộ thông số công nghệ nhằm nâng cao được năng suất và độ bóng bề mặt gia công. ❖

Ngày nhận bài: **23/12/2024**

Ngày phản biện: **10/01/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bành Tiến Long, Trần Thế Lục, Trần Sỹ Túy, “Nguyên lý gia công vật liệu”. NXB. Khoa học Kỹ thuật (2001).
- [2]. Trần Văn Địch, “Nghiên cứu độ chính xác gia công bằng thực nghiệm”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật (2003).
- [3]. Nguyễn Tiến Thọ, “Kỹ thuật đo lường và kiểm tra trong chế tạo máy”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật (2001).
- [4]. Rao R. V., Pawar P. J., “Grinding process parameter optimization using nontraditional optimization algorithms”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; 224, B6; ProQuest Central. pp. 887 (2010).

MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ HIỆU SUẤT HỆ THỐNG PHANH KHẨN CẤP TỰ ĐỘNG (AEB) TRÊN XE ĐIỆN

SIMULATION AND PERFORMANCE EVALUATION OF AN AUTONOMOUS EMERGENCY BRAKING (AEB) SYSTEM FOR ELECTRIC VEHICLES

Nguyễn Quốc Triệu¹, Lê Văn Nghĩa^{1*}, Đàm Hoàng Phúc¹, Trần Trọng Đạt¹, Phan Văn Phúc²

¹Khoa Cơ khí Động lực, Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

²Khoa Kỹ thuật ô tô, Trường Đại học Văn Lang

*Email: nghia.levan@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Hệ thống phanh khẩn cấp tự động (AEB) là một công nghệ quan trọng trong các hệ thống hỗ trợ lái xe tiên tiến (ADAS), giúp cải thiện tính an toàn của phương tiện. Bài báo này trình bày phương pháp mô phỏng và đánh giá hiệu quả của hệ thống AEB trên xe điện VFe34 bằng phần mềm chuyên dụng. Mô hình mô phỏng bao gồm mô hình động lực học phương dọc của xe điện, thuật toán phát hiện và phân loại vật cản dựa trên cảm biến, và bộ điều khiển AEB sử dụng thuật toán điều chỉnh lực phanh phù hợp. Kịch bản thử nghiệm bao gồm tình huống có thể xảy ra va chạm khi di chuyển ở dải tốc độ 50km/h. Kết quả cho thấy hệ thống AEB có thể giảm đáng kể vận tốc trước va chạm hoặc tránh hoàn toàn va chạm. Nghiên cứu này cho thấy hiệu quả của các thuật toán điều khiển tới việc đảm bảo khả năng phản ứng nhanh và chính xác của hệ thống trong các tình huống khẩn cấp.

Từ khóa: AEB; Mô phỏng; Động lực học; Xe điện.

ABSTRACT

The Autonomous Emergency Braking (AEB) system is a critical technology in Advanced Driver Assistance Systems (ADAS), enhancing vehicle safety. This paper presents a simulation-based approach to evaluating the effectiveness of the AEB system on the VFe34 electric vehicle using specialized software. The simulation model integrates the longitudinal dynamics of the electric vehicle, an obstacle detection and classification algorithm based on sensor data, and an AEB controller employing an adaptive braking force modulation algorithm. The test scenario focuses on a potential collision situation at a speed of 50 km/h. The results demonstrate that the AEB system can significantly reduce pre-impact velocity or, in some cases, prevent collisions entirely. This study highlights the effectiveness of control algorithms in ensuring the system's rapid and accurate response to emergencies.

Keywords: AEB; Simulation; Vehicle dynamics; Electric vehicle.

1. TỔNG QUAN

Trong những năm gần đây, các hệ thống hỗ trợ lái xe tiên tiến (Advanced Driver Assistance Systems – ADAS) đã trở thành một phần quan trọng trong ngành công nghiệp ô tô, giúp cải thiện đáng kể mức độ an toàn cho cả người lái và người tham gia giao thông. Trong đó, AEB được đánh giá là một trong những công nghệ quan trọng giúp giảm thiểu số vụ tai nạn do va chạm với vật cản phía trước, đặc biệt trong bối cảnh gia tăng mật độ giao thông đô thị và nhu cầu nâng cao tính an toàn cho phương tiện [1]. Theo công bố của tổ chức Y tế thế giới, mỗi năm có khoảng 1,35 triệu người chết do tai nạn giao thông [2]. Vì vậy, việc nâng cao hiệu quả của các công nghệ an toàn là vô cùng cần thiết.

Một số nghiên cứu đã chứng minh rằng AEB có thể giảm đáng kể tốc độ khi va chạm và cải thiện mức độ an toàn. Nghiên cứu của Khayyat [3] đã phát triển và thử nghiệm một hệ thống AEB kết nối 5G tại các giao lộ, cho thấy hiệu quả trong việc giảm thiểu va chạm tại các ngã tư. Ngoài ra, Kovaceva [4] đã đánh giá lợi ích an toàn của hệ thống AEB và hệ thống lái tự động trong việc bảo vệ người đi xe đạp và người đi bộ, thông qua việc kết hợp mô phỏng máy tính và kết quả thử nghiệm thực tế. Mặc dù các nghiên cứu trước đã đạt được nhiều tiến bộ, nhưng vẫn tồn tại một số hạn chế. Đa số các nghiên cứu tập trung vào xe động cơ đốt trong, trong khi xe điện có đặc tính động lực học khác biệt do hệ thống truyền động và phản ứng phanh khác nhau. Hơn nữa, nhiều nghiên cứu chủ yếu sử dụng dữ liệu thử nghiệm trong điều kiện lý tưởng, chưa đánh giá đầy đủ hiệu suất của AEB trong môi trường giao thông thực tế với các tình huống phức tạp.

Nghiên cứu này tập trung vào việc mô phỏng và đánh giá hiệu suất của hệ thống AEB

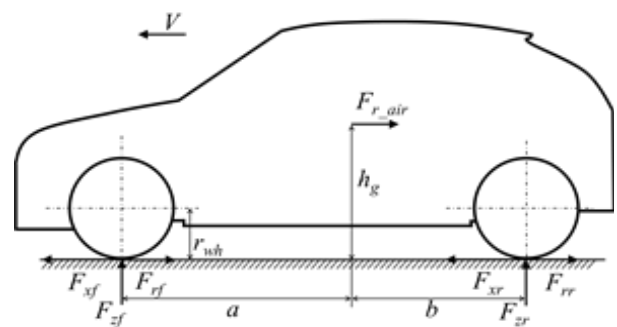
trên xe điện VFe34 bằng phần mềm chuyên dụng. Mô hình mô phỏng bao gồm động lực học phương dọc của xe điện, cảm biến phát hiện vật cản, và bộ điều khiển AEB sử dụng thuật toán điều chỉnh lực phanh thích hợp. Bằng cách sử dụng mô phỏng, nghiên cứu có thể kiểm tra nhiều kịch bản khác nhau mà không cần thử nghiệm trực tiếp trên phương tiện thực tế, từ đó cung cấp một giải pháp an toàn và tiết kiệm chi phí trong giai đoạn phát triển hệ thống. Kết quả từ nghiên cứu sẽ cung cấp thêm hiểu biết về khả năng ứng dụng của hệ thống AEB trên xe điện và đề xuất các phương pháp tối ưu hóa thuật toán điều khiển nhằm nâng cao hiệu suất và độ an toàn của phương tiện trong tương lai.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

2.1. Động lực học phương dọc

Các lực tác dụng theo phương dọc của xe bao gồm: lực dọc F_{xf} , F_{xr} , lực cản lăn F_{rf} , F_{rr} , lực cản khí động F_w . Phương trình động lực học của xe theo phương dọc được biểu diễn như sau [5]:

$$F_{xf} + F_{xr} - (F_{rf} + F_{rr} + F_w) = m\dot{v} \quad (1)$$



Hình 1. Mô hình động lực học phương dọc

Khi ô tô thực hiện quá trình phanh, sẽ xuất hiện lực quán tính F_q :

$$F_q = j_p \frac{G}{g} \quad (2)$$

Với, j_p là gia tốc phanh (m/s^2), G là trọng lượng toàn bộ xe (N), $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Khi đó, momen phanh tại cầu trước và cầu sau được phân bố lại [6] theo công thức sau:

$$M_{p1} = \frac{Gb}{L} \left(1 + \frac{j_p h_g}{gb} \right) \varphi r_{wh} \quad (3)$$

$$M_{p2} = \frac{Ga}{L} \left(1 - \frac{j_p h_g}{ga} \right) \varphi r_{wh}$$

Trong đó, a , b lần lượt là khoảng cách từ trọng tâm đến tâm cầu trước và cầu sau xe (m), L là chiều dài cơ sở (m), h_g là chiều cao trọng tâm xe (m), φ là hệ số bám, r_{wh} là bán kính bánh xe (m).

2.2. Thuật toán điều khiển AEB

Bộ điều khiển của hệ thống AEB trong nghiên cứu này được thiết kế nhằm đánh giá hiệu quả của hệ thống trong tình huống xe bám theo phương tiện phía trước và phản ứng khi phương tiện này phanh đột ngột. Bộ điều khiển đảm bảo khả năng kích hoạt phanh tự động kịp thời nhằm giảm thiểu tác động hoặc tránh va chạm hoàn toàn.

Thời điểm kích hoạt phanh trong hệ thống AEB được xác định dựa trên chỉ số thời gian đến lúc va chạm (Time-to-Collision – TTC) [7]. Chỉ số TTC được tính theo công thức:

$$TTC = \frac{\Delta D}{|v_t - v_s|} \quad (4)$$

Trong đó:

- ΔD là khoảng cách giữa xe phía trước và xe chủ động;
- v_t là vận tốc của xe phía trước;
- v_s là vận tốc của xe chủ động.

Giá trị TTC càng nhỏ, nguy cơ va chạm càng cao, và hệ thống AEB sẽ đưa ra quyết định phanh khẩn cấp khi TTC giảm xuống dưới một ngưỡng giới hạn an toàn được xác định trước. Khi đó, thời gian cảnh báo va chạm từ lúc xe di chuyển cho đến khi va chạm được tính bằng công thức:

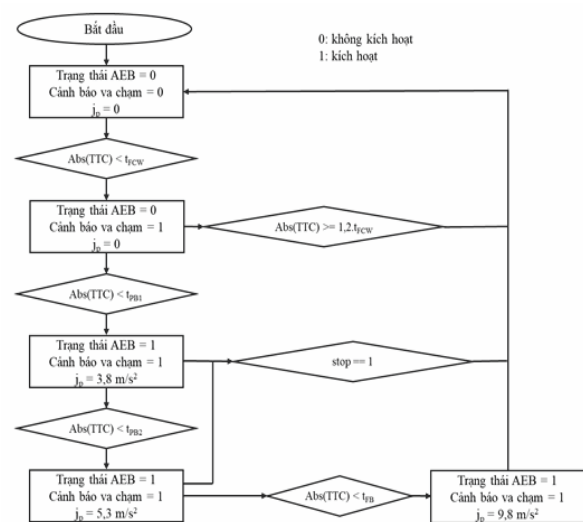
$$t_{FCW} = \tau_{react} + \tau_{stop}$$

$$\text{với } \tau_{stop} = \frac{v_s}{j_p} \quad (5)$$

Do thời gian kích hoạt của hệ thống AEB phụ thuộc vào TTC, vì vậy các giá trị gia tốc phanh tương ứng với từng chế độ phanh đã được nghiên cứu và lựa chọn. Giá trị cụ thể được trình bày chi tiết trong Bảng 1.

Bảng 1. Giá trị gia tốc phanh theo từng chế độ

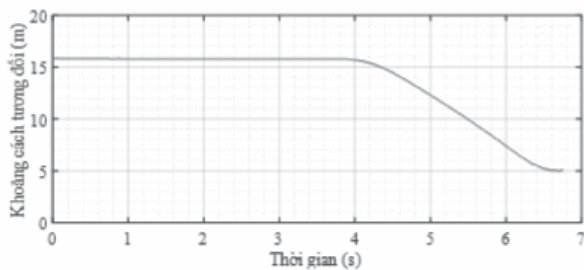
Chế độ	Gia tốc phanh (m/s^2)	Giải thích
PB1	3.8	Phanh một phần
PB2	5.3	Phanh một phần
FB	9.8	Phanh toàn phần



Hình 2. Thuật toán điều khiển AEB

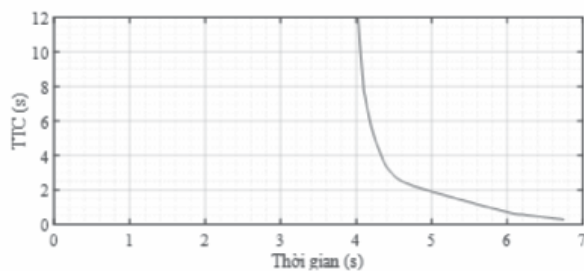
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Kịch bản mô phỏng được thiết kế với khoảng cách ban đầu giữa hai xe là 16m, xe trước và xe chủ động cùng chạy với vận tốc 50 km/h, sau 4 giây xe trước đột ngột giảm tốc độ. Kết quả về phản ứng của hệ thống AEB được thể hiện như trong hình 3, 4, 5.



Hình 3. Khoảng cách tương đối giữa hai xe

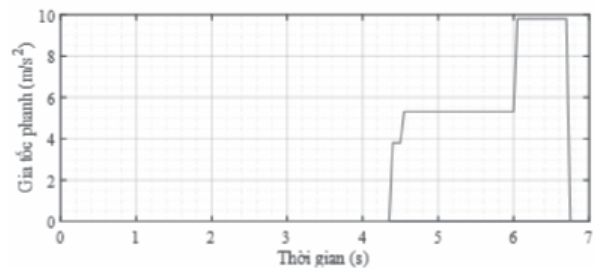
Trong 4 giây đầu, khoảng cách tương đối giữa hai xe không đổi do cả hai xe đang di chuyển với tốc độ ổn định. Khi khoảng cách tương đối giảm nhanh do xe trước giảm tốc độ đột ngột, hệ thống AEB phát hiện nguy cơ va chạm và kích hoạt phanh để giảm tốc độ. Khi kết thúc quá trình phanh, khoảng cách giữa hai xe là 5m, chứng tỏ hệ thống AEB đã hoạt động hiệu quả trong việc giảm thiểu và ngăn ngừa nguy cơ xảy ra va chạm.



Hình 4. Thời gian đến khi va chạm

Trong giai đoạn đầu, thời gian đến khi va chạm (TTC) lớn cho thấy khoảng cách tương đối giữa hai xe lớn hơn khoảng cách an

toàn. Khi xe trước phanh đột ngột, TTC giảm nhanh, hệ thống AEB đã kích hoạt phanh để kéo dài thời gian này. Khi kết thúc quá trình phanh, TTC được duy trì ở mức an toàn, cho thấy hệ thống AEB đã ngăn chặn thành công va chạm chứng tỏ hệ thống AEB đạt hiệu quả trong việc kéo dài thời gian đến khi va chạm, giúp người lái có thêm thời gian để phản ứng và tránh va chạm.



Hình 5. Gia tốc phanh trong quá trình hệ thống kích hoạt

Trong giai đoạn đầu, gia tốc phanh bằng 0 do cả hai xe đang di chuyển với tốc độ ổn định. Khi hệ thống AEB phát hiện nguy cơ va chạm do xe trước phanh đột ngột, gia tốc phanh tăng theo các mức tương ứng với chế độ phanh ở Bảng 1, đạt giá trị cao nhất (9.8 m/s^2) ở chế độ phanh toàn phần (FB). Sau đó, gia tốc phanh giảm dần, cho thấy hệ thống đã kiểm soát được tốc độ và tránh được va chạm. Như vậy, hệ thống AEB có khả năng phản ứng nhanh và hiệu quả trong các tình huống khẩn cấp, đảm bảo an toàn cho người lái và hành khách.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã xây dựng thuật toán điều khiển cho hệ thống phanh khẩn cấp tự động trên xe VFe34 bằng phần mềm mô phỏng chuyên dụng. Kết quả mô phỏng cho thấy bộ điều khiển AEB được đề xuất có khả năng tính toán khoảng cách an toàn và kích hoạt phanh hiệu quả trong tình huống khẩn cấp khi xe trước



đột ngột giảm tốc và dừng lại với khoảng cách tương đối là 5m. Bên cạnh đó, nghiên cứu cũng chỉ ra rằng việc tối ưu hóa thuật toán điều khiển có thể giúp cải thiện hơn nữa hiệu suất của hệ thống, đặc biệt trong các điều kiện đường phức tạp hoặc khi tốc độ xe thay đổi. Trong tương lai, mô hình mô phỏng có thể được mở rộng để bao gồm các kịch bản giao thông thực tế hơn, tích hợp nhiều loại cảm biến và đánh giá tác động của môi trường đối với hiệu suất hệ thống. Ngoài ra, việc so sánh kết quả mô phỏng với dữ liệu thực nghiệm từ thử nghiệm trên xe thật sẽ là một bước quan trọng để xác thực tính chính xác của mô hình và nâng cao độ tin cậy của hệ thống AEB trong điều kiện vận hành thực tế. ❖

Ngày nhận bài: **15/01/2025**

Ngày phản biện: **11/02/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Alsuwian T., Saeed R., Amin A.A., “*Autonomous Vehicle with Emergency Braking Algorithm Based on Multi-Sensor Fusion and Super Twisting Speed Controller*”. Applied Sciences. 12. 8458. 10.3390/app12178458. (2022).
- [2]. Road Traffic Injuries. Available online: <https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries> (accessed on 16 July 2022).
- [3]. Khayyat M., Arrigoni S., Cheli F., “*Development and Simulation-based Testing of a 5G-Connected Intersection AEB System*”. arXiv preprint arXiv:2102.01590 (2021).
- [4]. Kovaceva J., Bálint A., Schindler R., Schneider A., “*Safety benefit assessment of autonomous emergency braking and steering systems for the protection of cyclists and pedestrians based on a combination of computer simulation and real-world test results*”. arXiv preprint arXiv:1911.02878 (2019).
- [5]. Lưu Văn Tuấn, “*Lý thuyết ô tô*”. NXB. Giáo dục Việt Nam (2019).
- [6]. Nguyễn Trọng Hoan, “*Thiết kế tính toán ô tô*”. NXB. Giáo dục Việt Nam (2018).
- [7]. Lin M., Yoon J., Kim B., “*A study and analysis for calculating the brake-application time of AEB systems considering the gradient*”. International Journal of Control and Automation, 8(6), 283-292 (2015).

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH HIỆU QUẢ CÔNG TÁC TỔ CHỨC SỬA CHỮA MÁY XÂY DỰNG

RESEARCH ON DETERMINING THE EFFECTIVENESS OF CONSTRUCTION MACHINERY REPAIR ORGANIZATION

PGS, TS, NGND. **Nguyễn Đăng Điệm**
Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

Email: nddiem@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu một chuyên đề khoa học với nội dung liên quan tới công tác tổ chức sửa chữa máy xây dựng. Cấu trúc bài báo bao gồm những vấn đề thuộc lĩnh vực tổ chức sửa chữa máy xây dựng: các hình thức tổ chức sửa chữa máy xây dựng; phương pháp đánh giá so sánh các phương án công nghệ tổ chức sửa chữa máy xây dựng; phương pháp đánh giá các phương án đầu tư của doanh nghiệp xây dựng cho công tác sửa chữa máy; lập dự án đầu tư cho nhà máy sửa chữa máy xây dựng.

Từ khóa: Tổ chức sửa chữa máy xây dựng; Các phương án công nghệ; Các phương án đầu tư; Nhà máy sửa chữa máy xây dựng.

ABSTRACT

The article presents the research results of a scientific topic related to the organization of construction machinery repair. The structure of the article includes issues in the field of construction machinery repair organization: forms of organizing construction machinery repair; methods for comparative evaluation of technological solutions for organizing construction machinery repair; methods for evaluating investment options of construction enterprises for repair activities; and project planning for investment in construction machinery repair facilities.

Keywords: Organization of construction machinery repair; Technological solutions; Investment options; Construction machinery repair plant.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong quá trình sử dụng máy xây dựng, việc tổ chức sửa chữa máy sao cho hiệu quả là một điều rất đáng được quan tâm, bởi vì trong thực tế có những trường hợp người sử dụng máy đã tiến hành sửa chữa máy không dựa trên cơ sở khoa học, dẫn tới việc sửa chữa

không có hiệu quả. Với lý do như vậy, cho nên việc nghiên cứu đề xuất các cơ sở khoa học để áp dụng cho công tác tổ chức sửa chữa máy xây dựng đạt hiệu quả cao là một điều rất cần thiết. Nội dung của bài báo sẽ trình bày kết quả nghiên cứu liên quan tới các vấn đề về hiệu quả tổ chức sửa chữa máy xây dựng.



2. NỘI DUNG

Phụ thuộc vào điều kiện thực tế sử dụng máy xây dựng tại các đơn vị thi công, người sử dụng máy cần xem xét lựa chọn các hình thức tổ chức sửa chữa máy sau đây:

2.1. Các hình thức tổ chức sửa chữa máy [1], [2], [3]

2.1.1. Tổ chức sửa chữa ngoài kế hoạch (sửa chữa đột xuất)

Theo phương pháp này thì công việc sửa chữa máy được tiến hành tức thời tại thời điểm máy bị hỏng đột xuất, bộ phận nào hỏng thì chỉ sửa chữa bộ phận ấy. Như vậy, công việc sửa chữa ở đây không theo kế hoạch dự phòng.

Phương pháp này có những ưu điểm là tận dụng được tuổi thọ của chi tiết máy hoặc của cụm máy, đơn giản trong khâu điều hành, không cần có sự tính toán xác định kế hoạch sửa chữa máy, phù hợp với điều kiện có số lượng máy dự trữ cao. Tuy vậy, nhược điểm của phương pháp cũng là điều mà chúng ta phải quan tâm, đó là gây lãng phí lớn cho công tác khai thác sử dụng máy vì phải ngừng máy đột ngột, công việc sửa chữa phải tiến hành đột xuất nên có thể bị kéo dài và đạt chất lượng thấp, không bảo đảm được kế hoạch sản xuất thi công, tính kế hoạch không cao. Như vậy, xét về tổng thể thì phương pháp sửa chữa này là kém hiệu quả.

Tuy vậy, trong thực tế thi công, vẫn phải chấp nhận áp dụng phương pháp sửa chữa ngoài kế hoạch, bởi vì máy bị hỏng đột xuất là điều không mong muốn đối với người sử dụng máy, nhưng trong điều kiện đã xảy ra hỏng hóc thì buộc phải dừng máy để sửa chữa.

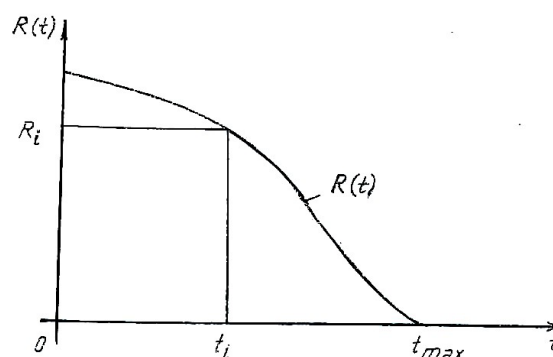
2.1.2. Tổ chức sửa chữa dự phòng theo kế hoạch dựa vào chu kỳ sửa chữa

Trường hợp này lại có những trường hợp riêng sau đây:

a - Sửa chữa dự phòng theo chu kỳ với mục tiêu bảo đảm độ tin cậy yêu cầu

Theo phương pháp này thì trước hết phải xác định độ tin cậy cho từng chi tiết máy, trên cơ sở đó sẽ xác định độ tin cậy cho toàn máy.

Để xác định độ tin cậy cho một chi tiết máy nào đó, trước hết ta phải tiến hành quan sát chi tiết máy ấy với số lượng đủ lớn trên các máy cùng loại có điều kiện làm việc như nhau. Tỷ lệ phần trăm chi tiết máy được quan sát còn hoạt động phụ thuộc vào thời gian sẽ cho ta khái niệm về độ tin cậy của chi tiết máy (Hình 1).



Hình 1. Đồ thị xác định độ tin cậy của chi tiết máy

$R(t)$ - Độ tin cậy của chi tiết máy tương ứng tại thời điểm t ;

R_i - Độ tin cậy tương ứng với tuổi thọ t_i của chi tiết máy được lấy trong một khoảng thời gian t nào đó;

$t_{\max}$ - Tuổi thọ lớn nhất của một chi tiết máy nào đó được quan sát;

t - Thời gian quan sát chi tiết máy.

Khi tính toán chu kỳ sửa chữa máy, tuổi thọ t_i của chi tiết máy đang xem xét có thể lấy bất kỳ tùy thuộc vào độ tin cậy yêu cầu. Nếu độ tin cậy đòi hỏi càng cao thì tuổi thọ của chi tiết máy phải lấy càng ngắn. Từ đây, ta thấy khái niệm về tuổi thọ của chi tiết máy chỉ là một giá trị tương đối và nó luôn luôn gắn liền với một độ tin cậy yêu cầu nào đó.

Mức tận dụng độ bền của một chi tiết máy ký hiệu là b được xác định theo biểu thức:

$$b = \frac{\int_0^{t_i} R_{(t)} dt}{\int_0^{\infty} R_{(t)} dt} \quad (1)$$

Khi giá trị tuổi thọ của các chi tiết máy được quan sát tuân theo quy luật phân bố chuẩn thì biểu thức xác định tuổi thọ của chi tiết máy t_i phụ thuộc vào độ tin cậy yêu cầu R_c như sau:

$$t_i = t_b + 2,507 \cdot 10^{-2} s(0,5 - R_c) + 1,047 \cdot 10^{-4} s(0,5 - R_c)^3 + 4,276 \cdot 10^{-8} s(0,5 - R_c)^5 \quad (2)$$

với $0,1 < R_c < 0,95$.

Trong đó: t_b - Tuổi thọ trung bình của chi tiết máy được quan sát theo thực tế;
 s - Độ lệch tiêu chuẩn của t_b .

Trong trường hợp phân bố theo hàm mũ, ta có tuổi thọ của chi tiết máy cần tìm để bảo đảm một độ tin cậy R_c như sau:

$$t_i = t_b \left[1 - \frac{1}{e^{\ln 1/R_c}} \right] \quad (3)$$

Sau khi xác định được tuổi thọ t_i đối với độ tin cậy R_c cho mọi chi tiết máy, ta tổ hợp các chi tiết máy đó lại để xác định cơ cấu chu kỳ sửa chữa của máy, đồng thời xác định độ tin cậy cho toàn máy.

Ưu điểm của phương pháp này là bảo đảm được độ tin cậy cao của các chi tiết máy, hạn chế tình trạng hỏng hóc đột ngột của máy, tính kế hoạch hóa được bảo đảm. Nhược điểm của phương pháp là chưa tận dụng hết độ bền tối đa của chi tiết máy.

b - Sửa chữa dự phòng theo chu kỳ với mục tiêu chi phí sửa chữa nhỏ nhất

Trước hết, ta phải xác định tuổi thọ của mỗi chi tiết máy theo tiêu chuẩn chi phí nhỏ nhất, sau đó tổ hợp các chi tiết máy này lại thành cơ cấu chu kỳ sửa chữa cho toàn máy.

Từ hình (1), ta giả thiết: từ thời điểm 0 đến thời điểm t_i , tức là trong khoảng thời gian tương ứng với tuổi thọ của chi tiết máy đang xét có A_i chi tiết máy trong tổng số chi tiết máy được quan sát sẽ ngừng hoạt động đột ngột, ta có:

$$A_i = \frac{a_i m_o}{100} = [1 - R_{(ti)}] m_o \quad (4)$$

Trong đó: m_o - Tổng số chi tiết máy được quan sát lúc ban đầu;

a_i - Tỷ lệ phần trăm chi tiết máy bị hỏng đột ngột tính từ thời điểm 0 đến thời điểm t_i ;

$R_{(ti)}$ - Độ tin cậy của chi tiết máy ứng với tuổi thọ t_i .

Khi tình trạng hỏng hóc của chi tiết máy tuân theo quy luật phân bố chuẩn và với $a_i < 5\%$, ta có:

$$a_i = 50 + \frac{100}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=1}^8 (-1)^n \frac{(t_i - t_b)^{2n+1}}{n(2n+1)(s\sqrt{2})^{2n+1}} \quad (5)$$

Chi phí sửa chữa các chi tiết máy được quan sát mà bị hỏng đột ngột (ký hiệu là K_a) bao gồm cả thiệt hại do ngừng máy để sửa chữa do chi

tiết bị hỏng gây nên, được xác định theo biểu thức:

$$K_a = \frac{a_i m_o c}{100} + \frac{a_i m_o (T_s + T_k) f}{100} \quad (6)$$

Trong đó: c - Chi phí sửa chữa cho một chi tiết máy bị hỏng đột ngột;

T_s - Thời gian tháo đổi chi tiết máy bị hỏng;

T_k - Các thời gian tiêu tốn khác liên quan đến việc sửa chữa chi tiết máy đang xem xét;

f - Chi phí liên quan đến thiệt hại do máy phải ngừng hoạt động tính cho một đơn vị thời gian.

Vì ta dự định đến thời điểm t_i sẽ tiến hành sửa chữa, thay thế các chi tiết máy theo đúng chu kỳ mà không phân biệt tình trạng hỏng hóc của chi tiết máy ra sao, cho nên ở thời điểm này tất cả mọi chi tiết máy m_o sẽ bị thay thế. Nếu ta ký hiệu chi phí sửa chữa dự phòng theo chu kỳ định sẵn (tức là chi phí sửa chữa theo kế hoạch) là K_h , thì K_h sẽ được xác định như sau:

$$K_h = m_o C \quad (7)$$

Như vậy, tổng chi phí cho các chi tiết máy được quan sát (ký hiệu là K) kể cả loại bị hỏng hóc đột xuất và loại bị thay thế khi sửa chữa theo định kỳ sẽ là:

$$K = K_a + K_h \quad (8)$$

Chi phí sửa chữa tính trung bình cho một đơn vị thời gian (ký hiệu là K_t) sẽ bằng:

$$K_t = \frac{K}{t_i} = \frac{K_a + K_h}{t_i} \quad (9)$$

Để đạt được hiệu quả cao cho công tác sửa chữa máy thì biểu thức (9) cần đạt giá trị cực tiểu (giá trị $K_{t.min}$).

K_t là một hàm số phụ thuộc vào t_i , cho nên giá trị cực tiểu của nó sẽ được xác định thông qua việc lấy đạo hàm của biểu thức (9) sau đó cho đạo hàm bằng 0, tức là ta có phương trình:

$$\frac{dK_t}{dt_i} = 0 \quad (10)$$

Giải phương trình (10), ta nhận được giá trị của t_i . Tức là tương ứng với giá trị cực tiểu của K_t ($K_{t.min}$) là tuổi thọ tối ưu ($t_{i.op}$) của chi tiết máy theo tiêu chuẩn chi phí nhỏ nhất.

Ưu điểm của phương pháp này cũng tương tự như của phương pháp đã trình bày ở mục 1.2.a, chỉ có điều khác là ở phương pháp này độ tin cậy của chi tiết máy phụ thuộc vào giá trị của tuổi thọ tối ưu theo chi phí nhỏ nhất chưa chắc đã bảo đảm mức yêu cầu cần thiết.

c - Sửa chữa dự phòng theo chu kỳ dựa theo kết quả chẩn đoán tình trạng kỹ thuật của máy

Theo phương pháp này, chi tiết máy sẽ được tiến hành kiểm tra tình trạng hỏng hóc theo một chu kỳ thời gian định sẵn. Nếu sau khi kiểm tra nhận thấy chi tiết cần phải sửa chữa thì phải tiến hành sửa chữa ngay. Nếu thông qua kết quả kiểm tra nhận thấy chi tiết máy chưa cần sửa chữa thì phải dự đoán xem chi tiết đó còn có thể sử dụng được bao lâu nữa mới phải sửa chữa.

Phương pháp này có ưu điểm là tận dụng được độ bền tối đa của chi tiết máy, tiết kiệm phụ tùng thay thế, làm cho thợ lái máy quan tâm đến việc bảo quản máy theo quy định, độ tin cậy của máy được bảo đảm phù hợp cho các chi tiết máy quý và hiếm.

Nhược điểm của phương pháp này là đòi hỏi phải có kỹ thuật và thiết bị chẩn đoán tình trạng kỹ thuật của máy, đòi hỏi trình độ

chẩn đoán cao của thợ sửa chữa, phải theo dõi tình trạng hỏng hóc của máy thường xuyên, độ chính xác chẩn đoán phải cao.

Phương pháp này sẽ có hiệu quả khi chi phí cho kỹ thuật chẩn đoán bé hơn khoản tiết kiệm phụ tùng thay thế do tận dụng độ bền của chi tiết máy nhờ công tác chẩn đoán đưa lại.

d - Sửa chữa dự phòng theo chu kỳ bằng cách thay thế các cụm máy đã bị hỏng bằng các cụm máy cùng loại đã được sửa chữa sẵn từ trước [3]

Phương pháp này còn được gọi là phương pháp sửa chữa thay thế cụm - tổng thành tức là cũng theo chu kỳ đối với các cụm máy riêng biệt có thể lấy các cụm máy mới hoặc đã được sửa chữa từ trước để lắp vào cho máy đang cần sửa chữa.

Ưu điểm của phương pháp này là giảm đến mức thấp nhất thời gian ngừng máy để sửa chữa.

Tuy vậy, để áp dụng được phương pháp này cần phải có những điều kiện sau đây: số vốn lưu động đủ lớn về cụm máy để thay thế khi sửa chữa máy; kết cấu của máy phải đồng nhất (cùng loại máy) thì mới thay thế lắp lẫn được; số lượng máy sửa chữa phải lớn.

Nhìn chung, phương pháp này sẽ có lợi khi mà chi phí tiết kiệm được từ việc giảm thời gian ngừng máy để sửa chữa do phương pháp này đưa lại phải lớn hơn chi phí cho việc chuyên chở, cung cấp, bảo quản các cụm máy dự trữ. Mặt khác, một mục tiêu quan trọng cần đạt được là thời gian ngừng máy để sửa chữa phải là ngắn nhất. Vì vậy, ở Việt Nam hiện nay, tại các nhà máy sửa chữa xe máy công bình trong quân đội đang áp dụng phương pháp sửa chữa này.

2.2. Phương pháp đánh giá so sánh các phương án công nghệ tổ chức sửa chữa máy xây dựng [4], [5]

So sánh các phương án công nghệ tổ chức sửa chữa máy xây dựng chủ yếu là dựa trên lợi ích của các doanh nghiệp sửa chữa. Sau đây, bài báo sẽ giới thiệu hai trường hợp thường gặp:

2.2.1. Trường hợp quá trình sửa chữa máy đơn giản và thời gian sửa chữa ngắn

Trong trường hợp này, ta dùng chỉ tiêu cực tiểu hóa chi phí sửa chữa, cụ thể là cần tổ chức sửa chữa máy sao cho tổng chi phí sửa chữa F là nhỏ nhất:

$$F = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n a_i V_i T_i + C_m + C_k \pm |H_r| \leq F_h \rightarrow \min \quad (11)$$

Trong đó: F - Tổng chi phí cho quá trình sửa chữa máy;

a_i - Lãi suất vay tiền để mua sắm máy móc thiết bị loại i dùng cho quá trình sửa chữa;

V_i - Tiền đầu tư mua sắm máy móc thiết bị loại i để dùng cho quá trình sửa chữa;

T_i - Thời gian tham gia vào quá trình sửa chữa của thiết bị loại i ;

C_m - Chi phí sử dụng tất cả các máy đã tham gia vào quá trình sửa chữa;

C_k - Các chi phí khác có liên quan đến việc vận chuyển thiết bị dùng cho sửa chữa đến nơi sửa chữa (hoặc là chi phí chuyên chở máy xây dựng đến nơi sửa chữa);

H_r - Hiệu quả (hay thua lỗ) do rút ngắn (hay kéo dài) thời gian sửa chữa của phương án đang xem xét so với phương án cơ sở so sánh;

F_h - Tổng chi phí theo hợp đồng sửa chữa máy.

2.2.2. Trường hợp quá trình sửa chữa phức tạp và kéo dài



Trong trường hợp này, ta dùng phương pháp tính toán đơn giản thì có hai cách sau:

- Nếu không quy đổi các chỉ tiêu về cùng một thời điểm tính toán ban đầu, ta có tổng chi phí cho quá trình sửa chữa F được tính như biểu thức (11) nhưng thời gian sửa chữa có thể bị kéo dài.

- Nếu quy đổi các chi phí về thời điểm hiện tại t , ta có:

$$F = \frac{a}{2} \sum_{t=0}^{T_c} \frac{V_t}{(1+r)^t} + \sum_{t=1}^{T_c} \frac{C_{mt}}{(1+r)^t} + \sum_{t=0}^{T_c} \frac{C_{kt}}{(1+r)^t} - \frac{|H_t|}{(1+r)^{T_c}} \rightarrow \min (12)$$

Trong đó: a - Lãi suất vay tiền để mua sắm máy móc, thiết bị phục vụ cho công tác sửa chữa;

V_t - Tiền đầu tư để mua máy và thiết bị tính tổng cộng đến thời điểm t ;

T_c - Tổng thời gian sửa chữa máy;

r - Suất thu lợi tối thiểu tính toán tương ứng với đơn vị đo tại thời điểm t ;

C_{mt} - Chi phí sử dụng thiết bị ở thời điểm t ;

C_{kt} - Các chi phí khác liên quan đến công tác sửa chữa máy.

Nếu dùng phương pháp lập dự án đầu tư để đánh giá các phương án công nghệ tổ chức sửa chữa máy xây dựng thì cần phải tiến hành thiết kế công nghệ và thiết lập quy trình tổ chức sửa chữa. Trên cơ sở đó, ta sẽ lập được dòng tiền tệ và tiến hành phân tích đánh giá theo các nhóm chỉ tiêu tĩnh và chỉ tiêu động.

2.3. Phương pháp đánh giá các phương án đầu tư của doanh nghiệp xây dựng cho công tác sửa chữa máy xây dựng [4], [5]

Việc phân tích đánh giá các phương án đầu tư được dựa trên góc độ lợi ích của tổ chức sử dụng máy xây dựng, tức là doanh nghiệp xây dựng.

Để phân tích hiệu quả tài chính, ta sử dụng các chỉ tiêu tĩnh và chỉ tiêu động sau đây:

2.3.1. Các chỉ tiêu tĩnh

Các chỉ tiêu tĩnh bao gồm:

a - Mức giảm chi phí sử dụng máy tính cho một sản phẩm sau khi sửa chữa.

b - Mức lợi nhuận tăng thêm tính cho một sản phẩm sau khi sửa chữa.

c - Mức doanh lợi của một đồng vốn bỏ ra cho sửa chữa (D):

$$D = \frac{\Delta L}{V_s} \quad (13)$$

Trong đó: ΔL - Mức lợi nhuận tăng thêm hàng năm sau khi máy được sửa chữa;

V_s - Vốn đầu tư bỏ ra cho sửa chữa máy.

d - Thời hạn thu hồi vốn sửa chữa nhờ lợi nhuận (T_l):

$$T_l = \frac{V_s}{\Delta L} \quad (14)$$

e - Thời hạn thu hồi vốn sửa chữa nhờ lợi nhuận và khấu hao (T_{lk}):

$$T_{lk} = \frac{V_s}{\Delta L + \Delta K} \quad (15)$$

Trong đó: ΔK - Tiền khấu hao hàng năm tăng thêm do sửa chữa máy.

2.3.2. Các chỉ tiêu động

a - Chỉ tiêu hiện giá của hiệu số thu chi (NPW)

a_1 - Khi xét hiệu quả của phương án sửa chữa, ta sử dụng điều kiện sau:

$$NPW = -V_s + \sum_{t=1}^n \frac{\Delta T}{(1+r)^t} + \frac{H}{(1+r)^n} \geq 0 \quad (16)$$

Trong đó:

V_s - Tiền đầu tư bỏ ra cho sửa chữa máy;

ΔT - Hiệu số thu chi tăng thêm hàng năm sau khi sửa chữa so với khi không sửa chữa. Nếu sau khi sửa chữa, sản lượng của máy và doanh thu của máy hàng năm thay đổi thì trị số ΔT cũng phản ánh sự thay đổi này;

n - Thời gian hoạt động còn lại của máy theo dự kiến tính từ thời điểm sửa chữa;

H - Giá trị thu hồi theo dự kiến khi thanh lý máy ở cuối giai đoạn n ;

r - Suất thu lợi tối thiểu chấp nhận được.

a_2 - Khi so sánh các phương án đầu tư sửa chữa, sẽ xảy ra hai trường hợp:

- Nếu tiền đầu tư bỏ ra cho sửa chữa V_s của hai phương án bằng nhau thì phương án đầu tư tốt nhất là phương án thỏa mãn điều kiện (16) và có giá trị NPW lớn nhất.

- Nếu hai phương án có số tiền đầu tư sửa chữa khác nhau thì điều kiện lựa chọn phương án tốt nhất cũng như các điều kiện vừa trình bày. Nếu tuổi thọ còn lại của hai phương án đầu tư sửa chữa khác nhau thì phải sử dụng chỉ tiêu hiệu số thu chi san đều cho hàng năm NAW dựa trên chỉ tiêu NPW được tính theo công thức (16).

b - Chỉ tiêu suất thu lợi nội tại

b_1 - Chỉ tiêu IRR được tính từ phương trình sau:

$$NPW = -V_s + \sum_{t=1}^n \frac{\Delta T}{(1+IRR)^t} + \frac{H}{(1+IRR)^n} = 0 \quad (17)$$

Phương án được coi là có hiệu quả khi $IRR \geq r$.

b_2 - Khi so sánh các phương án đầu tư cho sửa chữa máy, nếu vốn đầu tư của hai

phương án như nhau thì phương án nào có chỉ tiêu IRR lớn hơn là tốt hơn. Nếu hai phương án có vốn đầu tư sửa chữa khác nhau, ta phải so sánh hai phương án theo hiệu quả của giá số đầu tư dựa vào hiệu số của hai dòng tiền tệ mà các chỉ tiêu cơ bản của nó đã được phản ánh trong công thức tính toán chỉ tiêu NPW ở trên. Nếu tuổi thọ còn lại của hai phương án khác nhau thì phải lấy theo giá trị tuổi thọ còn lại bé hơn để tính toán, khi đó giá trị thu hồi vốn khi thanh lý máy phải phản ánh biện pháp này.

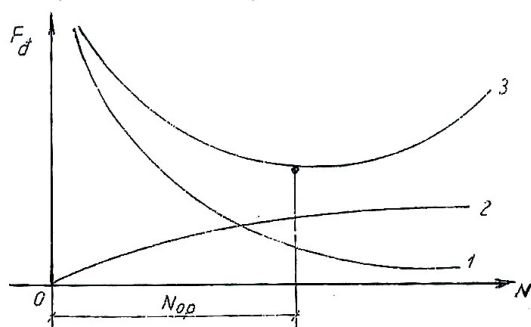
Ngoài ra, ta còn phải phân tích độ an toàn tài chính theo các chỉ tiêu đã quy định. Với phương án đầu tư lớn cần phải phân tích thành phần kinh tế - xã hội như đã quy định.

2.4. Lập dự án đầu tư cho nhà máy sửa chữa máy xây dựng [2], [6]

Lập dự án đầu tư cho nhà máy sửa chữa máy xây dựng là công việc của ngành công nghiệp cơ khí sửa chữa. Việc phân tích tài chính ở đây đứng trên lợi ích của doanh nghiệp cơ khí sửa chữa. Phương pháp lập dự án đầu tư cho nhà máy sửa chữa cũng tương tự như phương pháp bình thường hiện đang dùng, nhưng phải tính đến một số đặc điểm của ngành này như: bán kính phục vụ sửa chữa, hình thức tổ chức sửa chữa theo chuyên môn hóa hay đa năng hóa, quy mô nhà máy, v.v... ảnh hưởng đến hiệu quả sản xuất của nhà máy.

Để xác định quy mô (công suất) hợp lý của nhà máy sửa chữa máy xây dựng (nhất là nhà máy sửa chữa theo chuyên môn hóa), ta áp dụng đồ thị như trên hình 2. Trên đó, N_{op} là số lượng máy xây dựng tối ưu do nhà máy sửa chữa sẽ đưa lại chi phí tổng cộng tính cho một máy xây dựng quy đổi là nhỏ nhất.





Hình 2. Đồ thị xác định quy mô tối ưu của nhà máy sửa chữa máy xây dựng

F_d - Chi phí sửa chữa một máy xây dựng tiêu chuẩn (máy quy đổi);

N - Số lượng máy xây dựng quy đổi sửa chữa được trong một năm;

N_{op} - Số lượng máy xây dựng quy đổi tối ưu sửa chữa được trong một năm;

Đường cong 1 - Chi phí sửa chữa một máy xây dựng quy đổi;

Đường cong 2 - Chi phí vận chuyển máy từ công trường đến nhà máy và ngược lại;

Đường cong 3 - Chi phí tổng cộng tính cho một máy xây dựng quy đổi.

Tuy vậy trong thực tế, tương ứng với quy mô sửa chữa tối ưu của nhà máy thì cần phải xác định bán kính phục vụ tối ưu R_{op} của nhà máy, đại lượng này được xác định như sau:

$$R_{op}^2 \pi dk = N_{op} \quad (18)$$

Từ đây, ta rút ra:

$$R_{op} = \sqrt{\frac{N_{op}}{\pi dk}} \quad (19)$$

Trong đó:

d - Mật độ máy xây dựng đang làm việc tại vùng lãnh thổ, chiếc/km²;

k - Hệ số đặc trưng cho tỷ lệ phần trăm

máy xây dựng cần sửa chữa so với tổng số máy hiện có đang làm việc tại vùng lãnh thổ.

3. KẾT LUẬN

Thông qua kết quả nghiên cứu chuyên đề, bài báo đã giới thiệu các cách thức tổ chức sửa chữa máy xây dựng. Tùy thuộc vào điều kiện sản xuất thực tế, những người sử dụng khai thác máy xây dựng ở Việt Nam có cơ sở khoa học để lựa chọn những cách thức tổ chức sửa chữa máy sao cho hiệu quả nhất. Với cơ sở khoa học như vậy thì người sử dụng máy sẽ quyết định tổ chức sửa chữa máy theo cách thức hợp lý đưa lại lợi nhuận cao nhất. ♦

Ngày nhận bài: 16/01/2025

Ngày phản biện: 11/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Chơn (1998), “Kinh tế trong đầu tư, trang bị và sử dụng máy xây dựng”. NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Đăng Điệm (1990), “Nghiên cứu xây dựng và cải biên một số mô hình tổ chức tối ưu xí nghiệp sửa chữa máy xây dựng”. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [3]. Nguyễn Đăng Điệm (2017), “Sửa chữa máy xây dựng”. NXB. Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [4]. Nguyễn Đăng Điệm, Nguyễn Anh Ngọc (2018), “Chuyên đề khoa học Một số vấn đề về tối ưu trong công tác sử dụng, sửa chữa cải tạo và thay thế máy xây dựng”. Trường Đại học Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [5]. Nguyễn Đăng Điệm (2022), “Tối ưu hóa tổ chức sửa chữa máy xây dựng”. Tài liệu giảng dạy cao học chuyên ngành Máy xây dựng, Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [6]. А.И. Дехтеренский (2009), “Модель автимилизации использования дорожно-строительных машин”. Издательство Машиностроение, Москва.

NGHIÊN CỨU CÁC CÔNG NGHỆ ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG MỐI HÀN LASER

RESEARCH ON LASER WELD QUALITY ASSESSMENT TECHNOLOGIES

Trần Ánh Viên

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: tavien@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày các nghiên cứu về công nghệ đánh giá chất lượng mối hàn laser theo như: camera, phát xạ âm thanh, thử nghiệm siêu âm (UT), kỹ thuật dòng điện xoáy (ECT). Với mục đích trình bày các phương pháp lý thuyết và thực nghiệm hiện có đã được sử dụng để phân tích các đặc điểm và các khuyết tật của mối hàn laser. Các kết quả nghiên cứu có ý nghĩa cho việc đánh giá chất lượng mối hàn laser; mặt khác có thể làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu sâu hơn về đánh giá chất lượng mối hàn laser.

Từ khóa: Hàn laser; Đánh giá chất lượng; Lỗi hàn; Mô hình hóa.

ABSTRACT

This paper summarizes and presents studies on the quality assessment of laser welds by technology such as: camera, acoustic emission, ultrasonic testing (UT), eddy current technique (ECT). The purpose is to present the existing theoretical and experimental methods that have been used to analyze the characteristics and defects of laser welds. The research results and the significance of quality assessment in laser welding are described specifically to serve as a reference for future studies on laser weld quality.

Keywords: Laser welding; Quality assessment; Weld defects; Modeling.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

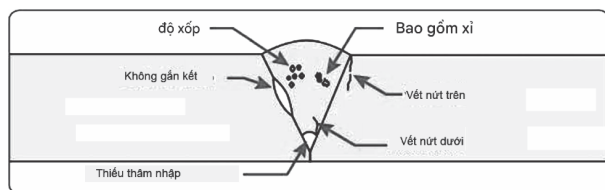
Việc sử dụng các quy trình sản xuất linh hoạt, đặc biệt là khi liên quan đến các công nghệ ghép nối, phải được mở rộng và thiết lập trong sản xuất hiện đại [1]. Hàn laser (LW) là một phương pháp ghép nối có tiềm năng đáng kể cho các ứng dụng công nghiệp mà vẫn chưa được khai thác hết [2]. So với các phương pháp

hàn khác, hàn laser mang lại năng suất, tính linh hoạt, hiệu quả cao hơn và nhiều lợi thế hơn như độ xuyên thấu sâu hơn, độ biến dạng thấp hơn và tốc độ hàn cao hơn [3]. Vì lý do này, quy trình hàn laser đã nhận được sử dụng nhiều trong ngành công nghiệp [4]. Tuy nhiên, LW là một quy trình sản xuất phức tạp, chất lượng của mối hàn có thể nhận biết bằng mắt thường do ảnh hưởng của một số biến số trong quy trình 

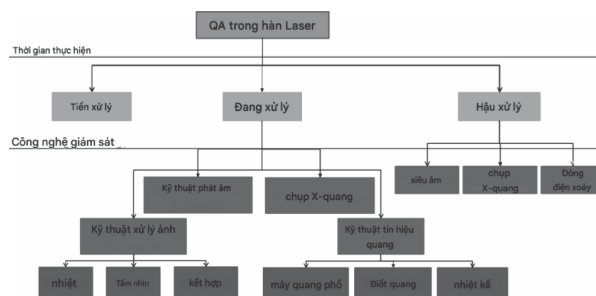
hàn, chẳng hạn như các khuyết tật trong cấu trúc vi mô của vật liệu, các chất bẩn trên bề mặt phôi và sự thay đổi về các đặc tính của chùm tia laser, dẫn đến sản phẩm không đạt yêu cầu (Hình 1). Các khuyết tật mỗi hàn tiềm ẩn ảnh hưởng đến các đặc tính cơ học của các thành phần được hàn và do đó, hư hỏng được tăng lên đáng kể.

Do đó, điều quan trọng đối với ngành công nghiệp là đảm bảo rằng các mối hàn trong sản phẩm có chất lượng tốt. Giám sát và kiểm soát chất lượng là một công cụ thiết yếu trong các hệ thống sản xuất hiện đại và cần thiết để đảm bảo chất lượng và hiệu quả sản xuất. Việc giám sát một quy trình, đánh giá chất lượng có ba loại: Trước quy trình, trong quy trình và sau quy trình.

Mục đích của bài báo này là tóm tắt các kỹ thuật đánh giá chất lượng đã được nghiên cứu. Bài báo được chia thành hai phần chính (Trong quá trình và Sau quá trình) theo thời gian xảy ra giám sát và kiểm tra hàn laser. Trong phần sau, các tác giả trình bày các phương pháp tiếp cận mô hình hóa, được phát triển để tương quan các khuyết tật với các thông số quy trình và chất lượng. Đánh giá chất lượng liên quan đến việc đánh giá các kích thước của vũng nóng chảy (độ xuyên thấu và chiều rộng hạt) và sự hình thành các khuyết tật mỗi hàn như nứt, rỗ, cắt, tạp chất và gò ghề. Nghiên cứu đánh giá dựa trên thông tin trích xuất từ tài liệu, gợi ý trong tương lai cho quy trình hướng tới sản xuất bền vững, linh hoạt.



Hình 1. Các khiếm khuyết trong hàn laser



Hình 2. Các kỹ thuật đánh giá chất lượng

2. ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG TRONG QUÁ TRÌNH HÀN LASER

Do tương tác giữa laser và vật liệu xảy ra trong quá trình hàn laser, năng lượng được phát ra dưới nhiều dạng khác nhau. Các tín hiệu quá trình quang học và âm thanh có thể được đo từ các phát xạ của quá trình hàn bằng cách sử dụng các cảm biến phù hợp.

Về vấn đề này, thông tin quan trọng về các hiện tượng vật lý dẫn đến việc phát hiện ra các khuyết tật hàn có thể được trích xuất trong quá trình này. Chùm tia laser phản xạ là lượng bức xạ của nguồn laser, không được vật liệu hấp thụ [5]. Do đó, các phương pháp đánh giá chất lượng đã phát triển dựa trên các cảm biến âm thanh, quang học hoặc nhiệt, thường được kết hợp để cải thiện hiệu suất của hệ thống hàn laser (Hình 2).

2.1. Kỹ thuật xử lý hình ảnh

2.1.1. Nhiệt

Phần này bao gồm các nghiên cứu, dựa trên kết quả và kết luận thu được từ trường nhiệt, được theo dõi trong quá trình hàn laser. Camera nhiệt IR là một trong những công nghệ cảm biến được sử dụng trong các ứng dụng hàn laser để nắm bắt sự phân bố nhiệt độ đến thành phần hàn. Camera nhiệt là cảm biến thụ động

in dấu bức xạ hồng ngoại, phát ra từ tất cả các vật thể có nhiệt độ trên độ không tuyệt đối [6]. Ngày nay, các hệ thống giám sát hình ảnh nhiệt, như đã được đề cập trong [7], ngày càng được triển khai nhiều hơn vào ngành công nghiệp, do thực tế là chúng mang lại nhiều lợi thế hơn các kỹ thuật khác được sử dụng để phát hiện nhiệt độ vùng hàn.

2.1.2. Kết hợp kỹ thuật xử lý hình ảnh nhiệt và thị giác

Cảm biến thị giác có thể góp phần đáng kể vào quy trình đánh giá chất lượng của hàn laser, thông qua việc cung cấp phép đo không gian cao hơn và vị trí chính xác cũng như nhận dạng các khuyết tật của mối hàn. Tuy nhiên, camera thị giác (CCD và CMOS) không phù hợp để phát hiện bức xạ hồng ngoại sóng trung và sóng dài, vì lý do này, cần có camera hồng ngoại cụ thể [8]. Chiều sáng thụ động hoàn toàn không đủ để chụp các chi tiết của vùng hàn nóng chảy bằng cách cung cấp các hình ảnh rất tối của vùng hàn nóng chảy. Chỉ riêng ánh sáng khuếch tán đã tiết lộ nhiều chi tiết hơn về khu vực của vùng hàn nóng chảy, nhưng kết quả tốt nhất đã thu được từ sự kết hợp của ánh sáng laser tập trung và khuếch tán. Về vấn đề này, việc kết hợp các phương pháp nhiệt và thị giác khác nhau để kiểm tra chất lượng trong các ứng dụng hàn laser sẽ kết hợp các ưu điểm của mỗi phương pháp và sẽ cho phép các kỹ sư theo dõi các khuyết tật và cường độ hàn khác nhau.

Một phương pháp tiếp cận cơ điện tử mới sử dụng nhiệt kế hồng ngoại, kết hợp với xử lý hình ảnh để kiểm soát chất lượng của quy trình hàn kín bằng laser cho hộp đựng thực phẩm, đã được giới thiệu trong [5, 6]. Camera hồng ngoại được phát hiện có khả năng phát hiện mẫu nhiệt cục bộ, bất kỳ sự nhiễm bẩn nào giữa màng phim và hộp đựng, và hành vi

làm mát của vật liệu sau khi hàn. Mặt khác, hệ thống thị giác cung cấp một hệ thống đảm bảo chất lượng cho tính toàn vẹn của các sản phẩm được hàn kín.

2.2. Kỹ thuật phát xạ âm thanh

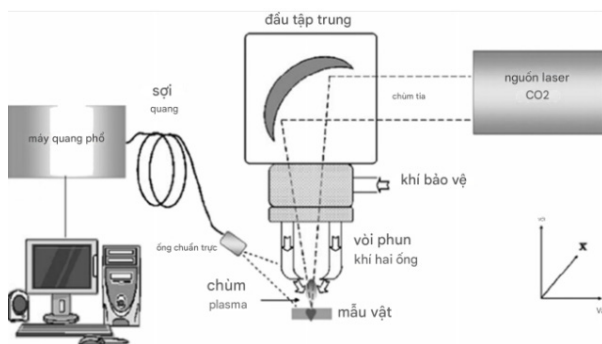
Phát xạ âm thanh chứa nhiều thông tin về quy trình hàn laser và có thể chỉ ra một số khía cạnh nhất định của chất lượng mối hàn. Kỹ thuật cảm biến âm thanh có thể được áp dụng cho các quy trình liên quan đến quá trình nóng chảy, bốc hơi, tạo plasma và hình thành lỗ khóa. Hơn nữa, phát xạ âm thanh có thể cung cấp dữ liệu hữu ích về sự thay đổi pha nhanh chóng trong vật liệu cũng như sự hình thành và lan truyền của các vết nứt [7, 8]. Tuy nhiên, chỉ có một số ít nghiên cứu đánh giá chất lượng được công bố.

Mặc dù cảm biến âm thanh không tiếp xúc có tính linh hoạt trong các ứng dụng, nơi không thể sử dụng cảm biến tiếp xúc, nhưng sự tồn tại của tiếng ồn từ môi trường xung quanh và tốc độ truyền tín hiệu chậm hơn bên trong vật liệu khiến các máy dò âm thanh không hữu ích trong các phương pháp kiểm soát thích ứng và đánh giá chất lượng trong quá trình. Do đó, các nghiên cứu tập trung vào việc cải thiện độ chính xác nhận dạng và phát triển các thuật toán thông minh để tương quan tín hiệu với hình dạng và khuyết tật của mối hàn.

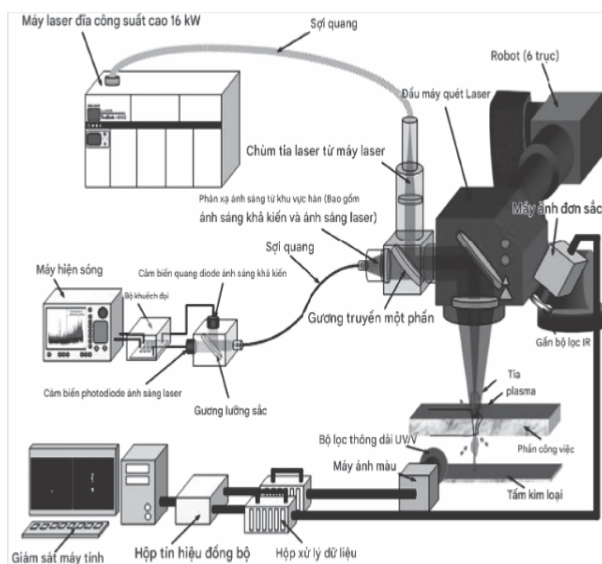
2.3. Kỹ thuật tín hiệu quang

Máy quang phổ phân tích quang phổ đã được sử dụng rộng rãi trong hàn laser để phát hiện luồng plasma. Việc theo dõi plasma cho thấy sự hình thành vết lõm trong các mối hàn. Thiết lập thông thường của kỹ thuật kiểm tra cảm biến này được minh họa trong Hình 6 và như có thể được trích xuất từ sơ đồ, phát xạ

quang học được thu thập bởi một bộ chuẩn và truyền qua sợi quang đến máy quang phổ, tại đó tín hiệu được phân tích [7, 8]. Nghiên cứu được tiến hành trong tài liệu đã kết luận rằng gần đây việc sử dụng cảm biến cụ thể đã được chấp nhận rộng rãi trong các ứng dụng công nghiệp [5, 6], chủ yếu là do chi phí thấp và kích thước nhỏ gọn. Các thí nghiệm đã được tiến hành để xác định mối quan hệ giữa tín hiệu quang học và chất lượng mối hàn. Chất lượng mối hàn cuối cùng đã được đánh giá thông qua việc phát hiện các khuyết tật phổ biến, chẳng hạn như thiếu độ xuyên thấu với độ phân giải không gian.



Hình 3. Hệ thống giám sát với máy quang phổ



Hình 4. Một thử nghiệm của một Hệ thống giám sát đa cảm biến

2.4. Kỹ thuật cảm biến hợp nhất

Bên cạnh các kỹ thuật xử lý hình ảnh kết hợp, một số tác giả đã tập trung vào các phương pháp tiếp cận đa cảm biến để loại trừ các nhược điểm của các giải pháp cảm biến đơn và xác định nhiều loại khuyết tật mối hàn hơn. Ngoài ra, họ tin tưởng mạnh mẽ rằng phương pháp tiếp cận đa cảm biến có thể là câu trả lời cho đánh giá chất lượng chính xác và hiệu quả. Trong một số lần thử, cảm biến hồng ngoại và cực tím đã được kết hợp với các máy dò âm thanh. Việc sử dụng các cảm biến quang diode được coi là chính xác hơn đối với các khuyết tật xuyên thấu và lỗ khóa. Các máy dò âm thanh khá nhạy cảm với việc nắm bắt những thay đổi trong luồng khói. Theo chỉ định, như đã mô tả trong, một hệ thống giám sát đa cảm biến đã được tích hợp vào máy hàn laser (Hình 4).

3. ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG SAU QUÁ TRÌNH HÀN LASER

Kiểm tra chất lượng sau quá trình thường được thực hiện bằng các kỹ thuật nổi tiếng như kiểm tra dòng điện xoáy, siêu âm, thị giác hoặc chụp X-quang. Các phương pháp kiểm tra cụ thể có thể xác minh sự tuân thủ giữa các tiêu chuẩn và chất lượng mối hàn, thông qua việc kiểm tra bề mặt và bề mặt dưới của mối hàn và vật liệu nền xung quanh. Các quy trình kiểm tra tự động trong các kỹ thuật này rất cao.

Vì lý do này, hầu hết các nghiên cứu được trình bày trong phần này liên quan đến việc áp dụng các phương pháp nào trong quá trình kiểm tra sau quá trình. Tuy nhiên, một số bài báo cũng được trích dẫn, trong đó tập trung vào việc phát triển các thuật toán kiểm tra tự động theo thời gian thực, dựa trên hình ảnh chụp X-quang.

3.1. Siêu âm

Các phương pháp kiểm tra siêu âm liên quan đến việc tạo ra sóng siêu âm, sau đó tương tác với mối hàn. Các khuyết tật bên trong khiến sóng tới phản xạ và hoặc nhiễu xạ. Sau đó, các sóng này được phát hiện và phân tích. Passini đã nghiên cứu và công bố một cuộc kiểm tra mảng pha siêu âm để phát hiện các khuyết tật trong các tấm nhôm mỏng được hàn bằng chùm tia laser. Một mối tương quan giữa kỹ thuật này và các cuộc kiểm tra chụp X quang và kim loại học cũng đã được thực hiện. Trong các kết luận thu được, các tác giả quan sát thấy rằng khi sự suy giảm của sóng siêu âm được nhận riêng cho kim loại cơ bản, có thể xác định không chỉ đường hàn mà còn cả sự hiện diện của các lỗ rỗng được nhóm lại. Tuy nhiên, vì không phát hiện thấy vết nứt nhỏ nào khi kiểm tra kim loại học trên các mẫu hàn, nên không thể xác minh được nguyên tắc suy giảm sóng siêu âm có thể được áp dụng để phát hiện vết nứt trong đường hàn hay không.

Do đó, sự phát triển của kỹ thuật siêu âm dựa trên ứng dụng sóng siêu âm (tấm) có hướng dẫn với phân cực ngang cắt, được kích thích và phát hiện bằng các bộ chuyển đổi âm điện từ tự do (EMAT). Nguyên lý UT đã phát triển và đầu dò quét được sử dụng được minh họa trong Hình 5.

3.2. Chụp X-quang

Chụp X-quang dựa trên khả năng của tia X và tia gamma đi qua kim loại và các vật liệu khác không trong suốt đối với ánh sáng thông thường, và tạo ra các bản ghi ảnh về năng lượng bức xạ được truyền đi. Tất cả các vật liệu sẽ hấp thụ một lượng năng lượng bức xạ đã biết này, do đó, tia X và tia gamma có thể được sử dụng để chỉ ra các điểm không liên tục và tạp

chất bên trong vật liệu không trong suốt. Bản ghi phim vĩnh viễn về các điều kiện bên trong sẽ hiển thị thông tin cơ bản để xác định độ bền của mối hàn. Tốc độ thấp và các mối nguy tiềm ẩn về bức xạ hạn chế việc sử dụng nó. Trong hầu hết các trường hợp, kết quả đều yêu cầu người vận hành giải thích và hiếm khi được sử dụng trong các môi trường tự động. Ngoài ra, các kỹ thuật chụp X-quang rất tốn kém do phải thao tác các bộ phận và yêu cầu bảo vệ. Do đó, chúng không thể được áp dụng cho các chu kỳ sản xuất thông thường của máy hàn.

3.3. Kỹ thuật dòng điện xoáy

Các hệ thống dòng điện xoáy sử dụng điện từ để cung cấp kiểm tra bề mặt và một mức độ kiểm tra hạn chế bên dưới bề mặt (vài nghìn inch). Khi dòng điện xoay chiều được áp dụng cho một cuộn dây, một từ trường được tạo ra trong và xung quanh nó. Nếu một vật liệu dẫn điện được đặt trong từ trường động của cuộn dây, cảm ứng điện từ sẽ xảy ra và dòng điện xoáy sẽ được tạo ra trong vật liệu. Dòng điện xoáy tạo ra một từ trường thứ cấp sẽ đối lập với từ trường chính của cuộn dây [8]. Các kỹ thuật dòng điện xoáy thông thường có khả năng phát hiện các vết nứt bề mặt theo chiều dọc và chiều ngang, sự thiếu hợp nhất, các vết nứt miệng hố, các lỗ rỗng và các điểm gián đoạn phá vỡ bề mặt khác.

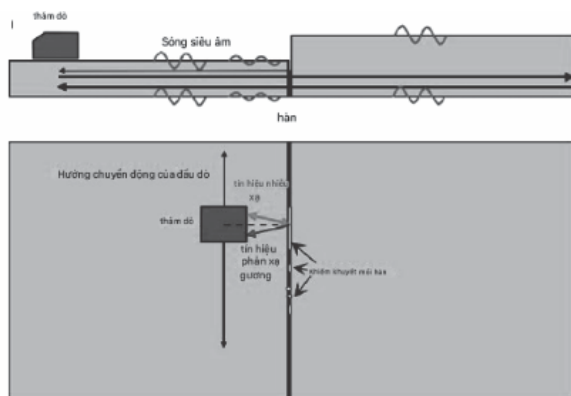
Theo nghiên cứu trong [7, 8], một phương pháp dòng điện xoáy đã được thử nghiệm để phát hiện và phân loại các khuyết tật trong các mối hàn bằng laser. Các khuyết tật và thay đổi về tính chất vật liệu đã dẫn đến các tín hiệu dòng điện xoáy thay đổi. Dữ liệu dòng điện xoáy đã được xử lý trước và được gán cho các khu vực đặc trưng để tham chiếu đến các mẫu tia X, trong sơ đồ mặt phẳng trở kháng. Đối với mỗi vết nứt, chiều dài và chiều rộng

trung bình đã được tính toán thông qua hiệu chuẩn của hệ thống thị giác để chuyển đổi từ pixel thành mm. Các phép đo chiều rộng, trước và sau thử nghiệm, cũng phù hợp, cho thấy hệ thống đã thực hiện các phép đo hợp lệ về kích thước vết nứt.

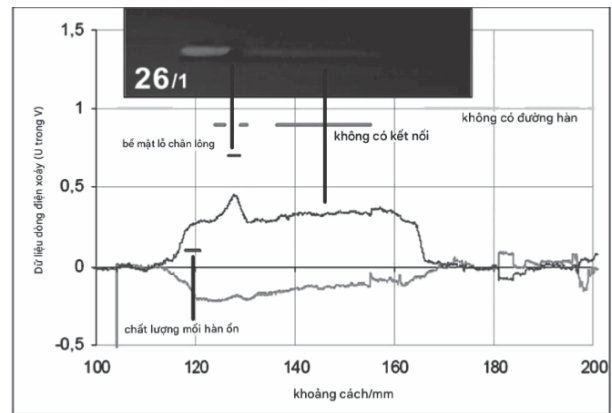
4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày những phương pháp nhằm cải thiện chất lượng hàn laser và nghiên cứu các phương pháp, kỹ thuật để đánh giá chất lượng trong hàn laser. Bài báo đã được chia thành hai phần chính, dựa trên thời gian diễn ra quá trình kiểm tra và đánh giá các mối hàn laser. Từ những gì đã được trích dẫn, có thể kết luận rằng đối với các kỹ thuật đánh giá chất lượng trong quy trình, cảm biến quang học không xâm lấn được coi là công nghệ giám sát thời gian thực lý tưởng cho hàn laser.

Mô hình hóa thực nghiệm là một công cụ chính phải được tích hợp thêm vào các hệ thống kiểm soát thời gian thực và đánh giá chất lượng, chủ yếu là do khả năng dự đoán và đào tạo lại chất lượng mà các kỹ thuật học máy và phân loại có thể cung cấp cho hệ thống.



Hình 5. Nguyên tắc kỹ thuật siêu âm



Hình 6. Tín hiệu dòng điện xoay cho với khoảng cách hàn

Ngày nhận bài: 06/02/2025

Ngày phản biện: 25/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Chryssolouris G, Papakostas N, Mavrikios D (2008), "A perspective on manufacturing strategy: produce more with less". CIRP J Manuf Sci Technol 1(1):45-52.
- [2]. Chryssolouris George (2013), "Manufacturing systems: theory and practice". Springer Science & Business Media.
- [3]. Tsoukantas G et al (2007), "On optical design limitations of generalized two-mirror remote beam delivery laser systems: the case of remote welding". Int J Adv Manuf Technol 32(9-10):932-941.
- [4]. Chryssolouris ELKE (2013), "Laser machining: theory and practice". Springer Science & Business Media.
- [5]. Shao Jiaqing and Yan Yong (2005), "Review of techniques for online monitoring and inspection of laser welding". Journal of Physics: Conference Series. Vol. 15. No. 1. IOP Publishing.
- [6]. Gade R, Moeslund TB (2014), "Thermal cameras and applications: a survey". Mach Vis Appl 25(1):245-262.
- [7]. Tadamalle AP (2012), "Review of real-time temperature measurement for process monitoring of laser conduction welding". Eng Sci Technol An Int J 2(5):946-950.
- [8]. Purtonen T, Kalliosaari A, Salminen A (2014), "Monitoring and adaptive control of laser processes". Phys Procedia 56:1218-1231.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ CÁC THÀNH PHẦN PHÁT THẢI CỦA ĐỘNG CƠ NHIÊN LIỆU KÉP DIESEL/LPG VỚI CÁC TỈ LỆ LPG KHÁC NHAU

SIMULATION STUDY ON EVALUATION OF EMISSION COMPONENTS OF DIESEL/LPG DUAL-FUEL ENGINE WITH DIFFERENT LPG RATIO

Dương Hải Nam

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: dhnam@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu tính toán mô phỏng các thành phần phát thải của động cơ nhiên liệu kép diesel/LPG với các tỉ lệ LPG khác nhau trên động cơ diesel 01 xilanh. Quá trình nghiên cứu được tiến hành với động cơ sử dụng thuần nhiên liệu diesel và động cơ làm việc với các tỉ lệ pha trộn LPG vào nhiên liệu diesel. Kết quả tính toán cho thấy động cơ sử dụng nhiên liệu kép diesel/LPG với các tỉ lệ LPG 10%, 20%, 30%, 40% và 50% (giữ nguyên tổng lượng LPG+diesel) thì phát thải HC trung bình tăng 200%-300%; phát thải CO trung bình giảm tương ứng là 34,03%, 41,41%, 46,04%, 55,03% và 56,98%; Soot trung bình giảm tương ứng là 9,56%, 31,53%, 35,20%, 51,74% và 57,28%. Tuy nhiên, NOx lại tăng trung bình tương ứng là 24,88%, 38,51%, 48,69%, 70,77% và 84,01%. Nghiên cứu này góp phần làm tài liệu tham khảo cho những nghiên cứu thực nghiệm về sử dụng tỉ lệ LPG trên động cơ đốt trong.

Từ khóa: Nhiên liệu kép diesel/LPG; Phát thải; AVL-Boost.

ABSTRACT

This paper presents the results of a study on the simulation of emission components of a diesel/LPG dual-fuel engine with different LPG ratios on a 1-cylinder diesel engine. The study was conducted with an engine that uses pure diesel fuel and an engine that operates with different LPG-diesel blending ratios. The calculation results show that the diesel/LPG dual-fuel engine with LPG ratios of 10%, 20%, 30%, 40% and 50% (keeping the total amount of LPG+diesel constant) has an average HC emission increase of 200%-300%; average CO emission decreases by 34.03%, 41.41%, 46.04%, 55.03% and 56.98%, respectively; The average SOOT decreased by 9.56%, 31.53%, 35.20%, 51.74% and 57.28%, respectively. However, the average NOx increased by 24.88%, 38.51%, 48.69%, 70.77% and 84.01%, respectively. This study contributes as a reference for experimental studies on the use of LPG ratio on internal combustion engines.

Keywords: Dual-fuel diesel/LPG; Emissions; AVL-Boost.



1. GIỚI THIỆU CHUNG

Việc sử dụng nhiên liệu sạch được coi là một trong những giải pháp để giải quyết vấn đề ô nhiễm môi trường và góp phần giảm sự phụ thuộc vào nguồn nhiên liệu truyền thống như xăng và dầu diesel đang cạn kiệt và ngày càng đắt đỏ [1, 2]. Mặt khác, để khắc phục các nhược điểm khi sử dụng lượng nhiên liệu LPG/Diesel như tỷ lệ LPG thay thế thấp, kích nổ, khó điều khiển lượng LPG cung cấp... [3, 4] cần nghiên cứu sâu ảnh hưởng của lượng nhiên liệu LPG/diesel đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ, đặc biệt là ảnh hưởng của tỷ lệ LPG thay thế đến phát thải của động cơ, từ đó xác định được tỷ lệ LPG tối ưu. Do đó, bài báo này nghiên cứu tính toán các thành phần phát thải của động cơ nhiên liệu kép diesel/LPG với các tỉ lệ LPG khác nhau bằng phần mềm AVL - Boost trên động cơ diesel một xilanh.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

AVL - Boost là một công cụ mô phỏng các quá trình công tác và quá trình trao đổi khí của động cơ. AVL - Boost cho phép xây dựng mô hình đầy đủ của toàn bộ động cơ bằng cách lựa chọn các phần tử có trong hộp công cụ và nối chúng lại bằng các phần tử. Xác định các thông số trong quá trình nhiệt động học, dòng

chảy trong quá trình trao đổi khí quá trình phun nhiên liệu, quá trình cháy. Mô phỏng các quá trình công tác của động cơ với độ chính xác cao, tạo thuận lợi trong mục tiêu thiết kế động cơ hoặc phân tích các quá trình nhiệt động học.

Vì vậy, nghiên cứu này lựa chọn phần mềm AVL - Boost mô phỏng động cơ diesel 1 xilanh. Quá trình nghiên cứu mô phỏng được tiến hành với động cơ thuần nhiên liệu diesel và động cơ nhiên liệu kép diesel/LPG với tỉ lệ pha trộn LPG 10%, 20%, 30%, 40% và 50% trong hỗn hợp diesel/LPG.

Tác giả đi so sánh kết quả về các thành phần phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu kép diesel/LPG ở các tỉ lệ trên và động cơ thuần diesel để phân tích, khuyến nghị cho những nghiên cứu tiếp theo về việc sử dụng tỉ lệ LPG trên động cơ đốt trong.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Các thông số kỹ thuật của động cơ

Động cơ nghiên cứu là loại động cơ diesel được thiết kế chuyên để nghiên cứu về thực nghiệm động cơ đốt trong [5]. Thông số kỹ thuật của động cơ này được trình bày trong bảng 1.

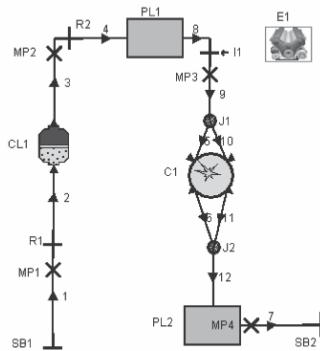
Bảng 1. Thông số cơ bản của động cơ

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Hành trình piston	95	mm
Đường kính xylanh	80	mm
Số xylanh	1	-
Thể tích công tác	510,7	cm ³
Công suất định mức ở tốc độ $n = 3200$ v/ph	9	Kw
Mô men cực đại ở $n = 2000$ v/ph	31,4	Nm
Tỷ số nén	17,3	-

3.2. Xây dựng mô hình mô phỏng

3.2.1. Mô hình động cơ

Dựa vào kết cấu của động cơ thực tế, những phần tử đã được định nghĩa trong AVL – Boost và các thông số kỹ thuật của động cơ, tiến hành lựa chọn các phần tử cho mô hình và được trình bày như trên hình 1 [6].



Hình 1. Mô hình mô phỏng động cơ một xilanh

Bảng 2. Bảng so sánh mô men động cơ giữa mô phỏng và thực nghiệm khi sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel ở các tỷ lệ LPG khác nhau

STT	Tốc độ vg/ph	Diesel		LPG 20%			LPG 30%			LPG 40%		
		Me (Nm) MP	Me TN	Me MP	Me TN	So sánh %	Me MP	Me TN	So sánh %	Me MP	Me TN	So sánh %
1	1000	27.85	27.37	27.75	27.33	1.54	27.52	26.90	2.30	27.32	27.40	-0.29
2	1200	29.03	28.35	28.89	28.50	1.37	28.62	28.30	1.13	28.52	28.20	1.13
3	1400	30.20	29.07	30.16	29.17	3.39	30.36	28.97	4.80	29.65	29.00	2.24
4	1600	31.36	30.10	31.28	30.07	4.02	31.34	29.93	4.71	31.08	29.57	5.11
5	1800	31.92	30.77	31.26	31.2	0.19	32.21	30.97	4.00	31.62	30.9	2.33
6	2000	32.27	31.40	31.34	31.37	-0.10	32.09	31.93	0.50	31.81	31.6	0.66
7	2400	30.20	29.63	29.63	29.90	-0.90	30.47	29.97	1.67	29.75	29.27	1.64
8	2800	28.68	27.37	28.56	27.33	4.50	28.88	27.53	4.90	29.03	26.97	7.64
9	3000	28.08	27.03	28.10	26.90	4.46	28.24	27.93	1.11	27.68	26.8	3.28
Trung bình						2.05			2.79			2.64



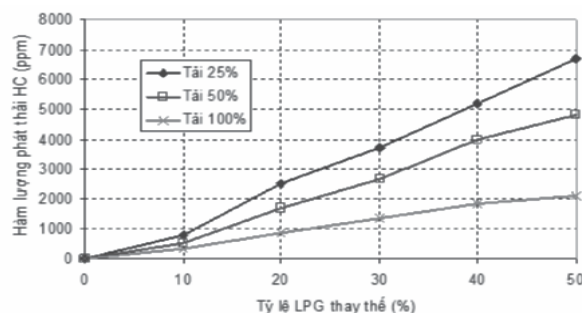
Bảng 3. So sánh lượng nhiên liệu tiêu thụ khi sử dụng lượng nhiên liệu ở các tỷ lệ LPG khác nhau

STT	Tốc độ	BH Diesel	LPG 10%		LPG 20%		LPG 30%		LPG 40%		LPG 50%	
			BH Dual	So sánh	BH Dual	So sánh	BH Dual	So sánh	BH Dual	So sánh	BH Dual	So sánh
	(v/g/ph)	(Kg/h)	(Kg/h)	(%)	(Kg/h)	(%)	(Kg/h)	(%)	(Kg/h)	(%)	(Kg/h)	(%)
1	1000	0.757	0.825	9.02	0.894	18.04	0.962	27.07	1.030	36.09	1.153	52.25
2	1200	0.935	1.000	6.94	1.061	13.50	1.112	18.90	1.173	25.45	1.260	34.71
3	1400	1.200	1.206	0.50	1.212	1.00	1.279	6.60	1.296	8.00	1.392	16.00
4	1600	1.377	1.391	0.98	1.408	2.22	1.450	5.29	1.474	7.06	1.553	12.75
5	1800	1.540	1.548	0.52	1.545	0.34	1.618	5.06	1.608	4.42	1.634	6.10
6	2000	1.727	1.716	-0.62	1.688	-2.28	1.731	0.23	1.720	-0.39	1.728	0.03
7	2400	1.927	1.900	-1.41	1.855	-3.75	1.871	-2.91	1.804	-6.37	1.792	-7.03
8	2800	2.160	2.102	-2.67	2.034	-5.83	1.994	-7.67	1.944	-10.00	1.890	-12.50
9	3000	2.273	2.197	-3.35	2.124	-6.54	2.059	-9.41	1.958	-13.87	1.929	-15.16
Trung bình				1.10		1.86		4.80		5.60		9.68

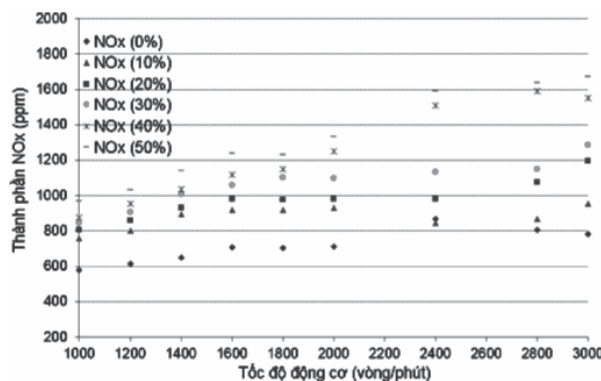
3.3. Kết quả mô phỏng

Phát thải HC (hình 2): Mô hình tạo thành HC được tính toán mô phỏng ở tốc độ định mức $n = 3000$ v/p với các chế độ tải 25%, 50%, và 100% tải định mức. Khi tăng tỷ lệ LPG thay thế, hàm lượng phát thải HC đều tăng. Ở chế độ tải càng nhỏ thì hàm lượng HC càng tăng mạnh khi tăng tỷ lệ LPG thay thế.

Phát thải NO_x (hình 3): Khi càng tăng tỷ lệ LPG thay thế thì nồng độ phát thải NO_x càng có xu hướng tăng, với tỷ lệ LPG 10% thì nồng độ NO_x trung bình tăng 24,88%, khi tỷ lệ LPG 20%, 30%, 40% và 50% thì nồng độ trung bình của NO_x tăng tương ứng là 38,51%, 48,69%, 70,77% và 84,01%.

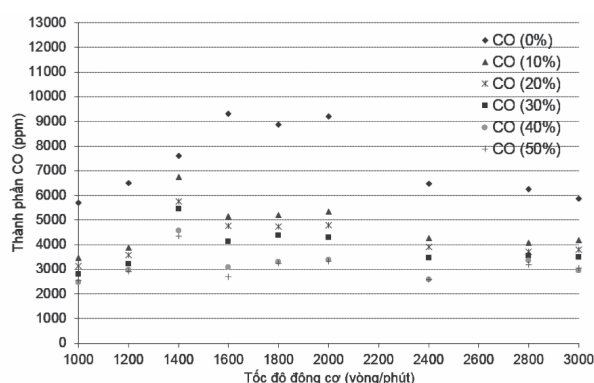


Hình 2. Kết quả mô phỏng phát thải HC ở các chế độ tải và tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

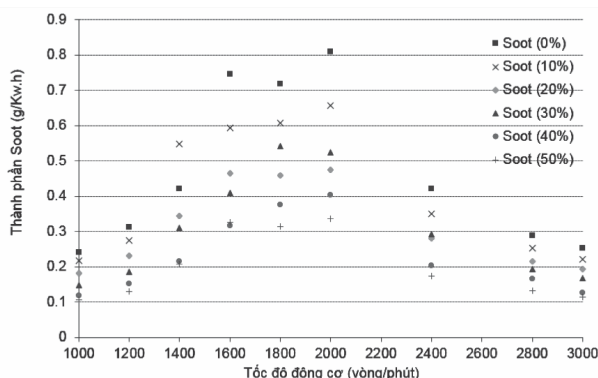


Hình 3. Kết quả mô phỏng phát thải NO_x theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác

Phát thải CO (hình 4): Khi tăng tỷ lệ LPG thì nồng độ phát thải CO giảm so với trường hợp đơn nhiên liệu ở mọi chế độ thử nghiệm. Xét trung bình, với tỷ lệ LPG thay thế 10%, 20%, 30%, 40%, 50% thì nồng độ CO trung bình giảm tương ứng là 34,03%, 41,41%, 46,04%, 55,03% và 56,98%. CO được tạo ra trong vùng cháy của nhiên liệu diesel; ở chế độ toàn tải, nhiệt độ của khí cháy cao nên khi tăng tỷ lệ LPG thì quá trình cháy càng mạnh, nhiệt độ tăng cao giúp ôxy hóa nhanh CO.



Hình 4. Kết quả mô phỏng phát thải CO theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác nhau



Hình 5. Kết quả mô phỏng phát thải Soot theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG khác nhau

Phát thải Soot (hình 5): Có thể thấy khi tăng tỷ lệ LPG thì phát thải Soot giảm so với trường hợp đơn nhiên liệu ở mọi chế độ thử nghiệm, với tỷ lệ LPG 10%, 20%, 30%, 40%, 50% thì Soot trung bình giảm tương ứng là

9,56%, 31,53%, 35,20%, 51,74% và 57,28%.

Do LPG được hòa trộn với không khí trên đường ống nạp nên hỗn hợp khí nạp vào xilanh đồng nhất hơn so với khi chỉ sử dụng nhiên liệu diesel, Soot của khí thải do đó giảm.

4. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu trên khi thay thế diesel bằng LPG với các tỉ lệ 10%, 20%, 30%, 40% và 50% (giữ nguyên tổng lượng LPG+diesel) thì phát thải CO, Soot giảm khi tăng tỉ lệ LPG thay thế diesel. Tuy nhiên, HC, NO_x lại tăng khi tăng tỉ lệ LPG thay thế diesel.

Kết quả nghiên cứu có thể định hướng cho việc nghiên cứu thực nghiệm sử dụng nhiên liệu LPG trên các động cơ diesel với tỉ lệ LPG thay thế khác nhau để đưa ra các điều kiện cụ thể khi chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel. ❖

Ngày nhận bài: 12/02/2025

Ngày phản biện: 24/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Minh Tuấn (2008), “*Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Tường Vi (2011), “*Nghiên cứu sử dụng lượng nhiên liệu LPG/diesel trên động cơ diesel*”. Tạp chí Giao thông Vận tải, số 1+2/2011, ISSN 0866-7012.
- [3]. Blackmer Dover Company (2008), “*Liquidified gas handbook*”. Bulletin 500-01.
- [4]. Nguyễn Quang Vinh, “*Nghiên cứu sử dụng khí hóa lỏng cho xe buýt vì mục đích bảo vệ môi trường*”. Công ty Cơ khí Ngô Gia Tự, 2008.
- [5]. AVL GmbH (2011), “*Singer cylinder research engine 5402*”. Austria.
- [6]. AVL-BOOST, “*Theory AVL-BOOST*”. AVL-BOOST, 2011.

TỐI ƯU HÓA THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ TRÊN MÁY XUNG TIA LỬA ĐIỆN

OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON ELECTRICAL DISCHARGE MACHINING

ThS. Nguyễn Văn Trúc*, ThS. Nguyễn Tiến Dũng
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: nvtruc@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Một trong những vấn đề cấp thiết của khoa học kỹ thuật là tạo ra sản phẩm có chất lượng tốt với chi phí thấp. Trong bài báo, tác giả nghiên cứu ảnh hưởng của thông số công nghệ đến độ mòn của điện cực khi gia công thép SKD11 trên máy xung OSCARMAX S430S với điện cực đồng đỏ. Kết hợp giữa lý thuyết và thực nghiệm, tác giả đã xây dựng được mô hình toán học giữa thời gian phóng xung, thời gian ngừng phóng xung và cường độ dòng điện đến độ mòn của điện cực trong quá trình gia công, từ đó làm cơ sở tìm ra bộ thông số công nghệ tối ưu. Kết quả nghiên cứu có thể được áp dụng trong sản xuất và là cơ sở để ứng dụng cho các vật liệu tương tự.

Từ khóa: Tối ưu thông số công nghệ; Mòn điện cực; Thép SKD11.

ABSTRACT

One of the urgent issues in science and technology is to produce products with good quality at low cost. In the article, the author studied the influence of technological parameters on the wear of electrodes when machining SKD11 steel on OSCARMAX S430S pulse machine with red copper electrodes. By combining theory and experiments, the author built a mathematical model linking pulse firing time, pause time, and current intensity to electrode wear during the machining process to determine the optimal technological parameters. The research results can be applied in production and serve as a basis for application to similar materials.

Keywords: Optimize technological parameters; Electrode wear; SKD11 steel.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Mòn điện cực là một trong những vấn đề lớn trong quá trình xung tia lửa điện EDM. Mòn điện cực ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác của chi tiết gia công. Mòn điện cực được nghiên cứu theo nhiều hướng khác nhau như: mòn hình dáng hình học của điện cực, mòn

điện cực theo khối lượng... khi thay đổi yếu tố công nghệ đầu vào đều ảnh hưởng đến độ mòn điện cực. Trong phạm vi của bài báo sẽ tiến hành nghiên cứu ảnh hưởng của thời gian phóng xung t_{on} và thời gian ngừng phóng xung t_{off} , cường độ dòng điện I_c đến độ mòn điện cực theo khối lượng [1].

2. TRANG THIẾT BỊ VẬT LIỆU THÍ NGHIỆM

Máy được sử dụng trong nghiên cứu này là máy xung OSCARMAX S430S của Đài Loan.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của máy

Hành trình trục (X)	400	mm
Hành trình trục (Y)	300	mm
Hành trình Servo (Z)	300	mm
Kích thước phôi tối đa (WxD)	920x505	mm
Chiều cao tối đa làm đầy bể điện môi	215	mm
Khoảng cách giữa ngàm máy và bàn	150 ÷ 450	mm
Khối lượng phôi tối đa	550	kg
Khối lượng điện cực tối đa	120	kg
Kích thước bàn (WxD)	650x350	mm



Hình 1. Máy xung OSCARMAX S430S

2.1. Mẫu thí nghiệm

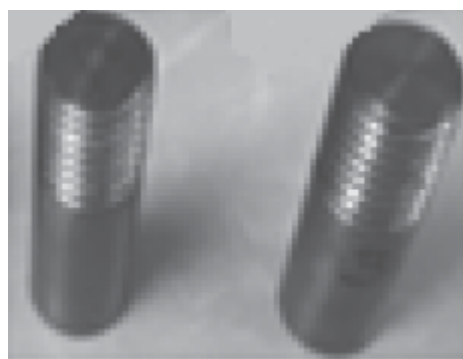
Vật liệu thí nghiệm là thép SKD11 có độ cứng sau nhiệt luyện của mẫu thép SKD11 đạt 52 ÷ 55 HRC. Kết quả phân tích thành phần hóa học của mẫu thép SKD11 như bảng 2.

Bảng 2. Thành phần hóa học mẫu vật liệu SKD11

Mác vật liệu	Thành phần hóa học trung bình các nguyên tố (%)					
	C	Si	Mn	Cr	Mo	V
SKD11	1,4 ÷ 1,6	≤ 0,4	≤ 0,6	11 ÷ 13	0,8 ÷ 1,2	0,2 ÷ 0,5

2.2. Điện cực

Qua khảo sát thấy rằng có hai nhóm vật liệu sử dụng để làm điện cực, đó là điện cực kim loại và điện cực graphit. Tuy nhiên, điện cực graphit ngày nay rất hạn chế sử dụng vì khó gia công và ảnh hưởng xấu đến môi trường và sức khỏe con người. Trong phạm vi nghiên cứu của bài báo, tác giả chọn vật liệu điện cực là đồng đỏ phù hợp với máy và vật liệu gia công.



Hình 2. Điện cực đồng đỏ



2.3. Thiết bị đo mòn

Sử dụng cân phân tích MW-P Series độ chính xác 1/1000 (hình 4).

Bảng 3. Đặc tính kỹ thuật của cân

Đặc tính	Thông số
Tải trọng	150 x 0,005 g
Đơn vị đo	g, ct, lb, oz, GN, ozt, dwt, tl, T
Kích thước	200x250x80 mm
Trọng lượng tối đa	1,1 kg
Chức năng	Cân, đếm, tính phần trăm



Hình 3. Cân phân tích MW-P Series

Trong quá trình gia công, chính điện cực cũng bị hót đi một lớp mỏng vật liệu của nó, tuy rất nhỏ so với lượng hót vật liệu của phôi, nhưng lại ảnh hưởng nhiều đến khả năng công nghệ. Do đó, sau khi gia công, ta tiến hành kiểm tra độ mòn điện cực [3].

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thí nghiệm

Ma trận thực nghiệm được xây dựng theo phương án thực nghiệm bậc 1 của Box-Wilson. Với ba thông số đầu vào sẽ thay đổi của quá trình thí nghiệm (t_{on} , t_{off} và I_e), sẽ có $2^k = 2^3 = 8$ điểm thí nghiệm gốc (ở mức mã hóa

-1 và +1); và nên lựa chọn ít nhất 3 điểm trung tâm (ở mức mã hóa 0) [2]. Như vậy, kế hoạch thí nghiệm sẽ bao gồm 11 điểm và được sắp xếp như trong bảng 4.

Bảng 4. Ma trận quy hoạch thực nghiệm

TT TN	Biến đầu vào mã hóa			Hàm đầu ra
	x_1	x_2	x_3	y
1	-1	-1	-1	y_1
2	1	-1	-1	y_2
3	-1	+1	-1	y_3
4	1	+1	-1	y_4
5	-1	-1	+1	y_5
6	1	-1	+1	y_6
7	-1	+1	+1	y_7
8	+1	+1	+1	y_8
9	0	0	0	y_9
10	0	0	0	y_{10}
11	0	0	0	y_{11}

Bảng 5. Số liệu thực nghiệm

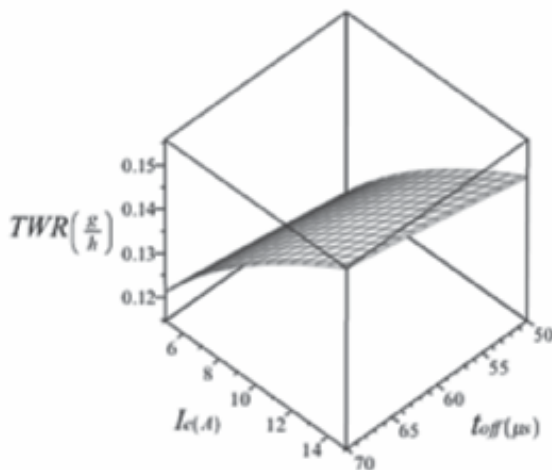
TT TN	t_{on} (μ s)	t_{off} (μ s)	I_e (A)	TWR (g/giờ)
1	6	50	5	0,108
2	20	50	5	0,16
3	6	70	5	0,13
4	20	70	5	0,14
5	6	50	15	0,15
6	20	50	15	0,17
7	6	70	15	0,125
8	20	70	15	0,23
9	13	60	10	0,205
10	13	60	10	0,22
11	13	60	10	0,21

3.2. Kết quả

Sau khi xử lý số liệu, kiểm tra khả năng làm việc của mô hình, ta thu được mô hình độ mòn của điện cực như sau:

$$TWR = 0,025 \cdot t_{on}^{0,285} \cdot t_{off}^{0,165} \cdot I_e^{0,228} \quad (*)$$

Các thông số công nghệ như thời gian phát xung (t_{on}), thời gian ngừng phát xung (t_{off}) và cường độ dòng điện (I_e) đều có ảnh hưởng đáng kể đến độ mòn điện cực (TWR). Trong đó, thời gian phát xung ảnh hưởng mạnh mẽ nhất, cường độ dòng điện ảnh hưởng ít hơn, thời gian ngừng phát xung ảnh hưởng ít nhất là phù hợp với các nghiên cứu lý thuyết trước đó [4].



Hình 4. Quan hệ độ nhám TWR với t_{on} , I_e (t_{on} tối ưu)

Trong giới hạn của bài báo, tác giả giải quyết bài toán tối ưu, tìm bộ thông số công nghệ (t_{on} , t_{off} , I_e) để TWR_{min} là giải quyết bài toán đơn mục tiêu cho cả ba thông số với điều kiện biên: $6 \leq t_{on} \leq 20$; $50 \leq t_{off} \leq 70$; $5 \leq I_e \leq 15$.

Kết quả:

$TWR_{min} = 0.114659046726292$ (g/giờ)
khi: $t_{on} = 6 \mu s$, $t_{off} = 50 \mu s$, $I_e = 5 A$.

4. KẾT LUẬN

Như vậy, kết hợp giữa lý thuyết thực nghiệm và phần mềm toán học Maple, bài báo đã chỉ ra ảnh hưởng bởi các thông số công nghệ (t_{on} , t_{off} , I_e) đến độ mòn điện cực khi gia công EDM và là cơ sở xác định bộ thông số tối ưu $t_{on} = 6 \mu s$, $t_{off} = 50 \mu s$, $I_e = 5 A$ để độ mòn điện cực $TWR = 0.114659046726292$ (g/giờ) nhỏ nhất.

Kết quả này có thể áp dụng trong sản xuất thực tế khi xung tia lửa điện EDM với thép SKD11 trên máy OSCARMAX S430S. ❖

Ngày nhận bài: 23/12/2024

Ngày phản biện: 10/01/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Vũ Hoài Ân, “*Gia công tia lửa điện*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật (2007).
- [2]. Trần Văn Địch, “*Nghiên cứu độ chính xác gia công bằng thực nghiệm*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật (2003).
- [3]. Nguyễn Tiến Thọ, “*Kỹ thuật đo lường và kiểm tra trong chế tạo máy*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật (2001).
- [4]. Ali Ozgedik, “*An experimental investigation of tool wear in electric discharge machining*”. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 27: 488-500 (2006).

THỬ NGHIỆM XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CHÍNH VÀ XÂY DỰNG ĐẶC TÍNH TẢI CỦA TÒI THỦY LỰC LỰC NÂNG 110 TẤN PHỤC VỤ NÂNG HẠ CỬA VAN ĐIỀU TIẾT NƯỚC TRONG CÁC CÔNG TRÌNH THỦY ĐIỆN, THỦY LỢI

TESTING TO DETERMINE THE MAIN PARAMETERS AND BUILD THE LOAD CHARACTERISTICS OF A 110 TON HYDRAULIC WINCH USED TO LIFT AND LOWER WATER CONTROL VALVES IN HYDROELECTRIC AND IRRIGATION PROJECTS

TS. Nguyễn Minh Tuấn^{1,*}, TS. Nguyễn Ngọc Linh², ThS. Lê Đình Hưng³

¹Trường Đại học Mở – Địa chất

²Công ty Cổ phần Công nghệ Công nghiệp Intec

³Viện Thủy công

*Email: nguyentuandr.hung@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu về tời thủy lực TTL110x2, hệ thống thử nghiệm, kết quả thử nghiệm tại hệ thống thử nghiệm của dây chuyền sản xuất tời thủy lực Công ty CP Công nghệ Công nghiệp Intec. Kết quả thử nghiệm tại hệ thống thử là cơ sở để đánh giá chất lượng sản phẩm so với các thông số thiết kế, đồng thời xây dựng đường đặc tính tải của hệ thống tời thủy lực theo tải trọng nâng.

Từ khóa: *Hệ thống tời thủy lực; Cửa van thủy điện; Thủy lợi; Tải trọng; Vận tốc nâng; Chiều cao nâng.*

ABSTRACT

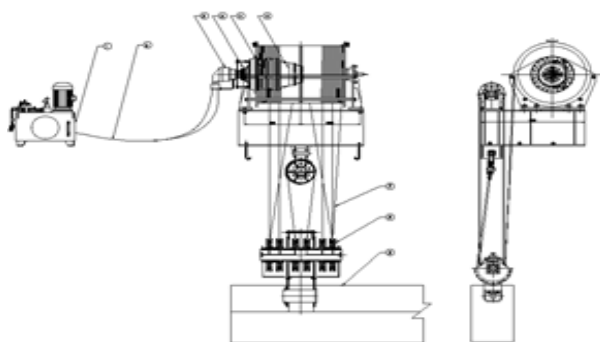
The article introduces the TTL110x2 hydraulic winch, the testing system, and the testing results at the testing system of the hydraulic winch production line of Intec Industrial Technology Joint Stock Company. The testing results at the testing system are the basis for evaluating the product quality compared to the design parameters, and at the same time, building the load characteristic curve of the hydraulic winch system according to the lifting load.

Keywords: *Hydraulic winch system; Hydraulic valve door; Hydraulic load; Lifting speed; Lifting height.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sau khi hệ thống tời thủy lực TTL110x2 được chế tạo và lắp ráp hoàn thiện, cần tiến hành thử nghiệm nhằm đánh giá chất lượng cũng như các thông số kỹ thuật của bơm trước khi lắp đặt vào thực tế sản xuất. Vì vậy, việc thử nghiệm tại phòng thí nghiệm để xác định các thông số kỹ thuật, sự hợp lý về kết cấu và khả năng vận hành của tời thủy lực là rất cần thiết. Độ chính xác của các thông số đo trong quá trình thử nghiệm phụ thuộc rất lớn vào các thiết bị đo, phương pháp đo và tính toán các thông số quy đổi. Căn cứ trên kết quả thí nghiệm tiến hành xác định các thông số kỹ thuật của hệ thống tời, làm cơ sở đánh giá khả năng làm việc của thiết bị và khả năng ứng dụng vào thực tế sản xuất. Đồng thời, từ thông số đo tiến hành xây dựng đường đặc tính tải cho tời thủy lực nâng 110 tấn.

Sơ đồ hệ thống tời thủy lực dùng cho đóng/mở cửa van thủy điện, thủy lợi của dự án được trình bày trên hình 1. Dự án đã chế tạo hoàn chỉnh 06 hệ thống tời thủy lực, ký hiệu là TTL110x2 để nâng/hạ cho 03 cửa van tại công trình đập dâng nước Cao Bằng, tỉnh Cao Bằng. Trước khi lắp đặt tại công trình, các hệ thống tời thủy lực này cần được kiểm tra các thông số chính là lực nâng Q (tấn), tốc độ nâng/hạ v (m/ph), công suất tiêu thụ N (kW).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống tời thủy lực dùng cho đóng/mở các cửa van

2. THỬ NGHIỆM VÀ KẾT QUẢ ĐẠT ĐƯỢC

2.1. Thông số kỹ thuật của cửa tời thủy lực TTL110x2

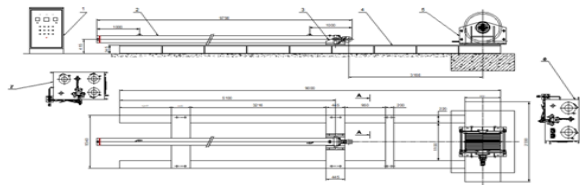
- Tải trọng nâng tại chế độ làm việc $Q = 110$ tấn;
- Tốc độ nâng/hạ ở chế độ làm việc $v = (0-0,5)$ m/ph;
- Tang kép;
- Bội suất Pa lăng: $a = 2 \times 6$;
- Chiều cao nâng: $H = 10$ m;
- Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh cỡ: INT6500L4W;
- Công suất động cơ điện: $N = 22$ kW.

2.2. Sơ đồ lắp đặt tời thủy lực trên giá thí nghiệm tại xưởng sản xuất

- Trên cơ sở các thiết bị đo, hệ thống đường ống, hệ thống điện và hệ thống xi lanh, trạm nguồn thủy lực phục vụ thử nghiệm tải trọng nâng của tời thủy lực tại xưởng sản xuất Công ty CP Công nghệ Công nghiệp Intec xây dựng sơ đồ lắp ráp để thử nghiệm tời thủy lực theo hình 2. Với hệ thống thử nghiệm tời thủy lực của dây chuyền là loại bán tự động, các thông số kỹ thuật đo được thực hiện tự động thông qua các sensor và kết nối hiển thị kết quả qua các thông số về lực nâng, vận tốc nâng trên màn hình trung tâm.

Các yêu cầu lắp đặt của các thiết bị đo được quy định phù hợp với tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5179:1990 (ST SEV 5312-85) về Máy nâng hạ – Yêu cầu thử thiết bị thủy lực về an toàn [2] và TCVN 8300:2009 – Công trình thủy lợi – Máy đóng mở kiểu xilanh thủy lực [3].



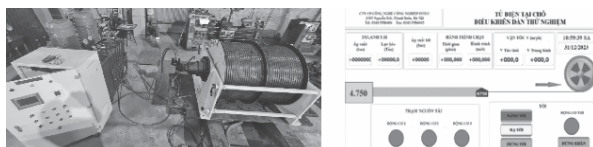


Hình 2. Sơ đồ lắp đặt tời TTL110x2 trên hệ thống thử nghiệm tời thủy lực tại xưởng sản xuất của Công ty Intec:

1. Tủ điện, 2. Xilanh gây tải, 3. Giá đỡ xilanh, 4. Khung giàn thử, 5. Tời thủy lực, 6. Trạm nguồn thủy lực điều khiển tời, 7. Trạm nguồn thủy lực điều khiển xi lanh gây tải

2.3. Kết quả đo đặc các thông số kỹ thuật tời thủy lực TTL110x2

Sau khi lắp đặt hệ thống tời thủy lực TTL110x2 lên hệ thống thí nghiệm của Công ty CP công nghệ công nghiệp Intec, tiến hành đo đặc các thông số kỹ thuật của thiết bị tời thủy lực theo quy trình thử nghiệm.



Hình 3. Tời thủy lực lắp đặt lên hệ thống thử và màn hình hiển thị

a) Các thông số đo trong quá trình thử nghiệm

Tời thủy lực được tiến hành đo xác định các thông số kỹ thuật: Lực nâng Q (tấn), vận tốc nâng v (m/ph), công suất tiêu thụ N (kW) và thông qua giá trị của Q , v xác định được hiệu suất chung của tời thủy lực theo công thức sau [1]:

$$\eta_{ht} = \frac{Q \cdot v}{1000 \cdot N}$$

Hiệu suất chung của hệ thống là tổng hợp các hiệu suất gồm: Hiệu suất hệ thống điều khiển thủy lực (η_{tl}), hiệu suất hộp giảm tốc hành tinh (η_{hgt}), hiệu suất cơ khí (η_{ck}) và hiệu suất tang tời (η_{tag}).

Với thiết bị nâng nói chung và tời thủy lực nói riêng, tiến hành thử nghiệm từ chế độ không tải $Q = 0$ và tải tăng dần: 25% Q ; 50% Q ; 75% Q ; 90% Q ; 100% Q ; 110% Q ; 125% Q .

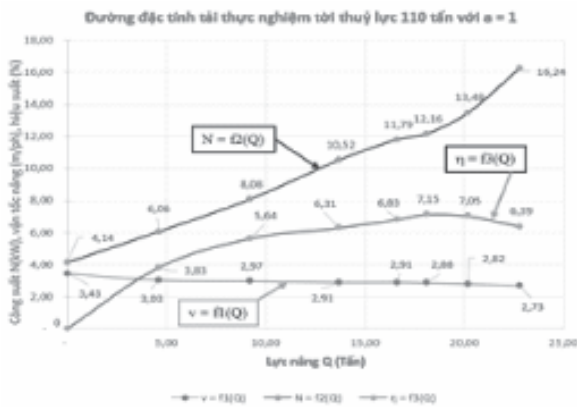
Kết quả thử nghiệm được trình bày tại bảng sau:

Stt	Nội dung đo	Xi lanh Gây tải		Vận tốc nâng hạ	Đường kính tang (D)	Tỷ số truyền HGT (i)	Công suất tiêu thụ (N)	Điện áp (U)	Dòng điện (I)	Hệ số công suất cos φ	Hiệu suất của hệ thống
		Áp suất	Lực kéo								
		Bar	Tấn								
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1	Chế độ không tải	-	-	3,43	0,86	402,9	4,14	398	6,99	0,86	-
2	Chế độ tải 25% Q_1	29,00	4,60	3,03	0,86	402,9	6,06	387	10,52	0,86	38,32
3	Chế độ tải 50% Q_1	58,00	9,20	2,97	0,86	402,9	8,08	384	14,12	0,86	56,38
4	Chế độ tải 75% Q_1	86,00	13,70	2,91	0,86	402,9	10,52	382	18,50	0,86	63,13
5	Chế độ tải 90% Q_1	104,00	16,60	2,91	0,86	402,9	11,79	380	20,84	0,86	68,26
6	Chế độ tải 100% Q_1	113,00	18,10	2,88	0,86	402,9	12,16	380	21,48	0,86	71,47
7	Chế độ tải 1,1% Q_1	126,00	20,20	2,82	0,86	402,9	13,48	379	23,87	0,86	70,45
8	Chế độ tải 1,25% Q_1	143,00	22,80	2,73	0,86	402,9	16,24	377	28,92	0,86	63,87

Tổng hợp các số liệu và hiệu chỉnh để xây dựng đường đặc tính tải của tời thủy lực. Đặc tính tải của tời thủy lực sẽ được xây dựng là hàm của tải trọng nâng (Q). Trên đường đặc tính tải của tời thể hiện ba thông số chính là hiệu suất toàn bộ hệ thống cơ cấu nâng (η_{ht}), công suất tiêu thụ (N) và vận tốc nâng (v).

$$v = f_1(Q); N = f_2(Q) \text{ và } \eta = f_3(Q)$$

Như vậy, ứng với mỗi chế độ tải trọng sẽ có được các thông số về công suất, hiệu suất, vận tốc nâng.



Hình 3. Đặc tính tải thực nghiệm tời thủy lực lực nâng 110 tấn

Ghi chú:

- Thông số hiệu suất trên đường đặc tính đã tính giảm đi 10 lần so với thực tế (để thuận tiện cho việc chia tỷ lệ trên trục tung).
- Các thông số lực nâng đo được ứng với bội suất Pa lăng $a = 1$, bội số Pa lăng $m = 2$ (với tang kép). Lực nâng thực tế $Q = Q_1 * a$ (Trong đó: Q_1 lực nâng tại $a = 1$, a – Bội suất Pa lăng thực tế).

2.4. Thảo luận

Từ kết quả thử nghiệm tời thủy lực lực nâng $Q = 110$ tấn tại chế độ đủ tải và vượt tải cụ thể như sau:

+ Tại chế độ tải 100%Q:

- Công suất tiêu thụ của động cơ là:
 $N = 12,16kW$;

- Vận tốc nâng/hạ: $V = 2,88m/ph$ (với $a = 1$), như vậy, $v = 0,48m/ph$ (với $a = 6$);

- Hiệu suất hệ thống nâng: $\eta_{ht} = 71,47\%$.

+ Tại chế độ tải 110%Q:

- Công suất tiêu thụ của động cơ là:
 $N = 13,48kW$;

- Vận tốc nâng/hạ: $V = 2,82m/ph$ (với $a = 1$), như vậy, $v = 0,47m/ph$ (với $a = 6$);

- Hiệu suất hệ thống nâng: $\eta_{ht} = 70,50\%$.

+ Tại chế độ tải 125%Q:

- Công suất tiêu thụ của động cơ là:
 $N = 16,24kW$;

- Vận tốc nâng/hạ: $V = 2,73 m/ph$ (với $a = 1$), như vậy, $v = 0,455m/ph$ (với $a = 6$);

- Hiệu suất hệ thống nâng: $\eta_{ht} = 63,87\%$.

* Kết luận:

- Về công suất: Đảm bảo tốc độ nâng/hạ theo yêu cầu $v = (0-0,5)m/ph$;

- Công suất tiêu thụ tại chế độ 100%Q, $N = 12,16kW$; 110%Q có $N = 13,48kW$; và 125%Q có $N = 16,24kW$;

- Hiệu suất hệ thống tại chế độ 100%Q, $\eta_{ht} = 71,47\%$; 110%Q có $\eta_{ht} = 70,50\%$; và 125%Q có $\eta_{ht} = 63,87\%$;

- Trong quá trình vận hành thử nghiệm,

hệ thống thiết bị hoạt động êm, không có các tiếng động hay va quẹt cơ khí.

Như vậy, với kết quả thử nghiệm trên, ta thấy rằng:

- Công suất ở các chế độ làm việc đều nhỏ hơn công suất động cơ đã chọn ($N_{dc} = 22kW$);

- Vận tốc nâng/hạ đảm bảo theo thiết kế $v = (0-0,5)$ m/ph;

- Hiệu suất của hệ thống:

Đối với hiệu suất của hệ thống, ta thấy rằng, ở chế độ làm việc bằng 100%Q thì hệ thống làm việc với hiệu suất tối ưu với $\eta_{ht} = 71,47\%$. Đối với hệ thống tời nâng/hạ nói chung và tời thủy lực nói riêng, hiệu suất này đảm bảo vấn đề tiết kiệm năng lượng của hệ thống trong quá trình vận hành sử dụng thiết bị. Trên thực tế, các hãng sản xuất tời cũng chưa công bố vấn đề về hiệu suất, chủ yếu quan tâm đến các thông số về lực nâng/hạ, tốc độ nâng/hạ của thiết bị và khả năng làm việc ổn định của thiết bị. Do đó, chưa có thiết bị đối chứng tương tự về vấn đề này của các hãng sản xuất.

3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu thành công tời thủy lực có lực nâng lớn tới 110 tấn được sản xuất trong nước với tỷ lệ nội địa hoá trên 60% góp phần vào việc cung cấp sản phẩm cơ khí tiên tiến phục vụ ngành thủy điện, thủy lợi. Từng bước cạnh tranh, thay thế hàng nhập khẩu, đặc biệt là các thiết bị tời của Trung Quốc.

Hệ thống tời thủy lực phù hợp với điều kiện thực tế của Việt Nam, đảm bảo khả năng thử vượt tải tới 125%, có thể thay thế cho các tời điện – cơ khí truyền thống, phục vụ đóng/mở cửa van các công trình thủy điện, thủy lợi ở trong nước và tham gia xuất khẩu cho các nước trong khu vực. ♦

Ngày nhận bài: **03/3/2025**

Ngày phản biện: **26/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng, “*Máy và thiết bị nâng*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2020.
- [2]. TCVN 5179:1990 (ST SEV 5312-85) – *Máy nâng hạ – Yêu cầu thử thiết bị thủy lực về an toàn*.
- [3]. TCVN 8300:2009 – *Công trình thủy lợi – Máy đóng mở kiểu xilanh thủy lực*.

TỔNG QUAN VỀ KIỂM SOÁT QUÁ TRÌNH KÉO, CHẢI VÀ KHUNG TỐC ĐỘ CỦA DÂY CHUYỀN KÉO SỢI

OVERVIEW OF DRAWING, BRUSHING PROCESS CONTROL AND SPEED FRAME OF SPINDING LINE

ThS. Vũ Dương Quang*, ThS. Phương Công Huân

Khoa Dệt may Thời trang, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: vdquang@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Nghiên cứu này thảo luận về nhu cầu kiểm soát quá trình trong các máy trung gian của dây chuyền kéo sợi: khung kéo, máy chải và khung tốc độ. Việc kiểm soát quá trình của từng máy này được thảo luận trong các phần riêng biệt. Mỗi phần bao gồm các vấn đề chính liên quan đến từng máy, bao gồm năng suất máy, xử lý vật liệu, đóng góp vào chất lượng sợi, các lỗi thường gặp và nguyên nhân của chúng, cũng như nhiều vấn đề khác liên quan đến kiểm soát quá trình.

Từ khóa: Máy chải; Khung kéo; Kéo sợi; Khung tốc độ; Chất lượng sợi.

ABSTRACT

This study discusses the need for process control in the intermediate machines of the spinning line: drawing frame, carding machine and speed frame. The process control of each of these machines is discussed in separate sections. Each section covers key issues related to each machine, including machine productivity, material handling, contribution to yarn quality, common errors and their causes, as well as many other issues related to process control.

Keywords: Comber; Draw frame; Drafting; Speed frame; Yarn quality.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Kiểm soát quá trình là một phần không thể thiếu trong sản xuất sợi. Vì dòng vật liệu trong quá trình kéo sợi diễn ra theo trình tự, đầu ra của một máy sẽ trở thành đầu vào cho máy tiếp theo. Mỗi máy trong dây chuyền kéo sợi thực hiện những nhiệm vụ cụ thể. Điều này làm cho việc kiểm soát quá trình trở nên quan trọng, vì nếu một máy hoạt động kém có thể làm ảnh hưởng đến hiệu suất và chất lượng của tất cả các máy khác [1].

Các quá trình chính dẫn đến quá trình kéo sợi bao gồm [2]:

- Phòng xé thối thực hiện chức năng mở và làm sạch nguyên liệu;
- Chải giúp tách riêng và làm sạch búi sợi;
- Khung kéo loại bỏ các điểm không đồng đều trong sợi thô;
- Chải kỹ chủ yếu loại bỏ sợi ngắn.

Mục tiêu của nghiên cứu này là thảo luận về các hoạt động kiểm soát quá trình liên

quan đến việc sử dụng khung kéo, máy chải và khung tốc độ. Kiểm soát quá trình chủ yếu nhằm kiểm soát các thông số máy hoặc quá trình như tốc độ, nhiệt độ, độ ẩm, áp suất và độ pH. Ngược lại, kiểm soát chất lượng tập trung vào việc đo lường và kiểm soát các đặc tính của sản phẩm. Trong quá trình kéo sợi, có sự chồng lấn đáng kể giữa kiểm soát quá trình và kiểm soát chất lượng. Chất lượng của sản phẩm trung gian và cuối cùng được giám sát cả trực tuyến và ngoại tuyến [3], đảm bảo rằng mọi sai lệch đều được phát hiện nhanh chóng và triển khai các bước kiểm soát quy trình phù hợp để khắc phục vấn đề chất lượng.

2. KIỂM SOÁT QUÁ TRÌNH TRONG KÉO

Quá trình kéo có ảnh hưởng lớn đến các công đoạn xử lý tiếp theo, với hiệu suất của khung kéo tác động đến độ dày sợi, số lượng sợi và các lỗi tiềm ẩn trong sợi. Những điều chỉnh nhỏ ở các yếu tố chính có thể được áp dụng để tạo ra nhiều loại sợi có các đặc điểm khác nhau [4].

- Cài đặt con lăn tối ưu được xác định bởi một số yếu tố, bao gồm loại sợi, độ dài, độ mảnh và độ xoắn, cùng với trọng lượng sợi thô và tỷ lệ kéo sợi vùng sau. Cài đặt con lăn cho các sợi tổng hợp như acrylic và polyester thường rộng hơn so với sợi bông, do sợi tổng hợp có độ xoắn lớn hơn và tạo ra trường ma sát dài hơn. Tuy nhiên, cài đặt con lăn cao hơn có thể tạo ra nhiều sợi bay hơn trong vùng kéo sợi, dẫn đến gia tăng độ không đồng đều của sợi. Vấn đề này càng trở nên nghiêm trọng hơn nếu hàm lượng sợi ngắn quá cao.

Cài đặt vùng con lăn phía trước là yếu tố quyết định độ đồng đều cuối cùng của sợi. Cài đặt vùng trước thường cao hơn từ 2-3 mm so với 5% chiều dài sợi (tính theo số lượng)

được cung cấp bởi thiết bị USTER AFIS, giúp tạo ra hiệu suất tối ưu nhất. Tùy thuộc vào loại sợi, độ xoắn của sợi và khuyến nghị của nhà sản xuất, cài đặt vùng sau nên rộng hơn từ 3-6 mm so với vùng trước. Tỷ lệ kéo thấp ở vùng sau và cài đặt vùng sau rộng hơn thường được sử dụng kết hợp để giảm ảnh hưởng của lực kéo sợi.

- Các con lăn trên là một yếu tố quan trọng trong quá trình kéo sợi, vì khi được ép với lực tương đối cao vào các con lăn dưới, chúng hướng dẫn sợi. Việc tăng áp lực con lăn trên sẽ thu hẹp khoảng cách giữa các vùng áp lực ở phía sau và phía trước của sợi, đồng thời kiểm soát chuyển động trôi của sợi trong vùng kéo. Điều này có thể giúp sợi đều hơn. Tuy nhiên, nếu áp lực con lăn trên quá cao, có thể xảy ra sự chồng lấn đáng kể giữa các vùng áp lực phía sau và phía trước trong vùng kéo chính, cản trở chuyển động của sợi và dẫn đến độ không đồng đều cao hơn trong sợi.

Các con lăn trên nhìn chung nên có cùng đường kính, với bọc bông được đánh bóng định kỳ để đảm bảo hiệu suất tốt. Các con lăn trên mềm hơn giúp giữ sợi tốt hơn so với bọc cứng hơn và có thể cải thiện độ dẫn hướng sợi. Tuy nhiên, điều này cũng khiến chúng bị mài mòn nhanh hơn. Thông thường, bọc có độ cứng 83 Shore được sử dụng cho các con lăn trên [5] trong quá trình xử lý sợi thô. Tuy nhiên, bọc có độ cứng thấp hơn có thể mang lại hiệu suất tốt hơn khi xử lý sợi chải kỹ.

- Các loại con lăn dưới phổ biến nhất được sử dụng trong quá trình kéo sợi là dạng có rãnh xoắn và rãnh song song. Các rãnh xoắn giúp kẹp sợi hiệu quả hơn so với rãnh song song [6] và giúp quá trình quay của các con lăn trên so với con lăn dưới diễn ra trơn tru hơn, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình sản xuất. Để đạt được quá trình xử lý êm ái và nâng cao độ

bám, các con lăn phía trước nên sử dụng rãnh xoắn, trong khi các con lăn ở giữa và phía sau sử dụng rãnh song song.

- Phân bố lực kéo: Hầu hết các khung kéo sợi hiện đại sử dụng hệ thống kéo hai vùng. Chức năng chính của vùng phía sau là chuẩn bị nguyên liệu cho quá trình kéo chính, diễn ra trong vùng phía trước. Để kéo sợi hiệu quả, các sợi cần phải vào vùng phía trước trong trạng thái căng thẳng, thẳng hàng. Tỷ lệ kéo của vùng phía sau thường dao động từ 1,3 - 1,7. Lực kéo của vùng phía sau nên được đặt trên giá trị tối hạn tại đó hiện tượng trượt-bám xảy ra [6]. Giá trị tối hạn này cũng phụ thuộc vào hướng sợi trong sợi thô, vì hướng sợi kém có thể yêu cầu tỷ lệ kéo cao hơn ở vùng phía sau. Tỷ lệ kéo của vùng phía sau trong khung kéo thô nên cao hơn một chút so với khung kéo hoàn thiện, và tổng tỷ lệ kéo trong khung kéo thô nên thấp hơn trong khung kéo hoàn thiện [7].

3. QUÁ TRÌNH CHUẨN BỊ CHẢI KỸ

Có hai loại quá trình chuẩn bị chải kỹ:

Phương pháp gấp chồng sợi (phương pháp cổ điển): Chải → máy tạo băng sợi → máy tạo dải sợi → máy chải kỹ.

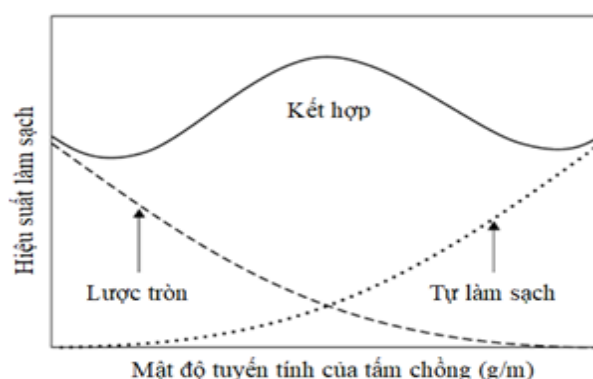
Phương pháp kéo sợi thô (phương pháp hiện đại): Chải → khung kéo sợi → máy kéo sợi đôi → máy chải kỹ.

Quá trình chải tạo ra hơn 50% sợi có móc ngược, nên cần có ít nhất hai giai đoạn kéo sợi trước khi đưa vào máy chải kỹ. Điều này giúp đảm bảo rằng sợi được đưa vào máy chải kỹ với phần lớn các móc hướng về phía trước.

Morton và Nield [8] đã quan sát thấy rằng khi bổ sung thêm một lần kéo sợi thứ

ba giữa máy chải và máy kéo sợi, lượng sợi có móc ngược tăng từ 13,1% lên 16,8%. Tuy nhiên, nếu quá trình kéo sợi bổ sung này đi kèm với việc đảo ngược hướng của sợi tại một số điểm trong quá trình, lượng sợi có móc ngược vẫn giữ nguyên và lượng sợi bị hỏng chỉ còn 11,3%. Do đó, trong khi quá trình kéo sợi bổ sung trước khi chải kỹ giúp tạo ra nhiều sợi song song hơn và ít móc hơn.

- Độ dày của tấm sợi: Một tấm sợi mỏng giúp quá trình chải kỹ diễn ra trơn tru khi lược tròn xuyên qua. Tuy nhiên, nó giữ lại các tạp chất và xơ rối kém, làm giảm khả năng loại bỏ chúng trong chu kỳ chải tiếp theo [6]. Do đó, tấm sợi mỏng giúp làm sạch lược tròn tốt nhưng lại có hiệu quả tự làm sạch kém. Ngược lại, tấm sợi dày có khả năng giữ sợi cao hơn và tạo ra một lớp sợi tốt hơn nhưng lại tạo lực mạnh lên lược tròn. Nếu tấm sợi quá dày, lược tròn có thể không xuyên qua hiệu quả, khiến lớp sợi phía trên khó tách ra. Vì vậy, việc chọn độ dày tối ưu của tấm sợi là rất quan trọng để đạt hiệu suất chải hiệu quả (Hình 1). Trong một số máy chải hiện đại, mật độ tuyến tính của tấm sợi khoảng 80 g/m.



Hình 1. Ảnh hưởng của độ dày tấm chồng lên hiệu suất làm sạch

- Sự song song của sợi trong tấm sợi: Mức độ định hướng của sợi trong tấm sợi có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất của máy chải 🖐

kỹ. Việc tăng lực kéo trước khi chải kỹ giúp tăng mức độ song song của sợi trong tấm sợi. Sự định hướng kém không chỉ làm mất đi các sợi tốt mà còn làm tăng tải trọng lên lược tròn.

- Loại cấp liệu: Có hai loại cấp liệu [9].

Cấp liệu tiến (Forward feed): Vật liệu được cấp vào khi kẹp di chuyển về phía con lăn tách sợi. Trình tự vận hành chính là: Chải kỹ → Cấp liệu → Tách → Chải kỹ.

Cấp liệu lùi (Backward feed): Vật liệu được cấp vào trong lúc kẹp quay trở lại vị trí ban đầu. Trình tự vận hành chính là: Chải kỹ → Tách → Cấp liệu → Chải kỹ.

Ảnh hưởng của chế độ cấp liệu đến quá trình chải kỹ: Đối với một sợi có độ dài nhất định, việc nó bị loại vào phần sợi thải hay giữ lại trong sợi chải kỹ phụ thuộc vào chế độ cấp liệu [5].

Nếu một sợi ngắn hơn độ dài ngưỡng, nó sẽ bị loại vào phần sợi thải. Nếu một sợi dài hơn độ dài ngưỡng, nó sẽ được giữ lại trong sợi chải kỹ.

Khi tăng khoảng cách, tỷ lệ sợi bị loại vào phần sợi thải cũng tăng lên. Tuy nhiên, việc tăng độ dài cấp liệu trên mỗi nhịp có thể dẫn đến các phản ứng khác nhau.

Trong cấp liệu tiến, tỷ lệ sợi thải giảm. Trong cấp liệu lùi, tỷ lệ sợi thải tăng lên do sợi dài hơn bị tách ra.

Giá trị độ dài cấp liệu trên mỗi nhịp cao hơn làm giảm số chu kỳ chải kỹ, đồng nghĩa với việc số lần tách giảm. Do đó, cấp liệu với độ dài cấp liệu lớn thường được chọn cho các loại sợi dài hơn vì chúng yêu cầu ít chu kỳ chải kỹ hơn.

Thông thường, cấp liệu tiến được chọn để đạt tốc độ sản xuất cao khi yêu cầu chất lượng ở mức trung bình, với tỷ lệ sợi thải duy trì khoảng 5% - 14%. Cấp liệu lùi được sử dụng khi cần chất lượng cao hơn, với tỷ lệ sợi thải dao động trong khoảng 14% - 25% [6].

Hiệu suất làm sạch của sợi chải kỹ cũng phụ thuộc vào chế độ cấp liệu. Cấp liệu lùi luôn cho chất lượng sạch hơn cấp liệu tiến, do quá trình chải kỹ diễn ra nhiều hơn trước khi sợi bị kẹp bởi con lăn tách.

Lược trên (Top comb): Mật độ kim của lược trên dao động từ 26 - 30 kim/cm, tùy thuộc vào chỉ số micronaire của sợi bông. Mật độ kim cao giúp loại bỏ xơ rối tốt hơn. Tuy nhiên, mật độ kim cao cũng có nguy cơ gây tắc nghẽn và hư hỏng, làm ảnh hưởng đến chất lượng sợi chải kỹ. Việc vệ sinh lược trên định kỳ là cần thiết để đảm bảo chất lượng đồng đều và ổn định của sợi chải kỹ. Bao gồm các nguyên nhân chính như: Nguyên nhân của lỗi trong quá trình kéo sợi; Nguyên nhân gây ra hiện tượng cuốn con lăn; Nguyên nhân gây ra lỗi suốt mềm; Nguyên nhân gây ra lỗi đổ sợi; Nguyên nhân gây ra lỗi bông vón cục; Nguyên nhân của lỗi đầu sợi chùng [10].

4. KẾT LUẬN

Với sự phát triển của công nghệ máy tính và thông tin, các hoạt động kiểm soát quy trình trong ngành kéo sợi đang ngày càng trở nên tinh vi hơn. Một số phiên bản hiện đại của máy kéo sợi tự động được trang bị điều khiển tốc độ mờ, như cơ chế tạo lớp chồng của máy kéo tốc độ đã được thay thế bằng hệ thống điều khiển dựa trên vi xử lý. Cùng với việc kiểm soát quy trình, chính thiết kế của máy móc cũng đang được hưởng lợi từ những tiến bộ công nghệ. Máy kéo tốc độ cao của Rieter, hoặc

được thiết kế phù hợp với các tiến bộ trong phát triển quy trình bằng máy tính.

Trong một thị trường do khách hàng chi phối, yêu cầu về chất lượng sản phẩm dệt may ngày càng trở nên nghiêm ngặt hơn, làm cho vai trò của việc kiểm soát quy trình trở nên quan trọng hơn bao giờ hết. Trong tương lai, vai trò của công nghệ như: Sản xuất thông minh, robot, CPS, IoT, phân tích dữ liệu data, điện toán đám mây và trí tuệ nhân tạo AI trong ngành kéo sợi không chỉ tăng lên mà các hoạt động kiểm soát quy trình này cũng sẽ chủ yếu dựa vào các hệ thống trực tuyến và tự động. Tuy nhiên, kỹ sư dệt may vẫn sẽ có vai trò quan trọng, do đó, kiến thức sâu rộng về kiểm soát quy trình là điều tối quan trọng để đối phó với những thách thức sắp tới. ❖

Ngày nhận bài: **12/02/2025**

Ngày phản biện: **24/02/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Ratnam TV, Seshan KN, Chellamani K và Karthikeyan S (2004), “*Quality Control in Spinning*”. Coimbatore, SITRA.
- [2]. Slater K (1996), “*Textile Progress: Yarn Evenness*”, Manchester, The Textile Institute
- [3]. Bar H P, Furter R và Harzomenser I (2000), “*Influence of autoleveling and online quality control on the quality of ring yarns*”. Textil Praxis, 45, 362.
- [4]. Garde A R and Subramanian T A (1988), “*Process Control in Cotton Spinning*”, 2nd Ed.. Ahmedabad, ATIRA.
- [5]. Chattopadhyay R (2012), “*Advances in Technology of Yarn Production*”. New Delhi, NCUTE Publications.
- [6]. Klein W (1997), “*Short Staple Spinning Series, Vol 3: A practical Guide to Combing and Drawing*”, Manchester, The Textile Institute.
- [7]. Salhotra K R (2014), “*Spinning of Manmade and Blends on Cotton System*”, Mumbai, The Textile Association (India).
- [8]. Morton WE và Nield R (1953), “*The effect of lap preparation on waste extraction at the cotton comber*”. J. Text. Trùng, 44, T317-T334.
- [9]. Operating instruction of RSB 851 drawframe, Lakshmi machine works, Coimbatore India.
- [10]. Giáo trình chuẩn bị dệt, NXB. Đại học Bách khoa Hà Nội, 2017.

ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ HÌNH HỌC ỐNG MAO DẪN ĐẾN LƯU LƯỢNG DẦU TRONG Ổ THỦY TĨNH

THE INFLUENCE OF CAPILLARY GEOMETRY PARAMETERS ON OIL FLOW RATE IN A HYDROSTATIC BEARING

Lý Hải Ly¹, Trần Thế Hùng², Bùi Tuấn Anh^{2,*}

¹Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng (Phương Đông, Uông Bí, Quảng Ninh)

²Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: anh.buituan@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học ống mao dẫn, cụ thể là đường kính mao dẫn (từ 0,1 mm đến 1 mm) và tỷ số chiều dài/đường kính ống mao dẫn (l_c/d_c), đến lưu lượng dầu trong ổ thủy tĩnh của trục chính máy công cụ. Kết quả cho thấy lưu lượng dầu tỷ lệ thuận với áp suất bơm và khe hở giới hạn, nhưng tỷ lệ nghịch với độ nhớt dầu và tỷ số chiều dài/đường kính ống mao dẫn. Nghiên cứu này nhằm mục đích xác định bộ thông số hình học ống mao dẫn tối ưu để cải thiện hiệu suất bôi trơn, giảm mòn và kéo dài tuổi thọ trục chính. Mô hình mô phỏng sử dụng một ổ thủy tĩnh bốn buồng dầu không có rãnh thoát, và phân tích tập trung vào ảnh hưởng của đường kính ống mao dẫn và tỷ số chiều dài/đường kính đến lưu lượng dầu dưới các điều kiện độ nhớt và khe hở khác nhau.

Từ khóa: Ổ thủy tĩnh; Ống mao dẫn; Lưu lượng; Trục chính máy công cụ.

ABSTRACT

This paper investigates the influence of capillary geometry parameters, specifically capillary diameter (ranging from 0.1 mm to 1 mm) and the length-to-diameter ratio of the capillary (l_c/d_c), on the oil flow rate in a hydrostatic bearing of a machine tool spindle. Results indicate that oil flow rate is directly proportional to pump pressure and the limiting clearance, but inversely proportional to oil viscosity and the capillary length-to-diameter ratio. This study aims to determine the optimal capillary geometry parameters to improve lubrication performance, reduce wear, and extend the lifespan of the spindle. The simulation model utilizes a four-chamber hydrostatic bearing without oil drain grooves, focusing the analysis on the effects of capillary diameter and length-to-diameter ratio on oil flow rate under varying viscosity and clearance conditions.

Keywords: Hydrostatic bearing; Capillary tube; Oil flow rate; Machine tool spindle.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trục chính trong các máy công cụ là một trong những bộ phận quan trọng nhất, quyết định năng suất gia công cũng như chất lượng bề mặt của các chi tiết [1]. Độ cứng vững của cụm trục chính là một chỉ số kỹ thuật quan trọng của máy công cụ. Độ cứng vững càng lớn, độ chính xác của máy càng cao và các chi tiết gia công càng chính xác. Độ cứng của bộ phận trục chính bôi trơn thủy tĩnh không chỉ phụ thuộc vào các thông số hình học như số buồng dầu, khe hở hướng tâm, chiều dài và chiều rộng của ổ,... mà còn phụ thuộc vào các thông số bôi trơn thủy tĩnh: lưu lượng, áp suất và khe hở giữa trục và bạc. Trong số đó, lưu lượng là một đặc tính quan trọng của ổ thủy tĩnh [2, 3]. Áp suất và lưu lượng trong buồng dầu tỷ lệ thuận với nhau, vì vậy cần phải điều khiển lưu lượng sao cho áp suất màng dầu tăng hoặc giảm theo tải trọng tác dụng. Việc điều chỉnh lưu lượng dầu sẽ điều chỉnh độ dày màng dầu trong ổ thủy tĩnh hoặc vị trí tâm trục chính. Ống mao dẫn được sản xuất bằng các phương pháp thông thường như sử dụng ống mao dẫn được gia công sẵn có kích thước tiêu chuẩn với đường kính/chiều dài lỗ phù hợp để tạo các lỗ sâu trên thành ổ nối với buồng dầu. Độ cứng của màng dầu không phụ thuộc vào độ nhớt và nhiệt độ của dầu bôi trơn. Năm 2015, Bo-Sung Kim và cộng sự đã trình bày một nghiên cứu điều tra các đặc tính nhiệt của máy mài có trục chính thủy tĩnh. Các tác giả đã tiến hành cả phân tích thực nghiệm và phân tích phần tử hữu hạn để hiểu tác động của nhiệt độ của ổ đến biến dạng nhiệt của máy [4]. Một nghiên cứu được trình bày bởi He Qiang và cộng sự nghiên cứu việc thay thế ổ lăn trong trục chính máy công cụ bằng ổ thủy tĩnh [5]. S. Uberti và cộng sự đã trình bày một nghiên cứu mô tả việc thiết kế và

phát triển một bàn thử nghiệm chuyên dụng để đánh giá khả năng làm việc của cụm trục chính thủy tĩnh trong các điều kiện thực nghiệm khác nhau [6]. Năm 2014, W. Chen và cộng sự đã trình bày thiết kế mới cho trục chính thủy tĩnh, phân tích phần tử hữu hạn và các nguyên tắc thủy tĩnh để tối ưu hóa hiệu suất động được [7].

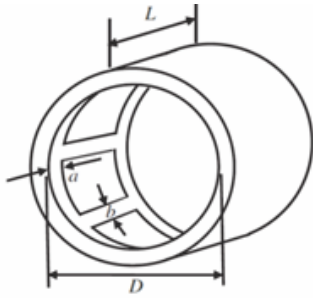
Trong nghiên cứu này, ảnh hưởng của các thông số ống mao dẫn đến lưu lượng dầu vào ổ thủy tĩnh, cùng với điều kiện làm việc của dầu, được kiểm tra. Mục tiêu là đánh giá các khía cạnh của các thông số hình học ảnh hưởng đến lưu lượng dầu vào ổ thủy tĩnh để tìm ra một bộ thông số phù hợp cho các trục chính khác nhau. Điều này có thể dẫn đến hiệu suất bôi trơn được cải thiện, giảm mòn và kéo dài tuổi thọ của trục chính.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG CỤM Ổ THỦY TĨNH

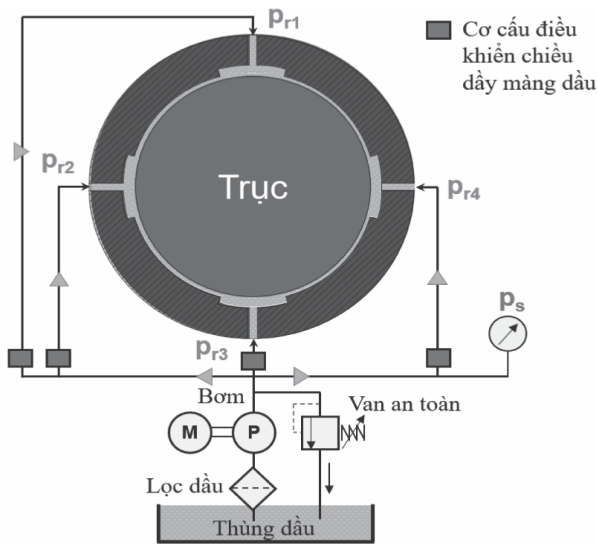
Bộ phận trục chính của máy mài tròn ngoài có cấu trúc ổ thủy tĩnh bao gồm bốn buồng dầu và không có rãnh thoát dầu. Cấu trúc ổ thủy tĩnh được mô tả trong Hình 1. Bộ phận trục chính thủy tĩnh hoạt động dựa trên áp suất dầu ngoài đủ để nâng trục và đảm bảo bôi trơn ướt giữa trục và bạc. Ổ thủy tĩnh có áp suất không đổi có sơ đồ và nguyên lý hoạt động được thể hiện trong Hình 2. Bơm dầu tạo ra một áp suất dầu (p_s) và bơm nó vào buồng dầu có áp suất (p_r). Lưu lượng dầu vào buồng dầu được điều khiển bởi ống mao dẫn để đảm bảo độ ổn định của độ dày màng dầu trong ổ. Khi xét đến trọng lượng của trục, tải trọng ngoài (P) và diện tích hiệu dụng của buồng dầu (F) với độ lệch tâm (e), có phương trình cân bằng lực:

$$W = (p_3 - p_1) \times F \quad (1)$$





Hình 1. Sơ đồ kết cấu ổ thủy tĩnh không có rãnh thoát dầu



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý ổ thủy tĩnh trục chính máy công cụ

Trong các điều kiện làm việc bình thường, nhằm tăng tính linh động cũng như lưu lượng dầu chảy qua ổ, dầu bôi trơn cho ổ thủy tĩnh có độ nhớt thấp nằm trong phạm vi $1 \div 10$ mPa.s. Thông thường, để hình thành mao dẫn dầu, các thông số hình học d_c thay đổi trong khoảng $0,1 \div 1$ mm và tỷ số l_c/d_c trong khoảng từ $20 \div 200$. Với $l_c/d_c < 20$ thì sẽ gây nên sai số lớn, l_c/d_c càng nhỏ thì dòng chảy trong ống sẽ càng nhiều loạn, mô hình dòng chảy sẽ càng tiến về dạng miệng phun.

Cơ cấu điều khiển lưu lượng dạng mao dẫn sẽ tạo ra dòng chảy tầng của chất bôi trơn vào trong buồng dầu. Các thông số hình học

của ống mao dẫn bao gồm chiều dài mao dẫn l_c và đường kính mao dẫn d_c là hai thông số hình học quan trọng ảnh hưởng trực tiếp tỷ số áp lực dầu buồng dầu với áp lực bơm, ta có:

$$\beta = \frac{p_r}{p_s} = \frac{1}{(1 + B_n K_c h^3)} \quad (2)$$

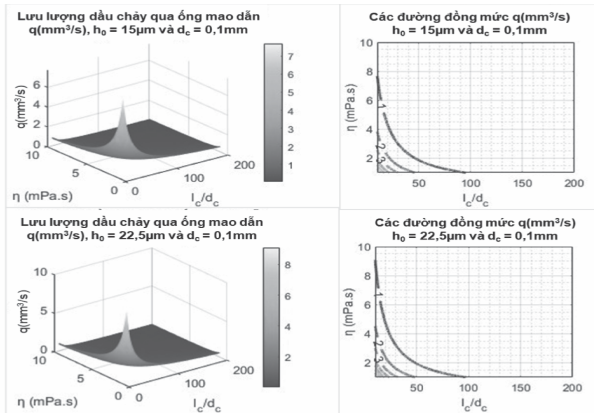
Trong đó, B_n là hệ số ảnh hưởng của biên dạng ổ tới lưu lượng dầu và K_c là hệ số mao dẫn.

Các thông số chính khác cho các mô phỏng trong nghiên cứu này bao gồm: $n = 4$, $D = 70$ mm, $a = 14$ mm, $\theta = 30^\circ$, $L = 56$ mm, $h_0 = 15 \div 22,5 \mu\text{m}$, $p_s = 3 \div 5$ MN/m², $\eta = 1 \div 10$ mPa.s. Với ổ 4 buồng dầu và kết cấu điều khiển chiều dày màng dầu bằng ống mao dẫn, lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn vào ổ xác định theo công thức:

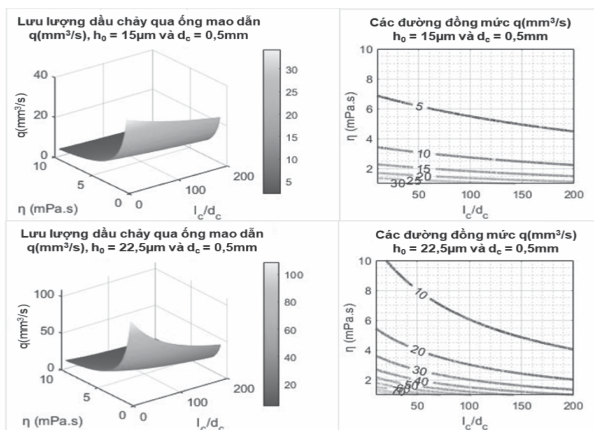
$$q = \frac{5\pi}{6} \frac{p_s}{\eta} \frac{h_0^3}{1 + 106,67 \frac{h_0^3}{d_c^3} \left(\frac{l_c}{d_c} \right)} \quad (3)$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

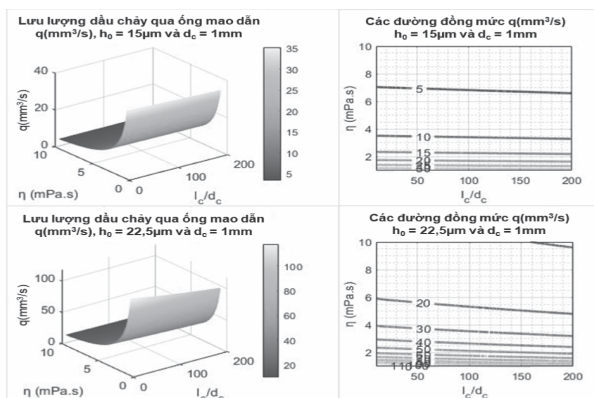
Từ phương trình (3), dễ dàng nhận thấy lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn vào ổ q là đại lượng tỷ lệ thuận với áp suất bơm p_s (hàm bậc nhất), do đó hàm số lưu lượng q là hàm số tuyến tính theo áp suất p_s nên khi khảo sát đặc tính lưu lượng này theo các biến số khác ta chỉ cần đánh giá tại một điểm giá trị p_s , trong mô phỏng này chọn $p_s = 4$ MPa. Lần lượt ta sẽ khảo sát đánh giá đặc tính lưu lượng dầu chảy vào ổ q ứng với từng trường hợp đường kính mao dẫn d_c tăng trong phạm vi từ 0.1 mm đến 1 mm, thông số hình học ống mao dẫn $l_c/d_c = 20$ tại hai vị trí khe hở giới hạn trên và khe hở giới hạn dưới. Kết quả mô phỏng được thể hiện từ hình 3 đến hình 5.



Hình 3. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 0,1\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$



Hình 4. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 0,5\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$



Hình 5. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm^3/s), khi $d_c = 1\text{mm}$, khe hở giới hạn $h_0 = 15\mu\text{m}$ và $h_0 = 22,5\mu\text{m}$

Nhìn vào đồ thị, trên cơ sở các đường đồng mức lưu lượng ta có thể thấy, khi tăng độ nhớt của dầu bôi trơn dẫn đến lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn giảm, dễ thấy q và η là hai đại lượng tỷ lệ nghịch với nhau. Với cùng điều kiện đường kính ống mao dẫn d_c , khi khe hở giới hạn tăng cũng dẫn đến lưu lượng dầu qua ống mao dẫn tăng, ngược lại khi tăng tỷ số l_c/d_c , lưu lượng dầu qua ống mao dẫn có xu hướng giảm. Cụ thể: khi xét ở điều kiện lưu lượng tối đa tại giá độ nhớt ở mức thấp nhất $\eta = 1 \text{ mPa.s}$, tỷ số $l_c/d_c = 20$, kết quả thể hiện trong Bảng 1. Có thể thấy ở đường kính mao dẫn thấp, cụ thể ở trường hợp nhỏ nhất tại $d_c = 0,1\text{mm}$ thì lưu lượng q tăng từ $4,31\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 15\mu\text{m}$) lên $9,07\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 22,5\mu\text{m}$), tỷ lệ lưu lượng tăng theo khe hở giới hạn là 9,39%. Khi ở trường hợp lớn nhất tại $d_c = 1\text{mm}$ thì lưu lượng q tăng từ $35,09\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 15\mu\text{m}$) lên $116,45\text{mm}^3/\text{s}$ ($h_0 = 22,5\mu\text{m}$), tỷ lệ lưu lượng tăng theo khe hở giới hạn này đã rất lớn là 234,6%, điều này chứng tỏ lưu lượng q tăng mạnh theo khe hở giới hạn. Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn tăng dẫn đến làm tăng khả năng làm mát của ổ. Từ những khảo sát trên có thể thấy, để tăng lưu lượng dầu cần đường kính mao dẫn d_c càng lớn càng tốt, tỷ số mao dẫn l_c/d_c càng nhỏ càng tốt. Tuy nhiên, như đã đề cập ở trên thì đường kính (d_c) và chiều dài (l_c) của ống mao dẫn cần phải được khảo sát lựa chọn để độ cứng vững màng dầu đạt phạm vi yêu cầu.



Bảng 1. Bảng giá trị lưu lượng dầu tối đa chảy qua ống mao dẫn

Trường hợp	d_c (mm)	Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn q (mm ³ /s)		Tỷ lệ q tăng theo khe hở giới hạn
		$h_0 = 15\mu\text{m}$	$h_0 = 22,5\mu\text{m}$	
1	0,1	4,31	4,71	9,39%
2	0,2	18,60	29,54	58,82%
3	0,3	27,90	62,78	125,00%
4	0,4	31,77	86,46	172,14%
5	0,5	33,42	99,87	198,84%
6	0,6	34,20	107,22	213,48%
7	0,7	34,62	111,39	221,79%
8	0,8	34,85	113,88	226,74%
9	0,9	35,00	115,43	229,84%
10	1	35,09	116,45	231,87%

Trong thực tế, dầu bôi trơn dùng cho ổ thủy tĩnh thường chọn dầu có độ nhớt thấp nhằm tăng lưu lượng dầu trong quá trình bôi trơn, tăng khả năng làm mát cho ổ. Các loại dầu bôi trơn độ nhớt thấp không phổ biến tại thị trường Việt Nam. Dầu bôi trơn có độ nhớt thấp nhất cung cấp trên thị trường có độ nhớt ở 40°C là 1,67 mPa.s. Ngoài ra, khi tăng đường kính ống mao dẫn d_c , sự gia tăng lưu lượng dầu dẫn đến áp suất buồng dầu cao hơn. Điều này cải thiện độ cứng của màng dầu, giúp ổ trục chịu tải tốt hơn và duy trì độ chính xác gia công. Tuy nhiên, cần chú ý rằng việc tăng tỷ số l_c/d_c cũng đồng nghĩa với chiều dài ống mao dẫn lớn, gây khó khăn trong việc gia công các lỗ mao dẫn đường kính nhỏ với chiều sâu lớn trên thân bạc thủy tĩnh, như dung sai độ tròn và độ nhám bề mặt lỗ. Do đó, việc lựa chọn các thông số mao dẫn dựa trên điều kiện sản xuất chế tạo thực tế.

4. KẾT LUẬN

Bài viết trình bày một nghiên cứu và mô phỏng toàn để đánh giá ảnh hưởng của các thông số mao dẫn, cụ thể là đường kính (d_c) và chiều dài (l_c) của ống mao dẫn đến lưu lượng dầu. Tăng lưu lượng dầu dẫn đến làm tăng khả năng làm mát của ổ, muốn tăng lưu lượng dầu cần tăng đường kính mao dẫn d_c và giảm tỷ số mao dẫn l_c/d_c . Lưu lượng dầu chảy qua ống mao dẫn đạt lớn nhất tại dẫn $l_c/d_c = 20$, $\eta = 1\text{mPa.s}$. Tuy nhiên, tuy nhiên cần phải lựa chọn l_c , d_c để phù hợp để tạo ra áp suất buồng dầu và độ cứng vững của ổ trong phạm vi cho phép. Tăng tỷ số l_c/d_c đồng nghĩa với chiều dài ống mao dẫn sẽ lớn điều này gây khó khăn trong việc chế tạo lỗ mao dẫn đường kính nhỏ có chiều sâu lớn trên thân bạc thủy tĩnh. Do đó, việc lựa chọn các thông số mao dẫn và áp suất bơm phải dựa trên điều kiện sản xuất thực tế. ❖

Ngày nhận bài: **12/01/2025**
 Ngày phản biện: **04/02/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. V.-H. Pham, M.-T. Nguyen, and T.-A. Bui, “Oil pressure and viscosity influence on stiffness of the hydrostatic spindle bearing of a medium-sized circular grinding machine”. International Journal of Modern Physics B, vol. 34, no. 22n24, p. 2040156, 2020, doi: 10.1142/s0217979220401566.
- [2]. W. B. Rowe, “Chapter 2 - Basic Flow Theory”. In Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, W. B. Rowe Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 25-48.
- [3]. W. B. Rowe, “Chapter 5 - Flow Control and Restrictors”. In Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, W. B. Rowe Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 83-113.
- [4]. B.-S. Kim, G.-T. Bae, G.-N. Kim, H.-M. Moon, J.-P. Noh, and S.-C. Huh, “A study on the thermal characteristics of the grinding machine applied hydrostatic bearing”. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, vol. 39, no. 3, pp. 717-728, 2015, doi: 10.1139/tcsme-2015-0057.
- [5]. Li Lili, Qiang He, Ren Fengzhang, Volinsky Alex, “Numerical Simulation and Experimental Study of the Hydrostatic Spindle with Orifice Restrictors”. The Open Mechanical Engineering Journal, 2015, pp. 1293-1303.
- [6]. G. B. a. D. C. S. Uberti, “Study & design of a special test bench for hydrostatic spindle housings”. In Proceedings of Design 2010, the 11th International Design Conference, Dubrovnik, Croatia, 2010, pp. 1729-1740.
- [7]. W. Chen, Y. Sun, Y. Liang, Q. Bai, P. Zhang, and H. Liu, “Hydrostatic spindle dynamic design system and its verification”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, vol. 228, no. 1, pp. 149-155, 2014, doi: 10.1177/0954405413497006.

GIẢI HỆ THANH SIÊU TĨNH BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN KẾT HỢP VỚI LẬP TRÌNH MATLAB

SOLVE FRAME SYSTEM PROBLEMS BY USING FINIT ELEMENT METHOD
COMBINED MATLAB PROGRAMMING APPLICATION

ThS. Đào Văn Lập

Khoa Cơ sở cơ bản, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: vanlap@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Bài toán về hệ thanh siêu tĩnh trong Sức bền vật liệu đa phần đều là các bài toán phức tạp, có nhiều bậc tự do đòi hỏi một khối lượng tính toán lớn. Hiện nay, phương pháp PTHH đã và đang được sử dụng rất rộng rãi trong tính toán cơ khí, kỹ thuật... Tuy nhiên, khi áp dụng phương pháp này luôn gặp các khó khăn về mặt toán học. Bài báo này đưa ra ý tưởng về việc ứng dụng lập trình MATLAB kết hợp phương pháp PTHH để đi giải quyết một số bài toán về hệ thanh siêu tĩnh bậc cao của môn học Sức bền vật liệu.

Từ khóa: Phương pháp PTHH; Phần mềm MATLAB; Hệ thanh siêu tĩnh.

ABSTRACT

Problems on superstatic bar systems in Strength of Materials are mostly complex problems with many degrees of freedom requiring a large amount of calculation. Currently, the FEM method has been widely used in mechanical and engineering calculations... However, when applying this method, there are always mathematical difficulties. This article presents the idea of applying MATLAB programming combined with the FEM method to solve some problems on high-order superstatic bar systems in the subject Strength of Materials.

Keywords: FEM method; MATLAB software; Frame.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong tính toán sức bền vật liệu, việc bắt gặp bài toán siêu tĩnh là một nội dung thường gặp và phổ biến. Việc giải các bài toán hệ siêu tĩnh được thực hiện bởi nhiều phương pháp, nhưng nhìn chung, có thể đưa về hai nhóm chính: nhóm các phương pháp giải tích và nhóm các phương pháp số. Với việc phát

triển mạnh của công nghệ thông tin, các phương pháp số thể hiện nhiều ưu điểm, trong đó phải kể đến phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH). Đây là phương pháp rất hiệu quả và được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực khoa học và kỹ thuật, trong đó có việc tính toán giải quyết các bài toán siêu tĩnh của hệ kết cấu. Trong phương pháp PTHH, các dữ liệu đầu vào như sơ đồ tính, sơ đồ tải trọng đều được số hóa nên

việc nhập dữ liệu đầu vào rất dễ dàng. Toàn bộ sơ đồ tính được đưa về ma trận độ cứng, sơ đồ tải trọng được đưa về véc tơ tải trọng nút. Việc tính chuyển vị nút còn lại là giải phương trình cân bằng dưới dạng ma trận. Vấn đề đặt ra là khi gặp những hệ kết cấu lớn có nhiều phần tử thanh, nhiều bậc tự do là các thành phần chuyển vị tại nút sẽ gặp khó về mặt tính toán. Điều đó dẫn đến việc phải kết hợp phần mềm toán vào phương pháp PTHH để phân tích hệ kết cấu được đơn giản hơn [1].

Trên cơ sở phân tích tính năng của các phần mềm toán học thông dụng, cùng với kinh nghiệm ứng dụng các phần mềm toán vào giảng dạy, tác giả nhận thấy việc áp dụng MATLAB vào phương pháp PTHH để đi giải quyết bài toán về hệ thanh siêu tĩnh bậc cao là rất hiệu quả đối với việc học tập và nghiên cứu của sinh viên và học viên cao học. Phần mềm MATLAB có các ưu điểm vượt trội với các bài toán ma trận, các bài toán cần được số hóa, cần được lập trình và tự động hóa cao. Phần mềm MATLAB trợ giúp cho việc tính toán, vẽ đồ thị rất ưu việt. Các lệnh của MATLAB mạnh và hiệu quả, cho phép giải các loại hình toán khác nhau, đặc biệt hữu dụng cho các hệ phương trình tuyến tính hay các bài toán ma trận được gặp nhiều trong phương pháp PTHH [2].

2. TRÌNH TỰ TÍNH NỘI LỰC, CHUYỂN VỊ CỦA HỆ THANH SIÊU TÍNH BẰNG PHƯƠNG PHÁP PTHH ỨNG DỤNG PHẦN MỀM MATLAB

2.1. Phương pháp PTHH tính nội lực, chuyển vị của hệ thanh siêu tĩnh

Trong phương pháp PTHH - mô hình chuyển vị, thành phần chuyển vị được xem là đại lượng cần tìm. Chuyển vị được lấy xấp xỉ trong dạng một hàm đơn giản gọi là hàm xấp

xi (hay còn gọi là hàm chuyển vị). Áp dụng phương pháp PTHH - mô hình chuyển vị để phân tích nội lực, chuyển vị được triển khai theo các bước sau [1]:

- Rời rạc hóa miền khảo sát V thành các miền con Ve (với hệ thanh là các phần tử thanh). Đặt ký hiệu cho các phần tử, các nút và các bậc tự do tương ứng với số chuyển vị tại các nút.
- Thiết lập phương trình cân bằng của toàn hệ kết cấu:

$$[K] \cdot \{U\} = \{F\} \quad [1]$$

Trong đó:

- $\{U\}$ – Véc tơ chuyển vị nút của toàn hệ kết cấu trong hệ tọa độ chung;
- $[K]$ – Ma trận độ cứng của toàn hệ kết cấu trong hệ tọa độ chung;
- $\{F\}$ – Véc tơ tải trọng nút của toàn hệ kết cấu trong hệ tọa độ chung.

Để giải được hệ phương trình [1], định thức của ma trận $[K]$ cần phải khác 0 (det $[K]$ khác 0), tức là phương trình không suy biến. Với bài toán kết cấu, điều này chỉ đạt được khi điều kiện biên được thỏa mãn (kết cấu phải bất biến hình). Đó là điều kiện cho trước một số chuyển vị nút nào đó bằng 0 hay bằng một giá trị xác định, ngoài ra phải thỏa mãn điều kiện liên tục tại các nút của hệ kết cấu. Sau khi đưa vào các điều kiện biên, điều kiện liên tục, phương trình cân bằng mới được biểu diễn như sau:

$$[k] \{u\} = \{f\} \quad [2]$$

Trong đó:

- $\{u\}$ – Được xây dựng từ $\{U\}$ sau khi loại bỏ các thành phần chuyển vị bằng 0;
- $[k]$ – Được xây dựng từ $[K]$ sau khi

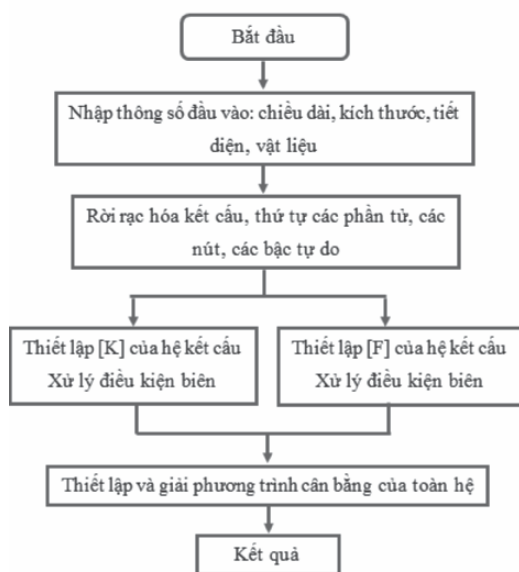
loại bỏ các hàng và cột tương ứng với thành phần chuyển vị bằng 0;

- $\{f\}$ – Được xây dựng từ $\{F\}$ sau khi loại bỏ các hàng tương ứng với thành phần chuyển vị bằng 0.

- Giải hệ phương trình cân bằng: $\{u\} = [k]^{-1} \{f\}$
- Xác định nội lực: Từ kết quả thu được, kết hợp với các điều kiện biên xác định được vectơ chuyển vị nút của từng phần tử trong hệ tọa độ riêng. Từ đó xác định được nội lực, cũng như biến dạng, ứng suất của điểm bất kỳ trong phần tử nhờ các quan hệ đã có trong Cơ học kết cấu và Lý thuyết đàn hồi.

2.2. Trình tự giải bài toán hệ thanh siêu tĩnh bằng phương pháp PTHH

Bài toán phân tích hệ thanh siêu tĩnh bằng phương pháp PTHH được tác giả viết chương trình tính toán ứng dụng phần mềm MATLAB theo sơ đồ khối sau [2].

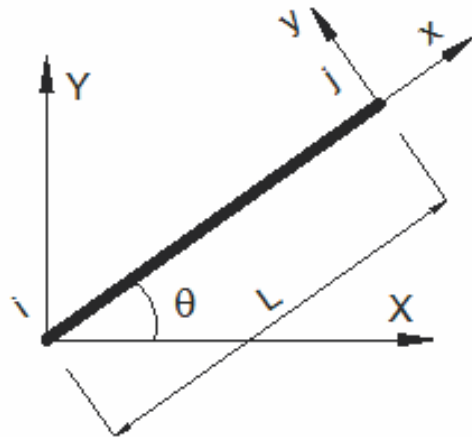


Hình 1. Sơ đồ khối chương trình

2.3. Xây dựng các hàm trong MATLAB tính chuyển vị và nội lực hệ thanh phẳng

2.3.1. Phần tử thanh trong hệ thanh phẳng và hàm ma trận độ cứng

Xét phần tử thanh trong khung i-j trong bài toán phẳng, có độ cứng EA, EI, chiều dài L. Tại mỗi nút sẽ có 3 bậc tự do: chuyển vị theo phương dọc trục, chuyển vị theo phương vuông góc trục và chuyển vị xoay. Hệ tọa độ riêng của phần tử là xy. Hệ tọa độ chung của kết cấu là XY có phương lập với hệ tọa độ riêng một góc θ [1] (Hình 2).



Hình 2. Phần tử thanh trong hệ khung phẳng

Ma trận độ cứng của phần tử thanh phẳng [1].

Với: $C = \cos\theta$, $S = \sin\theta$

$$k = \frac{E}{L} \begin{bmatrix} AC^2 + \frac{12I}{L^3} S^2 & \left(A - \frac{12I}{L^3}\right) CS & -\frac{6I}{L^2} S & -\left(AC^2 + \frac{12I}{L^3} S^2\right) & -\left(A - \frac{12I}{L^3}\right) CS & -\frac{6I}{L^2} S \\ AC^2 + \frac{12I}{L^3} S^2 & \frac{6I}{L^2} S & -\left(A - \frac{12I}{L^3}\right) CS & -\left(AS^2 + \frac{12I}{L^3} C^2\right) & \frac{6I}{L^2} C & \frac{6I}{L^2} S \\ 4I & \frac{6I}{L} S & -\frac{6I}{L} C & \frac{6I}{L} S & -\frac{6I}{L} C & 2I \\ AC^2 + \frac{12I}{L^3} S^2 & \left(A - \frac{12I}{L^3}\right) CS & \frac{6I}{L^2} S & AS^2 + \frac{12I}{L^3} C^2 & -\frac{6I}{L^2} C & \frac{6I}{L^2} S \\ \text{Symmetry} & & & & & \end{bmatrix} \quad [3]$$

Chương trình con xây dựng độ cứng cho phần tử khung phẳng:

```

1 function k = LocalStiffMatrixForFrameElement(E,I,A,theta,L)
2 C = cosd(theta);
3 S = sind(theta);
4 t1 = 12*I/L^2;
5 t2 = 6*I/L;
6 k = [A^2*C^2 + t1*S^2, (A*t1)*C*S, -t2*S, -(A^2*C^2+t1*S^2), -(A*t1)*C*S, -t2*S;
7      0, A^2*S^2+t1*C^2, t2*C, -(A*t1)*C*S, -(A^2*S^2+t1*C^2), t2*C;
8      0, 0, 4*I, t2*S, -t2*C, 2*I;
9      0, 0, 0, A^2*C^2+t1*S^2, (A*t1)*C*S, t2*S;
10     0, 0, 0, 0, A^2*S^2+t1*C^2, -t2*C;
11     0, 0, 0, 0, 0, 4*I];
12 k = symmetrify(k);

```

2.3.2. Các hàm MATLAB trong bài toán tính chuyển vị và lực tại nút hệ thanh phẳng

LocalStiffMatrixforFrameElement(E,I,A,theta,L): Hàm chương trình con để xây dựng độ cứng cho mỗi phần tử [3], [4].

k1 = LocalStiffMatrixforFrameElement(E,I1,A,theta1,L): Tạo ma trận độ cứng phần tử thanh số 1 [3], [4].

```

K = zeros(12,12);
K(1,1:6) = k1(1,1:6);
K(2,2:6) = k1(2,2:6);
K(3,3:6) = k1(3,3:6);
K(4,4:6) = k1(4,4:6);
K(5,5:6) = k1(5,5:6);
K(6,6:6) = k1(6,6:6);
K = symmetrify(K);

```

Tạo ma trận tổng kết cấu K(12x12) là một ma trận vuông 0, ghép ma trận k1 vào trong ma trận K.

k2 = LocalStiffMatrixforFrameElement(E,I2,A,theta2,L): Tạo ma trận độ cứng phần tử thanh số 2.

k3 = LocalStiffMatrixforFrameElement(E,I3,A,theta3,L): Tạo ma trận độ cứng phần tử thanh số 3.

Ghép lần lượt ma trận k2 và k3 vào ma trận tổng K.

disp= [u1;v1;phi1;u2;v2;phi2;u3;v3;phi3;u4;v4;phi4]: Tạo ma trận cột chuyển vị nút

cho kết cấu.

u1=0; v1=0; phi1=0; u4=0; v4=0; phi4=0; Khai báo điều kiện biên tại nút số 1 và số 4.

FM = [F1x;F1y;M1;F2x;F2y;M2;F3x;F3y;M3;F4x;F4y;M4]: Tạo ma trận cột lực nút.

F2x=40000; %N F2y=0; M2=0;F3x=0; F3y=0; M3=500; %N-m : Khai báo lực nút tại nút số 2 và số 3.

```

for i = 1:length(FM)
    eqn(i,1) = FM(i) == RHS(i);
end

%place unknowns in vector (displacements and forces and moments)
unknowns = [u2,v2,phi3,u3,v3,phi3,F1x,F1y,M1,F4x,F4y,M4];
solution = solve(eqn, unknowns);
solution = vpa(structfun(@double,solution))

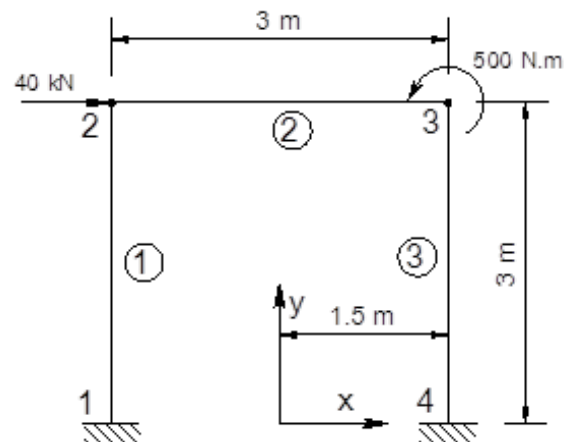
```

Thiết lập và giải hệ phương trình cân bằng cho hệ.

3. VÍ DỤ TÍNH TOÁN

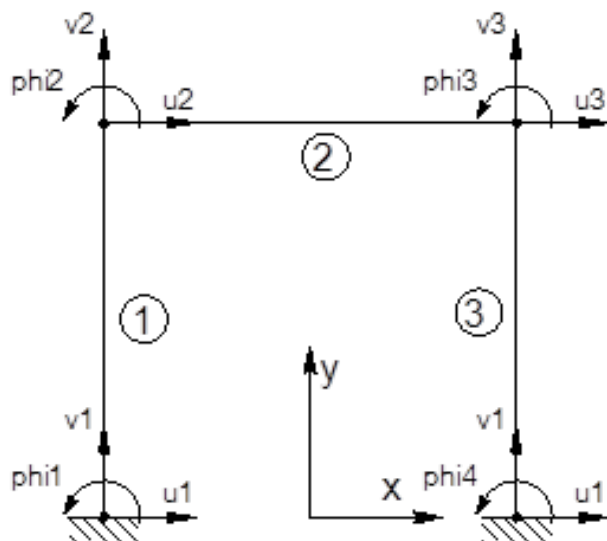
Sử dụng chương trình viết trong MATLAB tính toán hệ kết cấu trên Hình 2 bằng phương pháp PTHH.

Cho biết: E = 200Gpa, A₁ = A₂ = A₃ = 6500mm², I₁ = I₃ = 80.10⁶ mm⁴, I₂ = 40.10⁴ mm⁴.



Hình 3. Hệ thanh siêu tĩnh





Hình 4. Rời rạc hóa kết cấu

Rời rạc hóa hệ kết cấu thành 3 phần tử với các nút và bậc tự do như trên Hình 4. Sử dụng code MATLAB được tác giả viết với các hàm MATLAB của hệ thanh, thu được kết quả.

Kết quả thu được: Chuyển vị tại nút 2 và 3, lực cắt và mômen tại nút 1 và 4.

```
solution =
u2      0.0049530533159098718426482932386534
v2      0.0000341866700715021037200631870423
phi2    -0.0014302461603782398030793032717156
u3      0.0049068204391975430225802945471969
v3     -0.0000341866700715021037200631870423
phi3    -0.0013930030096933083017668453251758
F1x     -19965.753424657865252811461687088
F1y     -14814.223697650912072276696562767
M1       37576.609659004076092969626188278
F4x     -20034.246575342796859331429004669
F4y      14814.223697650912072276696562767
M4       37480.719248045170388650149106979
```

Từ đó, ta có thể xác định được biểu đồ lực cắt (Q) và mômen uốn (M) cho hệ thanh.

4. KẾT LUẬN

Ứng dụng MATLAB trong phương pháp PTHH cho phép áp dụng với các hệ kết cấu thanh siêu tĩnh bậc cao mà không gặp trở ngại về mặt toán học. Trên cơ sở lý thuyết của phương pháp PTHH cùng với phần mềm MATLAB, tác giả đã xây dựng được chương trình con và các hàm MATLAB cho bài toán hệ thanh siêu tĩnh, thiết lập trình tự, cũng như viết chương trình để giải một ví dụ cụ thể, cho kết quả tin cậy. Việc ứng dụng các phần mềm toán nói chung và MATLAB nói riêng vào phục vụ việc học tập, giảng dạy cho sinh viên, học viên cao học ngành kỹ thuật, xây dựng và công trình là rất cần thiết và hữu ích.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.134.❖

Ngày nhận bài: 12/02/2025

Ngày phản biện: 07/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Văn Đạt, "Tính toán kết cấu hệ thanh theo phương pháp phần tử hữu hạn". NXB. Xây dựng, 2017.
- [2]. Nguyễn Thời Trung, Nguyễn Xuân Hùng, "Phương pháp phần tử hữu hạn sử dụng MATLAB". NXB. Xây dựng, 2015.
- [3]. P.I. Kattan, "MATLAB Guide to Finite Elements". Springer, 2007.
- [4]. A.J.M. Ferreira, "MATLAB Codes for Finite Element Analysis". Springer, 2009.

VAI TRÒ CỦA CÔNG NGHỆ IN 3D TRONG THỜI TRANG HIỆN NAY

THE ROLE OF 3D PRINTING TECHNOLOGY IN MODERN FASHION

ThS. **Đỗ Thị Tuyết Lan**

Khoa Dệt may Thời trang, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: dtlan@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Trong những năm gần đây, một công nghệ đang tạo ra làn sóng và định hình lại ngành công nghiệp thời trang chính là in 3D. Công nghệ đột phá này đã mở ra những khả năng mới, đẩy lùi các giới hạn của thiết kế và sản xuất thời trang truyền thống. Từ những sáng tạo tiên phong trên sàn diễn đến các phụ kiện cá nhân hóa, in 3D đã trở thành một công cụ mạnh mẽ cho các nhà thiết kế, giúp họ hiện thực hóa những ý tưởng táo bạo nhất. Trong bài viết này, chúng tôi sẽ giới thiệu một số ứng dụng thú vị của in 3D trong thời trang.

Từ khóa: Sáng tạo; Công nghệ; Truyền thống; Cách mạng; Ngành công nghiệp.

ABSTRACT

In recent years, one technology has been making waves and reshaping the fashion industry is 3D printing. This groundbreaking technology has unlocked new possibilities, pushing the boundaries of traditional fashion design and manufacturing. From avant-garde runway creations to personalized accessories, 3D printing has emerged as a powerful tool for designers, enabling them to bring their wildest imaginations to life. In this study the author will introduce some interesting applications of 3D.

Keywords: Innovative; Technology; Traditional; Revolution; Industry Introduction.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Dệt may và thời trang là một lĩnh vực song hành với cuộc sống con người, nhưng cũng bị chỉ trích vì gây ô nhiễm và ảnh hưởng đến môi trường. Điều này làm cho việc đổi mới trong thời trang trở nên cấp thiết hơn bao giờ hết. In 3D đã cách mạng hóa nhiều ngành công nghiệp trong những năm gần đây và hiện đang thay đổi cách sản xuất dệt may. Đây được xem

là một trong những công nghệ tiên tiến của cuộc cách mạng công nghiệp lần thứ tư, bao gồm cả ngành công nghiệp thời trang. Với sự phát triển này, in 3D đang mang lại sự thay đổi mạnh mẽ trong sản xuất và thương mại trong lĩnh vực dệt may. Ngày nay, việc sử dụng máy in 3D trong ngành dệt may và thời trang đang thu hút sự chú ý vì các nhà thiết kế và nhà sản xuất nhận ra tầm quan trọng cũng như lợi ích của công nghệ này. Công nghệ không chỉ giúp

tạo ra những sản phẩm thời trang 3D độc đáo với các hình dạng và kết cấu đa dạng, mà còn hỗ trợ sản xuất quần áo theo hướng bền vững.

Shi Jing, Zang Yingchun [1] trong nghiên cứu thực nghiệm đã phát hiện ra rằng sau khi in 3D, đường cấu trúc trên vải, mô hình trang phục ba chiều có thể được sản xuất mà không cần nối các mảnh khác nhau của một bộ trang phục, điều này cũng mang đến cho ngành thời trang một giải pháp thay thế sáng tạo cho sáng tạo thân thiện với môi trường.

Chi-Wai Kan Ya-Qian Xiao [2] đã chứng minh rằng in ba chiều (3DP) cho phép tạo ra các sản phẩm cực kỳ phức tạp và cung cấp tùy chỉnh cho người dùng cá nhân. Nó đã tạo ra sự quan tâm đáng kể và cho thấy triển vọng lớn đối với thiết kế dệt may và thời trang. Họ tóm tắt rằng ba con đường để sử dụng công nghệ 3DP trong sản xuất dệt may, bao gồm in sợi, in cấu trúc linh hoạt và in trên hàng dệt may. Ngoài ra, các ứng dụng của công nghệ 3DP trong thiết kế thời trang, hàng may mặc chức năng và hàng dệt may điện tử có thể được giới thiệu.

Tanja Nusa Kocevar [3] giải thích rằng In 3D cho phép sản xuất các sản phẩm mới, có khả năng được cá nhân hóa trong các lĩnh vực như hàng dệt kỹ thuật, quần áo bảo hộ, sản phẩm y tế, thời trang, dệt may và thiết kế nội thất. In 3D cũng có thể góp phần vào các quy trình sản xuất không có chất thải.

2. TẦM QUAN TRỌNG CỦA IN 3D TRONG THỜI TRANG

In 3D đã trở thành một mặt hàng ngày càng phổ biến trong thời trang và dệt may trong những năm gần đây [4]. Trong khi các kỹ thuật sản xuất dệt may thông thường liên quan đến

việc cắt và may các vật liệu phẳng, in 3D cho phép tạo ra các thiết kế phức tạp và tinh xảo mà không thể thực hiện được bằng các phương pháp truyền thống. In 3D, hay còn gọi là sản xuất bồi đắp, là một sáng kiến gần đây đã nhanh chóng trở thành một trong những phương pháp sản xuất quan trọng nhất [5]. Trong quy trình này, các sản phẩm được chế tạo từng lớp theo một thiết kế hỗ trợ máy tính cụ thể từ vật liệu đùn. Đã có một số loại quy trình in 3D khác nhau được phát triển trong vài thập kỷ qua, bao gồm mô hình lắng đọng hợp nhất, quang trùng hợp, thiêu kết laser chọn lọc, nung chảy laser chọn lọc, xử lý ánh sáng kỹ thuật số và chế tạo sợi hợp nhất.

Đối với những phát minh gần đây, những lợi thế của in 3D khiến nó trở thành một trong những công nghệ đầy hứa hẹn nhất. Công nghệ phụ gia là một trong những lợi thế lớn nhất của in 3D, nó mở ra một cách hoàn toàn mới để tạo ra sản phẩm và nó mang lại rất nhiều lợi thế so với các phương pháp sản xuất truyền thống. Các nhà thiết kế thời trang muốn đi đầu trong đổi mới và công nghệ in 3D cung cấp cho họ các công cụ để chế tạo những thiết kế mạo hiểm nhất. Nhiều thương hiệu và nhà thiết kế đang sử dụng công nghệ tiên tiến này để tạo điều kiện cho sự tự do sáng tạo và thiết kế những thứ mà trước đây chỉ có thể là một giấc mơ tưởng tượng.

Có nhiều loại công nghệ in 3D khác nhau, những lợi ích của công nghệ in 3D được thảo luận ở đây có thể áp dụng cho lĩnh vực [6]. Thông qua thiết kế nhanh, mức độ chính xác cao và khả năng đưa ra quyết định sáng suốt, những lợi thế sau đây của công nghệ in 3D khiến công nghệ này trở thành triển vọng thực sự cho các doanh nghiệp nhưng cũng làm nổi bật tầm quan trọng của nó trong kỹ thuật sản xuất trong tương lai.

3. LỢI ÍCH CỦA IN 3D TRONG THỜI TRANG

- Thiết kế linh hoạt: In 3D cho phép tạo ra những thiết kế phức tạp mà các phương pháp truyền thống không thể thực hiện.

- Tạo mẫu nhanh: In 3D có thể sản xuất các bộ phận trong vòng vài giờ, giúp đẩy nhanh quá trình tạo mẫu. So với gia công nguyên mẫu, in 3D rẻ hơn và nhanh hơn trong việc tạo ra các bộ phận vì các bộ phận thường được hoàn thành trong vài giờ. Mỗi lần sửa đổi thiết kế được hoàn thành với tốc độ hiệu quả hơn.

- Sản xuất theo nhu cầu: In theo yêu cầu là một lợi thế khác vì không cần nhiều không gian để lưu trữ hàng tồn kho. Điều này bảo vệ không gian và chi phí vì không cần phải in hàng loạt. Tất cả các tệp thiết kế 3D đều được lưu trữ trong thư viện ảo khi chúng được in bằng mô hình 3D dưới dạng tệp CAD hoặc STL, được định vị và in khi cần. Việc chỉnh sửa các thiết kế thường được thực hiện với chi phí rất thấp bằng cách chỉnh sửa các tệp riêng lẻ mà không lãng phí hàng tồn kho lỗi thời và đầu tư vào các công cụ.

- Linh kiện nhẹ nhưng bền: Vật liệu in 3D chính được sử dụng là nhựa, mặc dù một số kim loại cũng có thể được sử dụng để in 3D. Tuy nhiên, nhựa có nhiều ưu điểm vì chúng nhẹ hơn so với các vật liệu tương đương bằng kim loại.

Ngoài ra, các bộ phận thường được tạo ra từ các vật liệu được thiết kế riêng để cung cấp các đặc tính cụ thể như khả năng chịu nhiệt, độ bền cao hơn hoặc khả năng chống thấm nước.

- Thiết kế và sản xuất nhanh chóng: Tùy thuộc vào thiết kế và độ phức tạp của một bộ

phận, in 3D có thể in các vật thể trong vòng vài giờ, nhanh hơn nhiều so với các bộ phận đúc hoặc gia công. Không chỉ quá trình sản xuất bộ phận sẽ giúp tiết kiệm thời gian thông qua in 3D mà quá trình lập kế hoạch cũng thường rất nhanh chóng bằng cách tạo các tệp STL hoặc CAD có thể in được.

- Giảm lãng phí nguyên liệu: Việc sản xuất các bộ phận chỉ cần các vật liệu cần thiết cho chính bộ phận đó, với ít hoặc không có lãng phí so với các phương pháp thay thế được cắt từ các khối lớn vật liệu không thể tái chế. Phương pháp này không chỉ tiết kiệm tài nguyên mà còn làm giảm giá trị của các vật liệu được sử dụng.

- Tiết kiệm chi phí: Là quy trình sản xuất một bước, in 3D tiết kiệm thời gian và do đó tiết kiệm chi phí liên quan đến việc sử dụng các máy khác nhau để sản xuất. Máy in 3D cũng có thể được tìm thấy và để lại để thúc đẩy công việc, nghĩa là không cần người vận hành phải có mặt toàn bộ thời gian.

- Dễ tiếp cận: Máy in 3D ngày càng dễ tiếp cận hơn với nhiều nhà cung cấp dịch vụ địa phương cung cấp dịch vụ gia công cho công việc sản xuất. Điều này tiết kiệm thời gian và không đòi hỏi chi phí vận chuyển đắt đỏ so với các quy trình sản xuất truyền thống.

- Thân thiện với môi trường: Vì công nghệ này làm giảm lượng vụn thải ra nên quy trình này về bản chất là thân thiện với môi trường. Tuy nhiên, lợi ích về môi trường sẽ được mở rộng khi bạn cân nhắc các yếu tố như hiệu quả nhiên liệu được cải thiện khi sử dụng các bộ phận in 3D nhẹ.

- Ứng dụng trong y tế: In 3D đang được sử dụng trong lĩnh vực y tế để hỗ trợ cứu sống 

bằng cách in các cơ quan cho cơ thể như gan, thận và tim. Những tiến bộ và ứng dụng tiếp theo đang được phát triển trong lĩnh vực chăm sóc sức khỏe, cung cấp một số tiến bộ quan trọng nhất từ việc sử dụng công nghệ.

4. KẾT LUẬN

In 3D trong dệt may vẫn đang trong giai đoạn đầu phát triển, nhưng những lợi ích mà nó mang lại là rất đáng kể. Ngành dệt may hiện tiêu thụ nhiều nước và tài nguyên, tạo ra lượng chất thải lớn, làm cho nó trở thành một ngành công nghiệp không bền vững. Công nghệ in 3D có tiềm năng giảm đáng kể lượng tài nguyên cần thiết để sản xuất vải và quần áo, giúp tối ưu hóa quy trình sản xuất, giảm nguyên liệu thô, hóa chất, nước, và hạn chế chất thải. Những tiến bộ trong in 3D hứa hẹn mang lại một tương lai bền vững hơn cho ngành thời trang. ❖

Ngày nhận bài: **20/02/2025**

Ngày phản biện: **07/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Shi Jing, Zang Yingchun, "Experimental research on 3D printing technology for fashion applications based on self-forming structure". MedCrave online, 2019.
- [2]. Ya-Qian Xiao, "Review on Development and Application of 3D-Printing Technology in Textile and Fashion Design" (researchgate.net), 2022.
- [3]. Tanja Nuša Kočever, "3D Printing on Textiles – Overview of Research on Adhesion to Woven Fabrics". Tekstilec (uni-lj.si), 2023.
- [4]. Mazharul Islam Kiron, "Application of 3D Printing in Textile and Apparel Industry", 3D Printing Technology in Fashion Industry. Textile Learner, 2021.
- [5]. Sanjay Bakshi, "Innovations in the World of Textiles". Fibre2Fashion, 2022.
- [6]. Tariq Bin Mutalib, "An Overview on 3D Printing in Textile, 3D Printing in Textile: Benefits, Application and Challenges" (textilefact.com), 2012.

ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ XỬ LÝ ẢNH TRONG QUÁ TRÌNH QUY CHỈNH THƯỚC NGẮM CƠ KHÍ CHO MỘT SỐ VŨ KHÍ CỖ NÒNG 40 MM BẰNG THIẾT BỊ LASER TRÊN CƠ SỞ HỌC MÁY

APPLICATION OF IMAGE PROCESSING TECHNOLOGY IN THE CALIBRATION PROCESS OF MECHANICAL SIGHTS FOR SOME 40MM WEAPONS USING LASER DEVICES BASED ON MACHINE LEARNING

Đỗ Văn Sĩ^{1,*}, Nguyễn Hữu Chiến¹, Vũ Văn Thế¹, Bùi Mạnh Cường¹, Vương Anh Tuấn¹,
Nguyễn Mạnh Hùng²

¹Khoa Cơ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Trường Sĩ quan Kỹ thuật Quân sự

*Email: vansihvkt@gmail.com

TÓM TẮT

Hiện nay, nhiều đơn vị, nhà máy gặp khó khăn trong quá trình quy chỉnh thước ngắm cơ khí do chịu ảnh hưởng trực tiếp từ thị lực của công nhân và chiến sĩ trong đơn vị. Điều này có thể dẫn đến những nhầm lẫn và sai số cho sản phẩm. Trong thời kỳ cách mạng công nghiệp 4.0, công nghệ xử lý ảnh đang được sử dụng rộng rãi và có ứng dụng hữu ích trong nhiều lĩnh vực. Trong bài báo này, nhóm nghiên cứu đưa công nghệ xử lý ảnh vào quá trình quy chỉnh thước ngắm cơ khí cho một số loại vũ khí có cỡ nòng 40mm có sử dụng thiết bị laser để tạo ảnh nhằm giúp quá trình quy chỉnh được nhanh chóng và chính xác.

Từ khóa: Quy chỉnh; Thước ngắm; Laser.

ABSTRACT

Currently, many units and factories face challenges in the calibration process of mechanical sights due to the direct influence of the workers' and soldiers' vision. This can lead to errors and inaccuracies in the final product. In the era of Industry 4.0, image processing technology is being widely adopted and has proven to be highly beneficial across various fields. In this paper, the research team integrates image processing technology into the calibration process of mechanical sights for certain 40mm caliber weapons. By utilizing laser-based imaging devices, this approach enhances the speed and accuracy of the calibration process.

Keywords: Calibration; Sight; Laser.

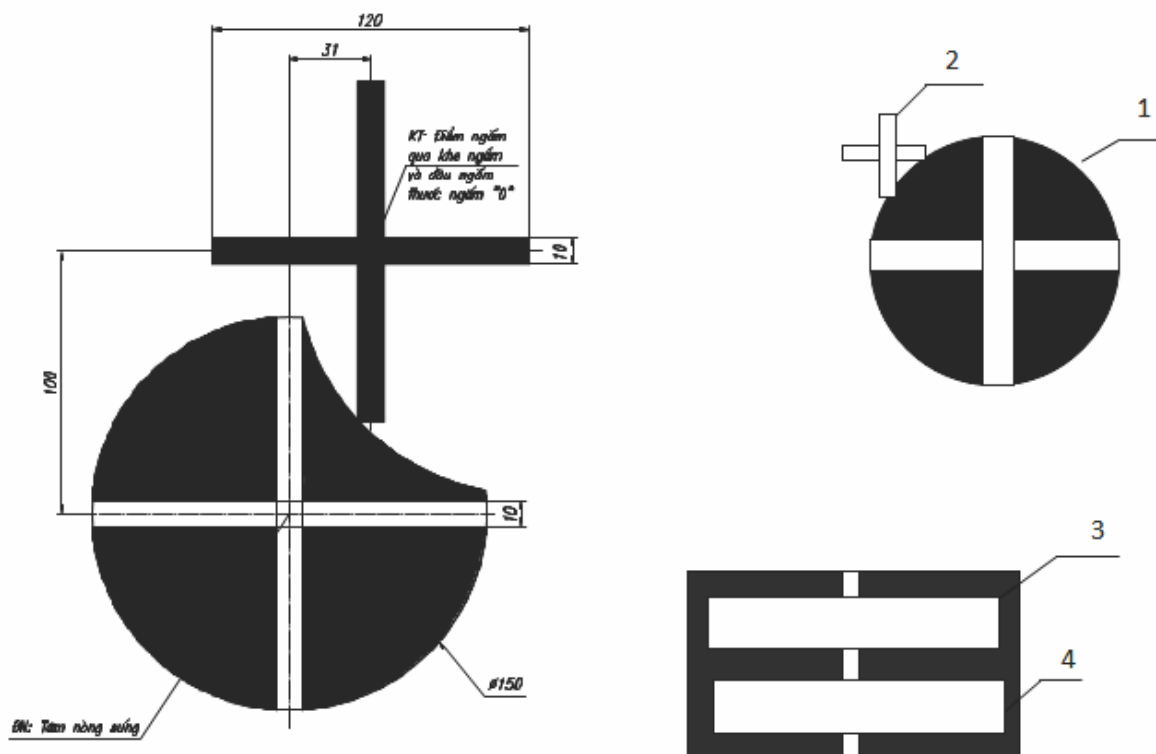


1. TỔNG QUAN

Trong trang bị vũ khí bộ binh hiện nay của quân đội, có nhiều loại vũ khí với cỡ nòng 40mm nhằm tiêu diệt sinh lực và phương tiện, trang bị kỹ thuật của địch (B40, SCT7-B41, SPL40,...). Trong quá trình sửa chữa, chế tạo các vũ khí trang bị này, hệ thống thước ngắm cơ khí của vũ khí cần được quy không, quy chính. Đối với các loại súng pháo nói chung, quy chính là việc làm thường xuyên, cần thiết sau mỗi lần tháo lắp, sửa chữa hoặc trước khi đi bắn để đảm bảo độ chính xác bắn [1-4]. Bản chất của việc quy chính với súng pháo là đồng bộ trục nòng súng pháo với đường ngắm cơ bản của thiết bị ngắm.

Hiện nay, với súng cỡ nòng 40mm như SPL40 hoặc SCT7, phương pháp quy chính theo bia quy chính được sử dụng để quy chính cho thước ngắm cơ khí: bia quy chính (hình 1) với các điểm dấu đã được thiết kế sẵn theo tiêu chuẩn, đặt cách đầu nòng súng 15m. Sau đó tiến hành điều chỉnh trục nòng súng và đường ngắm cơ bản của súng vào điểm chuẩn tương ứng trên bia [4].

Quá trình quy chính nếu sử dụng bằng kính hiệu chỉnh, người hiệu chỉnh quan sát trực tiếp bằng mắt qua hệ thống thấu kính quang học có thể gây khó chịu cho mắt khi làm việc trong thời gian dài, đồng thời có thể dẫn tới sai số khi quan sát. Quá trình quy chính bằng chỉ căng đầu nòng cũng có nguy cơ tạo ra những ảnh hưởng như trên.

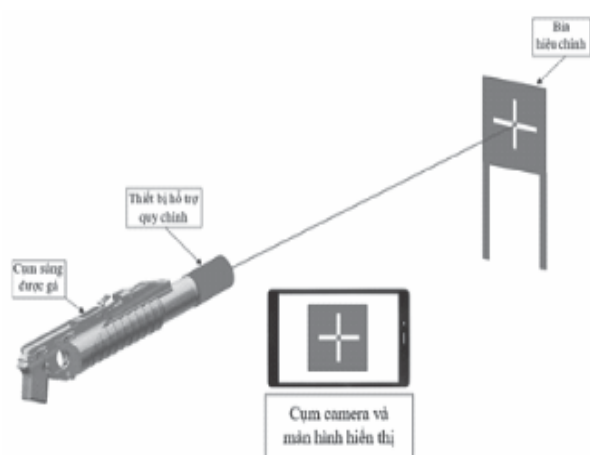


Hình 1. Bia quy chính cho súng SPL40 và SCT7 cỡ nòng 40 mm [4]:

1 - Đường ngắm trục nòng súng; 2 - Kính ngắm quang học; 3 - Đầu ngắm phụ; 4 - Đầu ngắm chính

2. QUY CHỈNH THUỐC NGẮM SỬ DỤNG THIẾT BỊ HỖ TRỢ

Thiết bị trợ giúp quy chỉnh cho súng cỡ nòng 40mm (TBHTQC-40) bao gồm các bộ phận chính như sau:



Hình 2. Sơ đồ bố trí thiết bị hỗ trợ quy chỉnh thuốc ngắm cho súng cỡ nòng 40mm

- Nguồn phát laser cùng hệ thấu kính điều tiêu;
- Camera và thấu kính phóng đại đi cùng màn hình quan sát và nguồn nuôi.

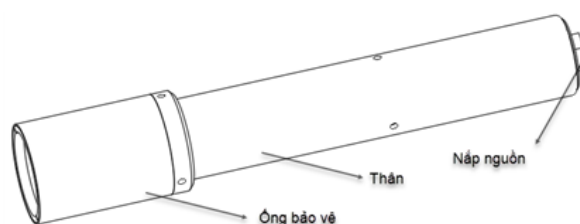
Theo giải pháp này, thiết bị sử dụng hệ thấu kính cùng nguồn tia laser gắn đồng trục vào đầu nòng. Hệ thống camera cùng thấu kính phóng đại và màn hình quan sát được lắp đặt tại đầu nòng cho phép dễ dàng quan sát vết tia laser trên bia hiệu chuẩn, do đó dẫn đến quá trình quy chỉnh trực quan và nâng cao độ chính xác. Người hiệu chuẩn có thể quan sát trực tiếp vết tia laser để lại trên bia hoặc quan sát qua màn hình gắn trực tiếp trên đầu nòng, đảm bảo quá trình hiệu chuẩn diễn ra nhanh chóng và chính xác. Sơ đồ hệ thống được biểu diễn như trên hình 4.

3. CÁC BỘ PHẬN CỦA THIẾT BỊ HỖ TRỢ QUY CHỈNH

Thiết bị TBHTQC-40 được thiết kế gồm hai bộ phận chính: bộ phận cơ khí cùng với đèn laser kết hợp hệ quang và bộ phận camera quan sát kết hợp với màn hình hiển thị. Các bộ phận được bố trí gọn gàng và đóng gói trong hòm hộp bảo quản phù hợp.

3.1. Bộ phận cơ khí

Bộ phận cơ khí của thiết bị TBHTQC-40 được chế tạo có tâm trục trùng với đường laser và trùng với đường tâm trục của nòng súng, đảm bảo phù hợp với nòng súng trong quá trình gá lắp quy chỉnh súng. Phần quang học bố trí bên trong của bộ phận cơ khí có tác dụng đảm bảo tia laser từ nguồn phát có trục tia trùng với trục của hệ cơ khí của thiết bị. Yêu cầu của hệ thống cơ là đảm bảo độ đồng tâm của trục hệ cơ với trục nòng súng phóng lựu SPL40. Căn cứ vào tài liệu thiết kế súng phóng lựu SPL40 của Viện Vũ khí, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng, và cấu tạo của súng chống tăng SCT7, nhóm nghiên cứu thiết bị đã xây dựng hệ cơ khí cho thiết bị TBHTQC-40 như trên hình 3 bao gồm: thân, ống bảo vệ, nắp nguồn.



Hình 3. Thiết bị hỗ trợ quy chỉnh 40mm

Hệ thống cơ khí được thiết kế có phần thân có kích thước tương ứng với cỡ nòng 40mm và chiều dài thân phù hợp để trọng tâm của thiết bị nằm sâu bên trong đoạn nòng súng, tránh hiện tượng gây mô-men với điểm treo súng trên giá, khắc phục hiện tượng gây vồng

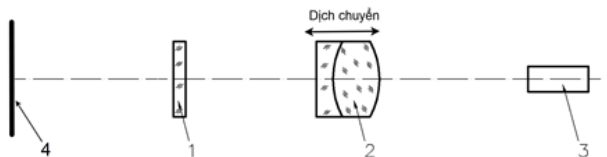
nòng súng xuống theo phương thẳng đứng so với điểm treo súng, hạn chế sai số trong quá trình quy chính. Ngoài ra, các bộ phận như nguồn nuôi laser và nguồn phát laser cũng như hệ quang học.

3.2. Hệ thống quang học

Trong thiết bị hỗ trợ quy chính TBHTQC-40 có hai hệ thống quang học, một hệ thống quang học dùng để điều chỉnh kích thước vết chùm laser trên bia quy chính và một hệ quang học dùng để quan sát bia quy chính có vết chùm tia laser.

Đối với hệ quang điều chỉnh kích thước vết chùm tia laser cần phải đảm bảo cho kích thước của vết chùm laser trên bia nhỏ hơn 5 mm, vết sáng phải quan sát được bằng mắt thường ở khoảng cách tới 100 m. Hệ quang này bao gồm một thấu kính có thể thay đổi được

vị trí để tạo ảnh của nguồn phát laser tại cách khoảng cách khác nhau. Với khoảng cách ảnh tới vị trí quan sát lớn hơn 10 m, cần phải thiết kế hệ thấu kính có tiêu cự lớn, đảm bảo thông quang tốt đối với ánh sáng màu đỏ của tia laser. Thông số ban đầu của thấu kính được lựa chọn là thấu kính ghép đôi mật tiếp, đường kính thông quang là 31 mm, tiêu cự dài 120 mm. Việc tối ưu các thông số hệ quang được thực hiện trên phần mềm Zemax, các thông số thấu kính được thể hiện trên bảng 1.



Hình 4. Sơ đồ thiết kế hệ quang điều chỉnh vết chùm tia laser trên bia quy chính:
1 - Kính bảo vệ; 2 - Cụm kính điều tiêu;
3 - Nguồn phát laser; 4 - Bia quy chính

Bảng 1. Thông số hình học của thấu kính điều tiêu

Thông số	Bán kính R1	Khoảng cách d1	Bán kính R2	Khoảng cách d2	Bán kính R3
Giá trị	61.35 mm	2 mm	35.08 mm	12.2 mm	35.08 mm
Vật liệu		TF5		K8	

Sử dụng công thức (1) để tính vị trí đặt nguồn phát laser. Các thông số được thể hiện qua sơ đồ trên hình 4.

Tính toán sơ bộ vị trí đặt hệ thấu kính theo công thức:

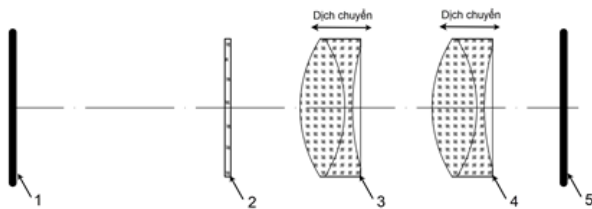
$$\frac{1}{f} = \frac{1}{d} + \frac{1}{d'} \tag{1}$$

Trong đó: f là tiêu cự của hệ thấu kính; d là khoảng cách từ thấu kính tới nguồn phát tia

laze; d' là khoảng cách từ bia tới hệ thấu kính.

Đối với hệ quang quan sát bia cần phải đảm bảo có thể thu được ảnh của bia (bao gồm vết chùm tia laser và các dấu quy chính) để hiển thị lên màn hình, hình ảnh hiển thị lên màn hình cần đảm bảo độ to và độ sắc nét. Các thông số hệ quang cần đảm bảo: có khả năng phóng to/thu nhỏ, có khả năng điều tiêu, có khẩu độ lớn và trường nhìn rộng phù hợp với loại camera và màn hình có độ phân giải cao. Sơ đồ nguyên lý của hệ quang quan sát được thể hiện trên hình 5.

Theo sơ đồ trên hình 5, khi muốn phóng to hay thu nhỏ ảnh mục tiêu cần quan sát (ở đây chính là mặt bia quy chính 1), cần dịch chuyển thấu kính 3, do vậy ảnh thu được của bia sẽ ở đằng trước hoặc phía sau mặt cảm biến 5, để ảnh thu được rõ nét nhất thì cần phải điều chỉnh thấu kính 4 để đưa ảnh của bia quy chính về nằm trên mặt cảm biến 5.



Hình 5. Sơ đồ hệ quang quan sát bia quy chính:
1 - Bia quy chính; 2 - Kính bảo vệ;
3 - Thấu kính Zoom; 4 - Thấu kính điều tiêu;
5 - Cảm biến thu ảnh của camera

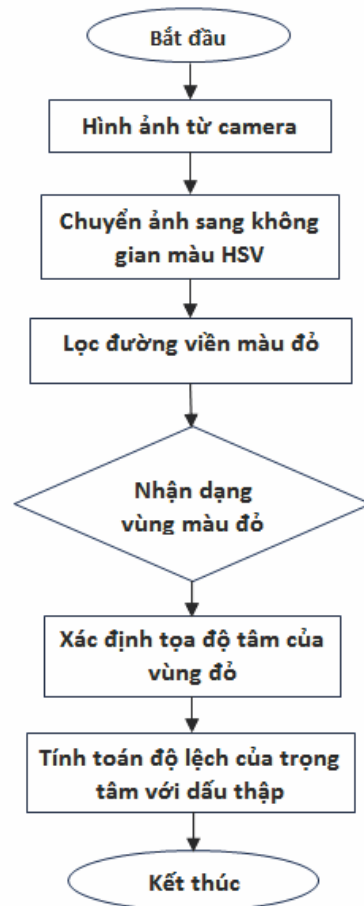
Hệ quang quan sát bia quy chính được lựa chọn thương mại, có các thông số chính như: Khẩu độ 1:1.6; Đường kính đồng tử ra 1/3", tiêu cự có thể thay đổi từ 5 đến 100 mm để có thể quan sát rõ các vật nhỏ ở những cự ly từ rất gần cho đến 100m.

4. XỬ LÝ ẢNH TRONG QUÁ TRÌNH QUY CHÍNH

Trong quá trình quy chính sử dụng thiết bị TBHTQC-40, bộ phận camera sẽ được kết nối trực tiếp với máy tính. Ảnh thu được từ camera, phản ánh điểm chạm của tia laser từ đầu nòng súng, được đưa vào máy tính và xử lý bằng phần mềm xử lý ảnh nhằm xác định độ lệch của trọng tâm vết đỏ với tọa độ trọng tâm của dấu chữ thập [5-11].

Nguyên lý xử lý dữ liệu trong quá trình xử lý ảnh như sau: Hệ thống xử lý ảnh được sử dụng để xác định độ lệch của điểm chạm tia laser so với dấu chữ thập. Quá trình này được

thể hiện như trên sơ đồ hình 6 bao gồm các bước [5]:



Hình 6. Sơ đồ khối quá trình xử lý ảnh

* Bước 1: Nhận hình ảnh từ camera

Hình ảnh được chụp từ camera phản ánh điểm chạm của tia laser trên mục tiêu. Ảnh kỹ thuật số thực chất là một ma trận các giá trị số biểu diễn cường độ ánh sáng của từng điểm ảnh (pixel). Mỗi ảnh số có thể được biểu diễn dưới dạng ma trận các điểm ảnh, trong đó:

- Ảnh RGB có ba kênh màu: Red (R), Green (G), Blue (B) tương ứng với ba ma trận:

$$I(x,y) = [R(x,y) \quad G(x,y) \quad B(x,y)] \quad (2)$$

Trong đó: $R(x,y)$, $G(x,y)$, $B(x,y)$ là giá trị màu đỏ, màu xanh lá và xanh dương tại vị trí pixel (x,y) , thường có giá trị từ 0 đến 255.

- Ảnh grayscale chỉ có một kênh, biểu diễn cường độ sáng.

Sau khi nhận ảnh, hệ thống sẽ chuyển đổi sang không gian màu thích hợp để xử lý.

* Bước 2: Chuyển đổi sang không gian màu HSV

Không gian màu HSV (Hue – Màu sắc, Saturation – Độ bão hòa, Value – Độ sáng) giúp xác định màu sắc chính xác hơn so với RGB.

- Giá trị Hue (H) được sử dụng để phát hiện màu đỏ của tia laser.

- Giá trị Saturation (S) giúp loại bỏ nhiễu do vùng sáng không liên quan.

- Giá trị Value (V) hỗ trợ xử lý ảnh trong điều kiện ánh sáng thay đổi.

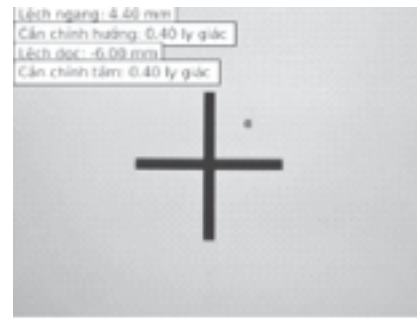
* Bước 3: Lọc đường viền màu đỏ

- Sử dụng phép lọc ngưỡng (thresholding) để xác định các vùng có màu đỏ dựa trên giá trị H.

Áp dụng các phép toán hình thái học (morphological operations) như:

+ Dilation (giãn nở): Làm nổi bật vùng màu đỏ.
+ Erosion (co lại): Loại bỏ nhiễu.

- Kết quả của bước này là một ảnh nhị phân chỉ chứa vùng màu đỏ cần quan tâm.



Hình 7. Hình ảnh điểm chạm tia laser trên bia sau khi xử lý ảnh

* Bước 4: Nhận dạng vùng màu

- Sử dụng thuật toán phát hiện đường viền (Contour Detection) để xác định các vùng màu đỏ.

- Nếu không có vùng màu đỏ nào được phát hiện, có thể tia laser không xuất hiện trên mục tiêu.

- Nếu có nhiều vùng màu đỏ, hệ thống sẽ chọn vùng có diện tích lớn nhất để tiếp tục xử lý.

* Bước 5: Xác định tọa độ tâm của vùng đỏ

- Sau khi xác định vùng màu đỏ, ta tính trọng tâm (X_c, Y_c) bằng công thức:

$$X_c = \frac{\sum x_i}{N}, \quad Y_c = \frac{\sum y_i}{N} \quad (3)$$

Với, (x_i, y_i) là tọa độ của các điểm ảnh thuộc vùng màu đỏ.

Trọng tâm này sẽ được sử dụng để so sánh với dấu chữ thập.

* Bước 6: Tính toán độ lệch so với dấu chữ thập

- Giả sử dấu chữ thập có tọa độ cố định (X_t, Y_t) , ta tính độ lệch:

$$\Delta X = X_c - X_p, \Delta Y = Y_c - Y_t \quad (4)$$

- Nếu $\Delta X = 0$ và $\Delta Y = 0$, điểm chạm của tia laser trùng với dấu chữ thập.

- Nếu ΔX hoặc ΔY khác 0, có thể cần điều chỉnh hệ thống để hiệu chỉnh sai số.

* Bước 7: Kết thúc

Sau khi tính toán độ lệch, hệ thống có thể xuất kết quả ra màn hình hoặc gửi dữ liệu để điều chỉnh thiết bị ngắm bắn.

Kết thúc quá trình xử lý ảnh, độ lệch tính theo ly giác giữa trọng tâm của vết laser (chính là điểm giao của trục nòng súng với bia) với tâm chữ thập trên bia quy chính được tìm ra và hiển thị bằng con số trên màn hình hoặc hiển thị bằng âm thanh qua loa máy tính, thuận tiện cho quá trình điều chỉnh tầm và hướng của nòng súng về đúng với tâm chữ thập trên bia (xem hình 7).

5. KẾT LUẬN

Ứng dụng kết quả khoa học công nghệ đưa vào trong thực tế kỹ thuật đang trở thành xu thế tất yếu nhằm đẩy nhanh quá trình hiện đại hóa quân đội. Bộ thiết bị trợ giúp quy chính TBHTQC-40 góp phần giảm bớt thời gian tiến hành quy chính, giảm bớt nhân công đồng thời tăng độ chính xác cho quá trình quy chính do hạn chế các nguyên nhân chủ quan từ yếu tố con người gây sai số. Kết quả thực nghiệm trên súng SPL40 cho thấy, bộ thiết bị trợ giúp quy chính thước ngắm cơ khí TBHTQC-40 nhỏ gọn, tính linh hoạt cao, thao tác đơn giản, trực quan, kích thước phù hợp với súng SPL40, và cho độ chính xác cao trong quá trình quy chính. Kết quả nghiên cứu là cơ sở để nhóm tác giả tiếp tục hoàn thiện về nguyên lý và ứng dụng cho

các loại súng pháo tương đương trong tương lai.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài thường xuyên cấp Học viện được phê duyệt trong năm học 2024-2025, mã số đề tài 24.TXM.03. Tác giả xin cảm ơn Học viện Kỹ thuật Quân sự đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **01/3/2025**

Ngày phản biện: **12/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. “Súng phóng lựu kẹp nòng 40mm SPL40 – Thuyết minh kỹ thuật và hướng dẫn sử dụng”. Nhà máy Z125, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng, năm 2022.
- [2]. Trương Tư Hiếu, Uông Sỹ Quyền, “Trang bị điển hình vũ khí bộ binh”. Học viện Kỹ thuật Quân sự, năm 2003.
- [3]. Cục Quân khí, Tổng cục Kỹ thuật, “Bài giảng Quân khí viên, Tập 1 – Súng pháo khí tài (lục quân)”. NXB. Quân đội Nhân dân, năm 2001.
- [4]. L. M. Bá, N. T. Thủy, “Nhập môn xử lý ảnh”. Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2008.
- [5]. A. K. Jain, “Fundamentals of Digital Image Processing”. Vol. 3, Englewood Cliffs, Prentice Hall, 1989.
- [6]. R.C. Gonzalez, and R. E. Woods, “Digital Image Processing”. Vol. 2, Prentice Hall, 2002.
- [7]. Nguyễn Quốc Trung, “Xử lý tín hiệu và lọc số”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2004.
- [8]. Võ Đức Khánh, Hoàng Văn Kiêm, “Giáo trình xử lý ảnh số”. NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.
- [9]. Prateek Joshi, “OpenCV with Python By Example”. Packt Publishing, 2015.
- [10]. OpenCV, Open source Computer Vision library. In <http://opencv.willowgarage.com/wiki>, 2009.
- [11]. Tài liệu về Xử lý ảnh với OpenCV: <http://docs.opencv.org/>

NGHIÊN CỨU ỔN ĐỊNH CỦA TẤM FGM CÓ VẬT LIỆU PHÂN BỐ KHÔNG LIÊN TỤC

STABILITY STUDY OF FGM PLATES WITH DISCONTINUOUS MATERIAL DISTRIBUTION

Đào Văn Vượng

Viện Thuộc phóng Thuốc nổ, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

Email: vuong.mta@gmail.com

TÓM TẮT

Nghiên cứu này sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để trình bày nghiên cứu về ổn định của tấm có cơ tính biến thiên (FGM) tựa trên nền đàn hồi hai hệ số, tuy nhiên sự phân bố của vật liệu không liên tục từ mặt này đến mặt kia của tấm. Các biểu thức tính toán được thiết lập từ lý thuyết biến dạng cắt kiểu mới, sau đó dựa trên nguyên lý công khả dĩ để tìm ra phương trình cân bằng cho tấm chịu tải trọng nén, phần tử bốn nút, mỗi nút sáu bậc tự do được bài báo sử dụng để giải quyết phương trình cân bằng vừa tìm được. Sự tin cậy của phương pháp tiếp cận được kiểm chứng bằng cách so sánh với các kết quả đã công bố. Bài báo cũng tiến hành khảo sát ảnh hưởng của các tham số hình học, sự phân bố vật liệu, điều kiện biên và độ cứng nền đến đáp ứng ổn định của tấm này, đây là tài liệu tham khảo có giá trị để tìm ra các tham số thiết kế phù hợp cho tấm FGM để khả năng chịu tải của tấm là tốt nhất.

Từ khóa: Ổn định của tấm; Không liên tục; Phương pháp phần tử hữu hạn.

ABSTRACT

This study uses the finite element method to present the study of the stability of a plate with variable mechanical properties (FGM) resting on a two-factor elastic foundation, but the distribution of the material is not continuous from one side to the other of the plate. The calculation expressions are established from the new shear deformation theory, then based on the principle of possible work to find the equilibrium equation for the plate under compressive load, the four-node element, each node has six degrees of freedom, is used in the article to solve the equilibrium equation just found. The reliability of the approach is verified by comparison with published results. The paper also investigates the influence of geometric parameters, material distribution, boundary conditions and foundation stiffness on the stability response of this plate, which is a valuable reference for finding suitable design parameters for FGM plates to achieve the best load-bearing capacity of the plate.

Keywords: Stability of plates; Discontinuous; Finite element method.

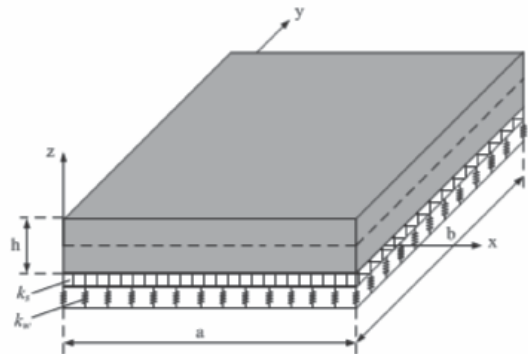
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sự phát triển của nhiều ngành công nghiệp hiện đại đòi hỏi phải có những vật liệu mới có khả năng đáp ứng làm việc trong môi trường khắc nghiệt như nhiệt độ cao, ma sát, mài mòn lớn, khả năng chống tia bức xạ hạt nhân,... Và một trong những loại vật liệu mới đã được tìm ra là vật liệu cơ tính biến thiên (gọi tắt theo tiếng Anh là FGM), đây là loại vật liệu pha trộn giữa gốm và kim loại, sự pha trộn này theo một quy luật nhất định, điều này đảm bảo cho cơ tính của các kết cấu được chế tạo từ loại vật liệu này biến đổi liên tục từ mặt này đến mặt kia của kết cấu. Nghiên cứu đáp ứng cơ học của các kết cấu làm bằng vật liệu có cơ tính biến thiên đã nhận được sự quan tâm, nghiên cứu của đông đảo các nhà khoa học trong nước và ngoài nước, điển hình trong số đó là các công trình khoa học [1]-[5], trong đó lời giải dạng giải tích và lời giải phần tử hữu hạn đã được các tác giả vận dụng linh hoạt để giải quyết bài toán đặt ra.

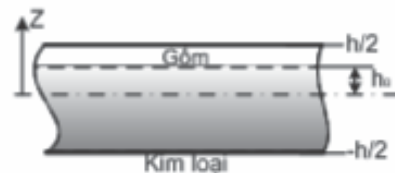
Nhưng trong quá trình tạo ra loại vật liệu này, có thể do sai sót trong quá trình chế tạo hoặc do cố ý của nhà khoa học, để gia cường đáng kể thêm đặc tính của loại vật liệu nào đó, người ta có thể tạo ra loại vật liệu FGM có vật liệu phân bố không liên tục. Việc nghiên cứu để tìm ra quy luật ứng xử cơ học của các kết cấu làm bằng loại vật liệu này là một yêu cầu cần thiết, giúp các nhà khoa học hiểu hơn khả năng chịu lực của chúng, từ đó vận dụng vào chế tạo sản phẩm cụ thể đáp ứng công việc thực tế. Xuất phát từ thực tế đó, bài báo này đề xuất phương pháp phần tử hữu hạn để nghiên cứu ổn định tĩnh của tấm FGM có vật liệu phân bố không liên tục, từ đó đưa đến cái nhìn một cách có hệ thống và khoa học về khả năng chịu tải nén của tấm FGM này.

2. MÔ HÌNH BÀI TOÁN PHƯƠNG PHÁP GIẢI

Tấm FGM tựa trên nền đàn hồi hai hệ số, có chiều dài các cạnh lần lượt là a và b , chiều dày tấm h được thể hiện như trên Hình 1. Tấm được đặt trong hệ tọa độ Đề-các Oxyz, trong đó trục Oz vuông góc với mặt phẳng tấm.



Hình 1. Mô hình tấm FGM và các thông số hình học tựa trên nền đàn hồi hai hệ số



Hình 2. Vật liệu tấm FGM phân bố không liên tục theo chiều dày tấm

Tấm FGM được tạo ra từ hai thành phần chính là gốm và kim loại với tỷ lệ thể tích tương ứng là V_g và V_m , sự phân bố của hai loại vật liệu này tuân theo quy luật của hàm số mũ như sau:

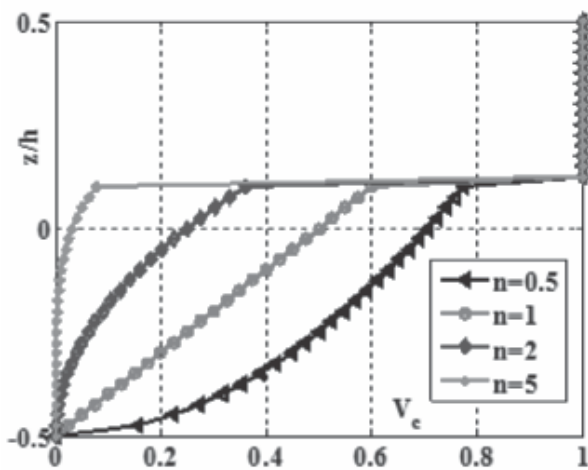
$$V_m + V_g = 1; V_g = \left(\frac{1}{2} + \frac{z}{h} \right)^n \quad (1)$$

Trong đó, n là số không âm, thể hiện quy luật phân bố vật liệu, người ta gọi chỉ số mũ thể tích vật liệu.



Trong trường hợp tấm FGM có các thành phần vật liệu phân bố không liên tục, các đặc trưng cơ tính (Mô đun đàn hồi E, hệ số Poisson ν) là hàm số của biến chiều dày z theo quy luật:

$$\begin{cases} \{E_1, \nu_1\} = \{E_m, \nu_m\} + (\{E_c, \nu_c\} - \{E_m, \nu_m\})V_c & -0.5h \leq z \leq 0 \\ \{E_2, \nu_2\} = \{E_m, \nu_m\} + (\{E_c, \nu_c\} - \{E_m, \nu_m\})V_c & 0 \leq z \leq h_0 \\ \{E_3, \nu_3\} = \{E_c, \nu_c\} & h_0 \leq z \leq 0.5h \end{cases} \quad (2)$$



Hình 3. Sự phân bố tỷ lệ V_c tấm FGM không liên tục vật liệu trong trường hợp $h_0 = h/10$

Biểu thức (2) chứng tỏ khi $h_0 = h/2$ thì vật liệu tấm biến đổi trơn liên tục theo chiều dày, nếu $h_0 < h/2$ thì vật liệu tấm biến đổi không liên tục.

Hình 3 trình bày sự phân bố tỷ lệ thể tích của vật liệu gốm V_c dọc chiều dày của tấm FGM trong trường hợp $h_0/h = 10$.

Để giải quyết bài toán đặt ra, bài báo xuất phát từ lý thuyết biến dạng cắt kiểu mới, theo đó trường chuyển vị tại một điểm bất kỳ của tấm được viết ở dạng sau:

$$\begin{cases} u_x = -z \frac{\partial w_{zb}}{\partial x} - k_z \frac{\partial w_{zs}}{\partial x} \\ u_y = -z \frac{\partial w_{zb}}{\partial y} - k_z \frac{\partial w_{zs}}{\partial y} \\ w_z = w_{zb} + w_{zs} \end{cases} \quad (3)$$

Với, $r_z = -z/4 + 5z^3/3h^2$.

Sự khác biệt của lý thuyết biến dạng cắt ở bài báo này so với lý thuyết biến dạng cắt bậc nhất của Mindlin là thành phần chuyển vị theo trục z là w được chia ra thành hai phần, một phần tỷ lệ với uốn w_b và một phần tỷ lệ với thành phần cắt w_s .

Trường biến dạng của tấm được viết ở dạng:

$$\alpha = z\alpha_z + k_z\alpha_k; \quad \eta_s = g_z\eta_{s0} \quad (4)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} \alpha_z &= \{\alpha_{zx}, \alpha_{zy}, \alpha_{zz}\}^T; \quad \alpha_k = \{\alpha_{kx}, \alpha_{ky}, \alpha_{kz}\}^T; \\ \eta_{s0} &= \{\eta_{sxx}, \eta_{syy}\}^T; \quad \alpha_{zx} = -\partial^2 w_{zb} / \partial x^2; \quad \alpha_{zy} = -\frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial y^2}; \\ \alpha_{xy} &= -\frac{2\partial^2 w_{zb}}{\partial x \partial y}; \quad \alpha_{kx} = -\frac{\partial^2 w_{zs}}{\partial x^2}; \quad \alpha_{ky} = -\frac{\partial^2 w_{zs}}{\partial y^2}; \\ \alpha_{kz} &= -\frac{2\partial^2 w_{zs}}{\partial x \partial y}; \quad \eta_{sxx} = \frac{\partial w_{zs}}{\partial x}; \quad \eta_{syy} = \frac{\partial w_{zs}}{\partial y}; \quad g_z = 1 - dr_z / dz \end{aligned} \quad (5)$$

Trường ứng suất của tấm tại lớp thứ i :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}^i = \frac{E_i}{1-\nu_i^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu_i & 0 \\ \nu_i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu_i)/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{bmatrix}^i = \mathbf{H}_b^i \alpha^i \\ \begin{bmatrix} \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \end{bmatrix}^i = \frac{E_i}{2(1+\nu_i)} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{xz} \\ \eta_{yz} \end{bmatrix}^i = \mathbf{H}_s^i \eta_s^i \end{cases} \quad (6)$$

Trường nội lực của điểm bất kỳ thuộc tấm gồm các thành phần mô men, lực cắt được tìm ra trên cơ sở tích phân trường ứng suất

theo chiều dày tấm, bài báo thu được biểu thức trường nội lực như sau:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_x \\ S_y \\ S_{xy} \end{bmatrix} = \sum_i \int_{h_i}^{h_{i+1}} \mathbf{H}_b^i \begin{bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z, k_z \end{bmatrix} dz = [\mathbf{A}_z, \mathbf{B}_k] \alpha_z + [\mathbf{B}_k, \mathbf{D}_k] \alpha_k \\ \begin{bmatrix} Q_{xz} \\ Q_{yz} \end{bmatrix} = \sum_i \int_{h_i}^{h_{i+1}} \mathbf{H}_s^i \begin{bmatrix} \eta_{xz} \\ \eta_{yz} \end{bmatrix} dz = \mathbf{A} \eta_{z0} \end{cases} \quad (7)$$

Với:

$$\{\mathbf{A}_z, \mathbf{B}_k, \mathbf{D}_k\} = \sum_i \int_{h_i}^{h_{i+1}} \mathbf{H}_b^i \{z^2, zk_z, k_z^2\} dz; \mathbf{A}_s = \sum_i \int_{h_i}^{h_{i+1}} \mathbf{H}_s^i g_z^2 dz \quad (8)$$

Để thiết lập phương trình cân bằng cho tấm, bài báo sử dụng nguyên lý công khả dĩ như sau:

$$\delta \Pi_{\text{tam}} + \delta \Pi_{\text{nen}} - \delta \Pi_{\text{luc}} = 0 \quad (9)$$

Trong đó, $\delta \Pi_{\text{tam}}$, $\delta \Pi_{\text{nen}}$, $\delta \Pi_{\text{luc}}$ lần lượt là công khả dĩ của tấm FGM do biến dạng, công khả dĩ do nền và công khả dĩ của ngoại lực tác dụng lên tấm FGM. Chúng lần lượt được xác định như sau:

$$\delta \Pi_{\text{tam}} = \int_{\Omega} \sum_i \int_{h_i}^{h_{i+1}} \begin{pmatrix} -M_x \frac{\partial^2 \delta w_{zb}}{\partial x^2} - S_x \frac{\partial^2 \delta w_{zs}}{\partial x^2} - M_y \frac{\partial^2 \delta w_{zb}}{\partial y^2} \\ -S_y \frac{\partial^2 \delta w_{zs}}{\partial y^2} - 2M_{xy} \frac{\partial^2 \delta w_{zb}}{\partial x \partial y} \\ -2S_{xy} \frac{\partial^2 \delta w_{zs}}{\partial x \partial y} + Q_{xz} \frac{\partial \delta w_{zs}}{\partial x} + Q_{yz} \frac{\partial \delta w_{zs}}{\partial y} \end{pmatrix} dz d\Omega \quad (10)$$

Công khả dĩ liên quan đến nền đàn hồi như sau:

$$\delta \Pi_{\text{nen}} = \int_{\Omega} \left(k_w w_z \delta w_z + k_s \left(\frac{\partial w_z}{\partial x} \delta \frac{\partial w_z}{\partial x} + \frac{\partial w_z}{\partial y} \delta \frac{\partial w_z}{\partial y} \right) \right) d\Omega \quad (11)$$

Trong đó, k_w và k_s là hai tham số của nền đàn hồi.

Công khả dĩ do ngoại lực tác dụng lên tấm FGM được xác định như sau:

$$\delta \Pi_{\text{luc}} = \int_{\Omega} P_n \delta \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} \right) dA \quad (12)$$

Với P_n là ngoại lực tác dụng trong mặt phẳng của tấm FGM, đây cũng là lực nén tác dụng trong mặt phẳng của tấm. Lúc này, kết hợp giữa các biểu thức (9)-(12), bài báo rút ra được phương trình cân bằng cho tấm FGM ở dạng rút gọn như sau:

$$\begin{aligned} \delta w_{zb}: \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} \\ + P_n \left(\frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial y^2} \right) + k_w w_z + k_s \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} \right) = 0 \\ \delta w_{zs}: \frac{\partial^2 S_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 S_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 S_y}{\partial y^2} + \frac{\partial F_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial F_{yz}}{\partial y} \\ + P_n \left(\frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_{zb}}{\partial y^2} \right) + k_w w_z + k_s \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Để giải quyết phương trình cân bằng (13), bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn, theo đó tấm FGM được chia thành các phần tử chữ nhật bốn điểm nút, mỗi nút có bốn bậc tự do:

$$\mathbf{q}_e = \sum_{i=1}^4 \left\{ w_{zbi}, w_{zsi}, \left(\frac{\partial w_{zb}}{\partial x} \right)_i, \left(\frac{\partial w_{zs}}{\partial x} \right)_i, \left(\frac{\partial w_{zb}}{\partial y} \right)_i, \left(\frac{\partial w_{zs}}{\partial y} \right)_i \right\}^T \quad (14)$$

Thông qua các phép biến đổi, phương trình cân bằng (13) được đưa về dạng rút gọn như sau:

$$\left(\sum_e (\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_e^f) + P_n \sum_e \mathbf{K}_e^f \right) \sum_e \mathbf{q}_e = \mathbf{0} \quad (15)$$

Giải phương trình (15), ta thu được tải tới hạn gây mất ổn định cho tấm FGM tựa trên nền đàn hồi hai hệ số.



3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kiểm chứng độ tin cậy

Phần này so sánh tải tới hạn của tấm FGM hoàn hảo, tấm được tạo ra từ Al_2O_3 (gốm) và Al (kim loại), các thông số hình học của tấm gồm $a = b$, $h = a/10$, các tham số vật liệu $E_c = 380$ GPa, $E_m = 70$ GPa, $\nu_c = \nu_m = 0.3$. Tấm chịu liên kết tựa đơn trên tất cả các cạnh, lực nén trên cả bốn cạnh, tải trọng tới hạn $P^* = P_n a^2 / E_m h^3$. Sự so sánh kết quả tính toán tải tới hạn với các kết quả trong các bài báo [4-5] được thể hiện như trên Bảng 1, sai số lớn nhất là 1.10%, điều này chứng tỏ phương pháp tính toán của nghiên cứu này đảm bảo độ tin cậy cần thiết.

Bảng 1. Tải tới hạn P^* của tấm FGM phụ thuộc số mũ n

	$k = 0$	$k = 1$	$k = 2$	$k = 10$
[4]	9.28	4.66	3.63	2.72
[5]	9.28	4.66	3.63	2.72
Bài báo	9.24	4.67	3.65	2.75
Sai số (%)	0.43	0.21	0.55	1.10

3.2. Khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố đến ổn định của tấm FGM không hoàn hảo về vật liệu

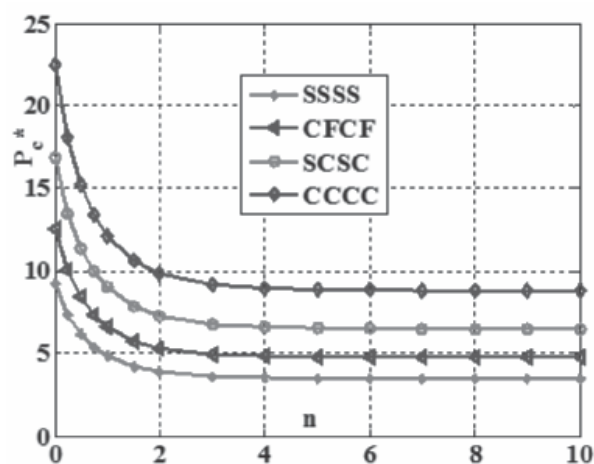
Tấm FGM có vật liệu không hoàn hảo như trên hình 3, các tham số kích thước của tấm gồm $a = b = 1$ m, chiều dày $h = a/10$, các tham số vật liệu được lấy như ở mục trên, tấm chịu nén trên cả bốn cạnh. Để thuận lợi cho việc biểu diễn kết quả tính toán, nghiên cứu này đưa ra thông số tải trọng không thứ nguyên $P_c^* = P_n a^2 / E_m h^3$.

- Khảo sát ảnh hưởng của điều kiện biên và tỷ lệ thành phần vật liệu: Thay đổi điều kiện biên và chỉ số mũ thể tích vật liệu n từ 0 đến 10, tải tới hạn của tấm FGM không hoàn hảo về vật liệu được thể hiện trên các hình 4 và hình 5. Các kết quả tính toán này thể hiện:

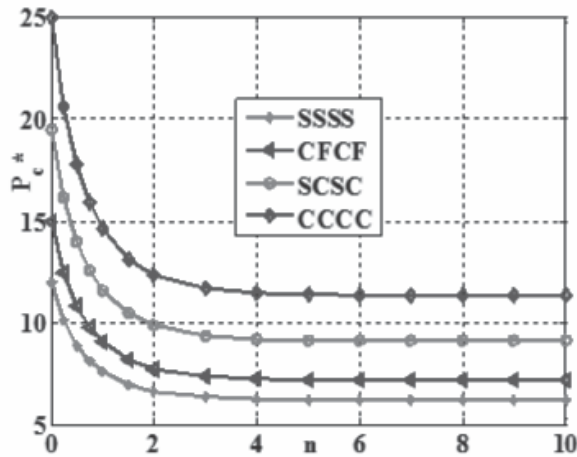
+ Khi chỉ số mũ thể tích vật liệu n tăng lên, tỷ lệ thể tích vật liệu gốm trong tấm giảm xuống, tấm sẽ mềm hơn, vì vậy tải tới hạn của tấm FGM giảm xuống, điều này chứng tỏ chỉ số mũ thể tích n tăng lên làm cho khả năng chịu tải nén của tấm FGM giảm xuống.

+ Khi tấm có các điều kiện biên khác nhau thì tải tới hạn cũng khác nhau, tải tới hạn lớn nhất đối với tấm ngàm bốn cạnh, và tải tới hạn nhỏ nhất đối với tấm tựa đơn bốn cạnh. Điều này đồng nghĩa với khả năng chịu tải nén của tấm ngàm tất cả các cạnh là lớn nhất và khả năng chịu tải nén của tấm tựa đơn bốn cạnh là kém nhất.

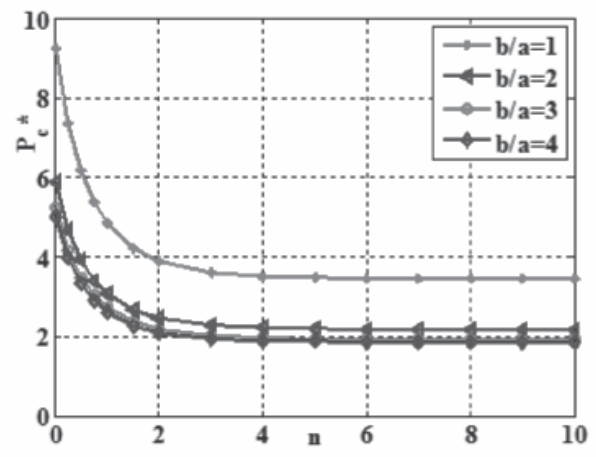
+ Khi tấm có tính đến nền đàn hồi, nền đàn hồi làm tấm FGM trở nên cứng hơn, do vậy tải tới hạn tăng lên.



Hình 4. Tải tới hạn của tấm FGM không hoàn hảo thay đổi phụ thuộc vào điều kiện biên, tấm chịu nén 4 cạnh, $K_w = 0$, $K_s = 0$, $h_0 = h/10$



Hình 5. Tải tới hạn của tấm FGM không hoàn hảo thay đổi phụ thuộc vào điều kiện biên, tấm chịu nén 4 cạnh, $K_w = 40$, $K_s = 4$, $h_0 = h/10$

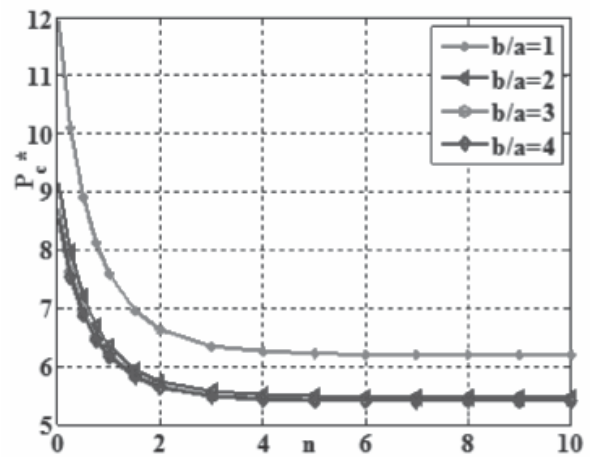


Hình 6. Tải tới hạn của tấm FGM không hoàn hảo thay đổi phụ thuộc vào tỷ lệ b/a , tấm chịu nén 4 cạnh, $K_w = 0$, $K_s = 0$, $h_0 = h/10$

- Khảo sát ảnh hưởng của tỷ lệ chiều dài các cạnh tấm b/a và tỷ lệ thể tích vật liệu: Thay đổi chiều dài các cạnh tấm sao cho tỷ lệ chiều dài b/a tăng từ 1 đến 4, kết quả tính toán tải tới hạn của tấm FGM được trình bày trong các hình 6 và hình 7. Bài báo rút ra một số nhận xét như sau:

+ Khi tăng tỷ lệ chiều dài các cạnh tấm b/a thì tấm FGM trở nên mềm hơn, do vậy tải tới hạn của tấm giảm xuống, tức là khả năng chịu tải của tấm kém hơn. Và khi tỷ lệ b/a lớn hơn 2 thì giá trị của tải tới hạn cũng không biến động nhiều.

+ Khi tăng chỉ số mũ thể tích n từ 0 đến 2 thì tải tới hạn của tấm thay đổi nhiều, nhưng khi n có giá trị lớn hơn 2 thì tải tới hạn không thay đổi nhiều.



Hình 7. Tải tới hạn của tấm FGM không hoàn hảo thay đổi phụ thuộc vào tỷ lệ b/a , tấm chịu nén 4 cạnh, $K_w = 40$, $K_s = 4$, $h_0 = h/10$

4. KẾT LUẬN

Bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để tính toán và phân tích ổn định tĩnh của tấm được chế tạo bằng vật liệu có cơ tính biến đổi không hoàn hảo về sự phân bố vật liệu, tấm tựa trên nền đàn hồi hai hệ số. Trên cơ sở các kết quả tính toán, bài báo đưa ra một số kết luận chính như sau: Phương pháp phần tử hữu hạn mà bài báo áp dụng đảm bảo độ tin cậy

để giải quyết bài toán ổn định của tấm FGM; Khi chỉ số mũ thể tích vật liệu tăng lên, tỷ lệ chiều dài các cạnh tấm tăng lên thì khả năng chịu tải nén của tấm giảm xuống. Tấm có điều kiện biên ngàm tất cả các cạnh thì có tải tới hạn lớn nhất, còn tấm có điều kiện biên tựa đơn bốn cạnh thì có tải tới hạn nhỏ nhất. ❖

Ngày nhận bài: **18/02/2025**

Ngày phản biện: **10/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hoang-Nam, N.; Tran, C. T.; Doan, T. L.; Van-Duc P.; Thom, V. D.; Phung, V. M., “*Research on the buckling behavior of functionally graded plates with stiffeners based on the third-order shear deformation theory*”. Materials, 2019, 12 (8), pp.1- 29.
- [2]. Nam, H. V; Duc, H. D.; Khoa, M. N.; Thom, D. V.; Hong, T. T., “*Phase-field buckling analysis of cracked stiffened functionally graded plates*”. Composite Structures, 2019, 217, pp. 50-59.
- [3]. Thai, H. T.; Kim, S.E., “*Closed-form solution for buckling analysis of thick functionally graded plates on elastic foundation*”. International Journal of Mechanical Sciences, 2013, 75, pp. 34-44.
- [4]. Yaghoobi, H.; Fereidoon, A., “*Mechanical and thermal buckling analysis of functionally graded plates resting on elastic foundations: An assessment of a simple refined nth-order shear deformation theory*”. Composites Part B: Engineering, 2014, 62, pp. 54-64.
- [5]. Sobhy, M.; Radwan, A. F., “*A New Quasi 3D Nonlocal Plate Theory for Vibration and Buckling of FGM Nanoplates*”. International Journal of Applied Mechanics, 2017, 9 (1), pp. 1-29.

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG CỦA MỘT SỐ LOẠI VẢI THÔNG DỤNG CHO MAY MẶC TRÊN PHƯƠNG DIỆN TÍNH KHÁNG THẨM NƯỚC BỀ MẶT VẢI

STUDY AND EVALUATION OF THE QUALITY OF SOME COMMON FABRIC TYPES FOR GARMENT IN ASPECT OF FABRIC SURFACE WATER RESISTANCE

ThS. Trần Thị Nhuận

Khoa Dệt may Thời trang, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: ttnhuan@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Một bộ trang phục có tính tiện nghi có thể được hiểu là khi người mặc sẽ cảm thấy dễ chịu và thoải mái về cả phương diện sinh lý và tâm lý, một trong những khía cạnh của tiện nghi là cách thức vật liệu ảnh hưởng đến tính kháng thấm nước bề mặt vải. Tính kháng thấm nước bề mặt vải được hiểu là sự ngăn không cho nước thấm từ mặt này sang mặt kia của vải. Bài báo này nghiên cứu đến tính kháng thấm nước bề mặt vải của một số loại vải thông dụng hiện nay, để người sử dụng có thể tính toán trước mục đích sử dụng cho phù hợp. Kết quả nghiên cứu cho thấy: Tính kháng thấm nước bề mặt vải của vải Nomex là tốt nhất trong các mẫu thử nghiệm, đặc biệt là vải Cotton, và có khối lượng g/m² gấp đôi vải Cotton. Khi thiết kế, để đảm bảo tính kháng thấm nước bề mặt vải cao, cần chú trọng chọn vật liệu mẫu vải có mật độ vải cao nhưng vải mỏng và nhẹ.

Từ khóa: Tính kháng thấm nước; Mật độ sợi của vải; Bề dày vải; Khối lượng vải.

ABSTRACT

A comfortable outfit can be understood as when the wearer will feel comfortable and at ease both physiologically and psychologically. One of the aspects of comfort is how the material affects the water resistance of the fabric surface. Fabric surface water resistance is understood as preventing water from penetrating from one side of the fabric to the other. This article studies the surface water resistance of some popular fabrics today, so that users can calculate the appropriate use in advance. Research results show that: The fabric surface water resistance of Nomex fabric is the best among the tested samples, especially Cotton fabric, and has a weight g/m² twice that of Cotton fabric. When designing, to ensure high water resistance of the fabric surface, it is necessary to focus on choosing fabric sample materials with high fabric density but thin and light fabric.

Keywords: Water resistance; Fabric fiber density; Fabric thickness; Fabric volume.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, trong lĩnh vực dệt may, người ta quan tâm rất nhiều đến tính tiện nghi của trang phục [3]. Một bộ trang phục có tính tiện nghi có thể được hiểu là khi người mặc sẽ cảm thấy dễ chịu và thoải mái về cả phương diện sinh lý và tâm lý, khảo sát năm 2000 của Bộ Công an [2]. Trong rất nhiều yếu tố tạo nên tính tiện nghi của bộ trang phục, không thể không nói đến tính kháng thấm nước bề mặt của vải dùng để may trang phục.

Tính đẩy nước/kháng nước [6]: Mô tả sự kháng nước tương đối của vật liệu đối với bất kỳ hiện tượng đơn lẻ hoặc hỗn hợp của sự làm ướt bề mặt, sự thấm nước hoặc hấp thụ nước.

Tính kỵ nước thông thường được thực hiện bằng sự kết hợp của cấu trúc vải với xử lý hoàn tất để có sự đề kháng việc nước thâm nhập vào những kẽ hở bên trong cấu trúc vải.

Tính kháng nước cho biết khả năng vật liệu chống lại sự thâm nhập của nước dưới áp lực hoặc nước rơi từ một khoảng cách và va chạm lên vật liệu bằng một lực nhất định.

Tính không thấm nước của vật liệu thông thường thuộc về các vật liệu Compozit, tráng phủ lấp kín những lỗ hoặc những kẽ hở của vải làm cho vải không bị thấm nước dù có áp lực hoặc lực đẩy nước vào.

Mức độ vật liệu kháng lại sự làm ướt cũng liên quan đến tính tiện nghi của vải hoặc của sản phẩm từ vải đó.

Các phương pháp [5] thử dùng để đánh giá tính năng đặc trưng này cố gắng mô phỏng những điều kiện thực tế. Các phương pháp này có thể dùng cho bất kỳ vật liệu dệt nào đã được

xử lý chống thấm hoặc không.

AATCC 22, Đẩy nước: Phương pháp phun là một phương pháp đơn giản và nhanh. Phương pháp này không đo sự thấm sâu của nước vì vậy nó không áp dụng cho việc đo sự ngăn cản thấm nước mưa.

AATCC 35, Kháng nước: Phương pháp phun mưa, là phương pháp thông dụng nhất để đánh giá sự thâm nhập nước mưa vào vải cho may mặc. Như vậy, nó có thể dùng để đánh giá sự phù hợp của vật liệu cho dù, áo mưa và mũ.

2. VẬT LIỆU, THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM

Xác định tính kháng thấm nước bề mặt vải theo tiêu chuẩn Việt Nam (QCVN 5091 năm 2017) [4]; BS [7]; ISO [8, 9]. Thí nghiệm được thực hiện tại Trung tâm thí nghiệm (TTTN) - Viện Dệt May [1].



Hình 1. Thiết bị tính kháng thấm nước bề mặt vải

Kích thước mẫu: 30 cm x 30 cm, đặt mẫu trong điều kiện tiêu chuẩn: Nhiệt độ không khí 20°C, độ ẩm không khí 65%.

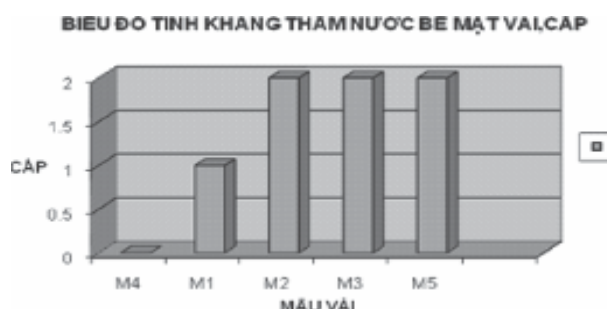
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Thí nghiệm được thực hiện trên thiết bị chuyên dùng của Viện Dệt May [1].

Bảng 1. Kết quả đo tính kháng thấm nước bề mặt vải

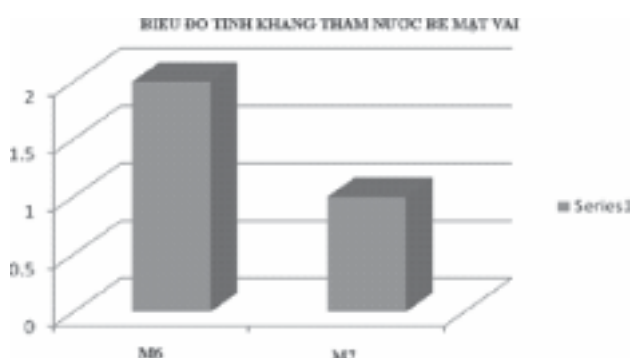
Mẫu	Cấp
M1: Vải PES	Cấp 1
M2: Vải Tơ tằm	Cấp 2
M3: Vải Viscose	Cấp 2
M4: Vải Cotton	Cấp 0
M5: Vải Peco	Cấp 2
M6: Vải Nomex	Cấp 2
M7: Vải Pôpolin	Cấp 1

Tính kháng thấm nước bề mặt của vải được thể hiện trong biểu đồ hình 2 như sau:



Hình 2. Biểu đồ đo độ hút hơi nước

Từ biểu đồ trên, ta thấy tính kháng thấm nước của ba mẫu vải Tơ tằm, Viscose, Peco cao hơn cả, lý do là ba mẫu vải này có mật độ cao nhất. Vải PES có tính kháng thấm nước kém nhất vì g/m² lớn. Tuy mẫu vải có mật độ vải cao nhưng vải mỏng và nhẹ.



Hình 3. Biểu đồ tính kháng thấm nước bề mặt vải

Từ biểu đồ trên, ta thấy tính kháng thấm nước của vải Nomex cao hơn vải Pôpolin, lý do là vải này ít thấm nước hơn nên chống lại hạt nước xâm nhập. Vải Pôpolin, Cotton có tính kháng thấm nước kém hơn vì g/m² thấp, mẫu vải có mật độ vải cao nhưng vải mỏng và nhẹ.

4. KẾT LUẬN

Tính kháng thấm nước bề mặt vải của mẫu vải Cotton kém nhất vì vải Cotton dễ thấm nước, hơn nữa vải lại mỏng, nhẹ mặc dù có mật độ sợi cao. Vải Viscose, Polyester và Polyester pha Cotton có mật độ sợi cao nên kháng thấm nước bề mặt cao. Thông số cấu tạo vải: Mật độ sợi trong vải có ý nghĩa quan trọng đối với tính kháng thấm nước bề mặt vải. ❖

Ngày nhận bài: 12/01/2025

Ngày phản biện: 07/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. ASTM: D 1518 – 85, “Phương pháp thử tiêu chuẩn cho độ truyền nhiệt của vật liệu dệt”, 1998.
- [2]. Bộ Công an, “Tuyển tập báo cáo thẩm dò ý kiến trang phục quần áo phòng cháy chữa cháy 54 tỉnh thành trong cả nước”, 2000.
- [3]. Hoàng Thu Hà, “Nghiên cứu các chỉ tiêu kỹ thuật sinh thái của sản phẩm Dệt May”. Viện Kinh tế Kỹ thuật Dệt May, 2005.
- [4]. TCVN, Tiêu chuẩn Quốc gia QCVN 01-2017.
- [5]. Y.E.El Mogahzy, “Engineering textiles”. Woodhead Publishing Limited Cambridge England 2, 2009.
- [6]. Kadolf Sara J., “Quality Assurance for Textiles and Apparel”. Fairchild Publications, New York, 1998.
- [7]. AATCC 4 Evaluation Procedure 5-2006, “Fabric Hand: Guideline for the subjective Evaluation of Fabrics”. AATCC Technical Manual/2010, page 371-373.
- [8]. J.Gordon Cook. “Handbook of Textile Fibres, II Manmade Fibres”. Merrow Technical Library England, 1984.
- [9]. International Standard ISO 9237, “Textiles- Determination of the permeability of fabric to air”, 1995.

TỔNG QUAN VỀ TỰ ĐỘNG PHÁT HIỆN LỖ VẢI TRONG SẢN XUẤT DỆT MAY

OVERVIEW OF AUTOMATIC FABRIC DEFECTS DETECTION IN TEXTILE PRODUCTION

ThS. Đào Anh Tuấn

Khoa Dệt may Thời trang, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

Email: datuan@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Những khiếm khuyết trong quá trình sản xuất dệt may dẫn đến lãng phí lớn tài nguyên và ảnh hưởng hơn nữa đến chất lượng của sản phẩm dệt may. Đảm bảo chất lượng tự động của vật liệu vải dệt là một trong những nhiệm vụ thị giác máy tính quan trọng và đòi hỏi khắt khe nhất trong sản xuất dệt may thông minh. Khảo sát này trình bày tổng quan kỹ lưỡng về các thuật toán phát hiện lỗi vải. Nghiên cứu này giới thiệu ngắn gọn tầm quan trọng và tính tất yếu của việc phát hiện lỗi vải trong kỷ nguyên sản xuất trí tuệ nhân tạo. Các phương pháp phát hiện lỗi được phân loại thành các thuật toán truyền thống và thuật toán dựa trên học tập, và các thuật toán truyền thống được phân loại thành các thuật toán thống kê, cấu trúc, quang phổ và dựa trên mô hình. Các thuật toán dựa trên học tập được chia thành các thuật toán thông thường và thuật toán sâu phổ biến gần đây. Việc triển khai các thuật toán phát hiện lỗi vải sẽ được thảo luận trong nghiên cứu này. Nghiên cứu cung cấp tài liệu tham khảo cho các nhà nghiên cứu và kỹ sư về phát hiện khuyết tật của vải trong sản xuất dệt may.

Từ khóa: Phát hiện lỗi vải; Kiểm tra hàng dệt; Nhận dạng lỗi vải; Sản xuất hàng dệt tự động.

ABSTRACT

Defects in the textile manufacturing process lead to huge waste of resources and further affect the quality of textile products. Automated quality assurance of textile materials is one of the most important and demanding computer vision tasks in smart textile manufacturing. This survey presents a thorough overview of fabric defect detection algorithms. This study briefly introduces the importance and inevitability of fabric defect detection in the era of artificial intelligence manufacturing. Fault detection methods are classified into traditional algorithms and learning-based algorithms, and traditional algorithms are classified into statistical, structural, spectral, and model-based algorithms. Learning-based algorithms are divided into conventional algorithms and recently popular deep algorithms. The implementation of fabric defect detection algorithms will be discussed in this study. The study provides reference for researchers and engineers on fabric defect detection in textile production.

Keywords: Fabric defect detection; Textile inspection; Identify fabric defects; Automated textile production.

1. GIỚI THIỆU

Ảnh hưởng của trí tuệ nhân tạo đến lĩnh vực công nghiệp đã vượt xa sự mong đợi của chúng ta [1, 2]. Số lượng lớn các nhà nghiên cứu và kỹ sư không ngừng thúc đẩy sự phát triển của trí tuệ công nghiệp. Năm 2010, Đức đã đưa ra nền Công nghiệp 4.0 và nền công nghiệp này đã được thúc đẩy và áp dụng rộng rãi trong các quốc gia thành viên Liên minh Châu Âu. Sau đó, Hoa Kỳ và Trung Quốc đưa ra các kế hoạch và chính sách tương ứng cho sản xuất thông minh. Công nghiệp 4.0 là xu hướng tất yếu của sự phát triển tương lai của ngành sản xuất [3].

Trí tuệ nhân tạo công nghiệp là ngành liên ngành điển hình, kết hợp kiến thức về cơ khí, khoa học dữ liệu, mạng, truyền thông, bảo mật thông tin và các ngành khác, nhằm mục đích sử dụng các thuật toán trí tuệ nhân tạo để giải quyết các vấn đề công nghiệp và nâng cao hiệu quả cũng như an ninh của sản xuất [4]. Hướng tới công nghiệp 4.0, ngành sản xuất dệt may cũng cần tìm hướng đi riêng để thích ứng với quy trình sản xuất. Sản xuất dệt may là một ngành công nghiệp có quy mô lớn và phức tạp. Quy trình sản xuất bao gồm một loạt các quy trình phức tạp và có trật tự, chủ yếu bao gồm kéo sợi, dệt, nhuộm, in và hoàn thiện sản xuất hàng may mặc.

Nói chung, các khuyết tật của vải dệt là các khuyết tật trên bề mặt vải. Có rất nhiều loại lỗi vải, hầu hết là do vấn đề về quy trình và trục trặc của máy. Khiếm khuyết sẽ ảnh hưởng đến chất lượng của sản phẩm cuối cùng, dẫn đến lãng phí lớn tài nguyên [5]. Trong quá trình sản xuất vải, những sai sót ở công đoạn trước sẽ ảnh hưởng đến công đoạn sau. Vì vậy, việc phát hiện sớm các khuyết tật của vải có thể giảm tổn thất cho doanh nghiệp sớm hơn và nhanh hơn [6].

Trong sản xuất dệt may hiện đại, phát hiện lỗi vải tự động là một cách quan trọng để đảm bảo chất lượng dệt may [7]. Về lâu dài, việc phát hiện lỗi vải được thực hiện bằng cách kiểm tra trực quan thủ công, phương pháp này hiện nay chưa đầy đủ và tốn kém. Theo đó, việc phát hiện lỗi vải tự động là cần thiết cho ngành dệt may để giảm chi phí và tăng năng suất. Cốt lõi của hệ thống phát hiện lỗi vải dệt trực tuyến hoàn chỉnh là các thuật toán phát hiện.

2. PHƯƠNG PHÁP PHÁT HIỆN LỖI VẢI

Các thuật toán phát hiện lỗi vải được chia thành hai loại trong nghiên cứu này, thuật toán truyền thống và thuật toán dựa trên học tập. Hầu hết các thuật toán truyền thống đều dựa trên kỹ thuật tính năng với kiến thức có sẵn, bao gồm các phương pháp thống kê, cấu trúc, quang phổ và dựa trên mô hình.

2.1. Thuật toán truyền thống

Thuật toán thống kê: Các phương pháp thống kê sử dụng sự phân bố không gian của các giá trị màu xám trong hình ảnh [8]. Raheja và cộng sự trình bày một hệ thống phát hiện lỗi vải tự động sử dụng GLCM. Theo cách tiếp cận này, biểu đồ tín hiệu được xây dựng với số liệu thống kê GLMC và khoảng cách giữa các pixel. Kết luận được đưa ra là các thuật toán dựa trên GLCM tạo ra độ chính xác phát hiện cao hơn và độ phức tạp tính toán ít hơn [9]. Anandan và cộng sự [10] kết hợp GLCM và biến đổi đường cong (CT) bằng cách trích xuất véc-tơ riêng của khuyết tật làm cho các đặc điểm khuyết tật của vải trở nên rõ ràng hơn.

Kumar và cộng sự [11] thiết kế một phương pháp thống kê để xác định các khiếm khuyết trong hình ảnh vải bằng cách sử dụng giá trị riêng. Sử dụng hệ số biến thiên, các phần

bị lỗi của hình ảnh vải được xác định. Phương pháp này đơn giản, dễ sử dụng theo các thí nghiệm trong sản xuất.

Phương pháp quang phổ: Li và cộng sự [12] đề xuất một thuật toán sử dụng biến đổi wavelet đa tỷ lệ và mô hình hỗn hợp Gaussian để phát hiện lỗi vải tự động. Rebhi và cộng sự [13] trình bày một phương pháp phát hiện lỗi vải bằng cách sử dụng thông tin đồng nhất cục bộ và biến đổi cosine rời rạc (DCT).

Phương pháp dựa trên mô hình: Loại phương pháp này dựa trên giả định rằng hình ảnh có hoa văn có thể được chia thành các mạng và họa tiết, và năng lượng tiếp theo của phép trừ chuyển động được tính toán để phân biệt vùng có khuyết tật và không có khuyết tật. Lucia và cộng sự đề xuất thuật toán phát hiện các khuyết tật của vải trong ảnh vải dệt có cấu trúc đồng nhất. Thuật toán bao gồm hai giai đoạn: giai đoạn trích xuất đặc trưng và giai đoạn nhận dạng lỗi. Thuật toán này được thiết kế trên cơ sở bản vá và được chứng minh là có hiệu quả trên cơ sở dữ liệu TILDA công cộng [14].

Đối với hàng dệt thân thiện với môi trường, Shu et al [15] áp dụng thuật toán dựa trên phân tích thành phần chính và lọc trung bình không tiêu điểm để nâng cao kết cấu vải và giảm nhiễu. Phương pháp này được sử dụng để tính toán độ tương tự; do đó có thể phân biệt được các khu vực bị lỗi và không bị lỗi.

Một số nhà nghiên cứu coi vấn đề phát hiện lỗi vải là một cách phân loại một lớp. Để phát hiện các loại vải có hoa văn, Tsang et al [16] đề xuất một phương pháp có tên là Xếp hạng Elo (ER). Các hình ảnh vải được chia thành các phân vùng có kích thước tiêu chuẩn.

2.2. Thuật toán dựa trên học tập

Thuật toán học máy cổ điển: Thuật toán dựa trên học tập từ điển. Nhiều nhà nghiên cứu đã xác nhận tính hiệu quả của các thuật toán dựa trên việc học từ điển xử lý các vấn đề phát hiện lỗi của vải dệt [17]. Gần đây, nhiều thuật toán dựa trên biểu diễn cấp thấp đã được đưa ra ứng dụng kiểm tra lỗi vải. Để giải bài toán tối ưu hóa hàm mục tiêu, nhiều phương pháp đưa bài toán phân rã bậc thấp về bài toán cực tiểu hóa hạt nhân (NNM).

Li và cộng sự đề xuất một thuật toán trên cơ sở mô hình thị giác sinh học. Độ nổi bật trực quan sinh học được mô hình hóa bằng biểu diễn cấp thấp (LRR); do đó hình ảnh vải bị phân hủy thành các vùng có khuyết tật nổi bật và nền không có khuyết tật [18].

Các thuật toán học máy truyền thống, như KNN [19] và mạng lưới thần kinh [20], được sử dụng rộng rãi trong các vấn đề phát hiện lỗi vải.

Tian và Li [21] đề xuất một phương pháp dựa trên bộ mã hóa tự động để phát hiện lỗi vải bằng cách khám phá những điểm tương đồng giữa các bản vá hình ảnh. Yapi và cộng sự [22] coi bài toán này là bài toán nhị phân. Một bộ tính năng nhỏ gọn và chính xác được trích xuất bằng mô hình thống kê về phân rã đường viền đa tỷ lệ, sau đó sử dụng bộ phân loại Bayes (BC) để phân loại các lớp khuyết tật và các lớp không khuyết tật. Thuật toán này thu được khả năng phát hiện có độ chính xác cao với hiệu quả theo thời gian thực.

Thuật toán học sâu: Gần đây, nhiều nhà nghiên cứu đã áp dụng kỹ thuật học sâu vào các vấn đề phát hiện lỗi của vải và đã đạt được kết quả khả quan [23] trong việc cải thiện

chất lượng sản phẩm dệt và hiệu quả sản xuất [24]. Mặc dù các phương pháp học sâu đã được chứng minh là có hiệu quả khi giải quyết các vấn đề về phân đoạn và phân loại, nhưng vẫn còn một số vấn đề trong ứng dụng thực tế của các ngành cụ thể [25]. Trước hết, dây chuyền sản xuất dệt may thực tế đòi hỏi thuật toán phải có hiệu suất thời gian thực cao, tức là đòi hỏi hiệu quả thực thi cao. Hơn nữa, so với các mẫu không có khiếm khuyết thông thường, dữ liệu hình ảnh bị lỗi rất khó thu được, điều này mang lại thách thức cho quá trình đào tạo học cao.

3. THẢO LUẬN

Các khuyết tật của vải tương ứng với các khuyết tật trên bề mặt vải dệt. Hầu hết các lỗi của vải là do lỗi và trục trặc của máy hoặc quy trình. Sự tồn tại của các khuyết tật về vải làm giảm đáng kể việc sử dụng hàng dệt may. Các công ty sản xuất dệt may cần nâng cấp thiết bị, công nghệ để duy trì tăng trưởng và sức cạnh tranh.

Khả năng cảm biến, lưu trữ và tính toán của hệ thống phát hiện vải tự động dựa trên thị giác máy tính sẽ tiếp tục được cải thiện. Sự phát triển của phần cứng và thuật toán sẽ ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của việc phát hiện và dễ triển khai.

Bên cạnh giai đoạn phát hiện lỗi vải được thảo luận trong khảo sát này, còn có rất nhiều công việc cần phải thực hiện trong toàn bộ quá trình sản xuất hàng dệt may. Rất nhiều công trình nghiên cứu đã được đề xuất về quy trình sản xuất sợi, sản xuất vải và hoàn thiện bằng phương pháp học tập. Các nhà nghiên cứu đề xuất một phương pháp dự đoán lỗi vải trực tuyến dựa trên các mô hình mạng lưới thần kinh lan truyền ngược. Dữ liệu thu được được thu thập dưới dạng chuỗi thời gian và sau đó được

chuyển đổi thành dữ liệu khu vực dựa trên biểu đồ kiểm soát. Mô hình đề xuất có thể dự đoán trước các loại lỗi và do đó có thể giảm khối lượng công việc kiểm soát chất lượng trong quá trình sản xuất.

Trong tương lai, cần phát triển hơn nữa trong quá trình hướng tới Công nghiệp 5.0. Sản xuất thông minh tích hợp nhiều công nghệ khác nhau, bao gồm robot, CPS, IoT, phân tích dữ liệu data, điện toán đám mây và trí tuệ nhân tạo AI.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này trình bày tổng quan tài liệu một cách có hệ thống về các phương pháp phát hiện lỗi vải tự động của ngành sản xuất thông minh ngành dệt may. Tất cả các phương pháp được đề cập trong công việc này được phân loại đại khái thành hai loại chính, đó là thuật toán truyền thống và thuật toán dựa trên học tập. Không có ranh giới rõ ràng giữa các loại khác nhau. Để nhận ra kết quả phát hiện tốt hơn, các nhà nghiên cứu thường kết hợp các thuật toán khác nhau. Kết quả nghiên cứu của cuộc khảo sát này cũng khẳng định rằng có thể đạt được kết quả tốt hơn bằng cách kết hợp các phương pháp khác nhau và từ đó đưa ra những gợi ý và ý tưởng cho nghiên cứu tiếp theo. Các thuật toán phát hiện lỗi vải chính xác, hiệu quả và mạnh mẽ là cần thiết để phát triển các hệ thống phát hiện web hoàn toàn tự động.

Công nghệ phát hiện lỗi vải dệt tự động dựa trên thị giác máy tính đã thu hút được sự quan tâm lớn của các nhà nghiên cứu. Với sự phát triển của các thuật toán phát hiện đối tượng mới, khả năng tính toán, công nghệ cảm biến và ngành công nghiệp, các kỹ thuật phát hiện lỗi dệt dựa trên thị giác máy tính sẽ tiếp tục phát triển với tốc độ cao. ❖



Ngày nhận bài: 20/01/2025

Ngày phản biện: 16/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. J. Lee, "Industrial AI". Springer Singapore, Singapore, 2020.
- [2]. K. Yan, L. Liu, Y. Xiang, and Q. Jin, "Guest editorial: AI and machine learning solution cyber intelligence technologies: New methodologies and applications". IEEE Transactions on Industrial Informatics, vol. 16, no. 10, pp. 6626-6631, 2020.
- [3]. K.-D. Thoben, S. Wiesner, S. Wiesner, and T. Wuest, "'Industrie 4.0' and smart manufacturing - A review of research issues and application examples". International Journal of Automation Technology, vol. 11, no. 1, pp. 4-16, 2017.
- [4]. X. Xu, D. Cao, Y. Zhou, and J. Gao, "Application of neural network algorithm in fault diagnosis of mechanical intelligence". Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 141, p. 106625, 2020.
- [5]. J. Bullon, A. Gonza'lez Arrieta, A. Herna'ndez Encinas et al., "Manufacturing processes in the textile industry. Expert Systems for fabrics production". ADCAIJ: Advances in Distributed Computing and Artificial Intelligence Journal, 2017.
- [6]. K. Singh, J. Kaleka, and J. Kaleka, "Identification and classification of fabric defects". International Journal of Advanced Research, pp. 1137-1141, 2016.
- [7]. L. Song, R. Li, and S. Chen, "Fabric defect detection based on membership degree of regions". IEEE Access, vol. 99, p. 1, 2020.
- [8]. M. T. Habib, S. B. Shuvo, M. S. Uddin et al., "Automated textile defect classification by bayesian classifier based on statistical features". In Proceedings of the 2016 International Workshop on Computational Intelligence (IWCI), Dhaka, Bangladesh, December 2016.
- [9]. J. L. Raheja, S. Kumar, and A. Chaudhary, "Fabric defect detection based on GLCM and Gabor filter: A comparison". Optik, pp. 6469-6474, 2013.
- [10]. R. S. Sabeenian, "Fabric defect detection using discrete curvelet transform". Procedia Computer Science, vol. 133, pp. 1056-1065, 2018.
- [11]. P. Senthil Kumar and H. Hafedh, "Detection of defects in knitted fabric images using Eigen values". International Journal Computer Science Engineering-IJASCSE, vol. 2, no. 3, pp. 7-10, 2013.
- [12]. P. Li, H. Zhang, J. Jing, R. Li, and J. Zhao, "Fabric defect detection based on multi-scale wavelet transform and Gaussian mixture model method". The Journal of The Textile Institute, vol. 106, no. 6, pp. 587-592, 2015.
- [13]. A. Rebhi, I. Benmhammed, S. Abid, and F. Fnaiech, "Fabric defect detection using local homogeneity analysis and neural network". Journal of Photonics, Article ID 376163, 9 pages, 2015.
- [14]. L. Bissi, G. Baruffa, P. Placidi, E. Ricci, A. Scorzoni, and P. Valigi, "Automated defect detection in uniform and structured fabrics using Gabor filters and PCA". Journal of Visual Communication and Image Representation, vol. 24, no. 7, pp. 838-845, 2013.
- [15]. Y. Shu, L. Zhang, D. Zuo et al., "Analysis of texture enhancement methods for the detection of eco-friendly textile fabric defects". Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, pp. 1-11, 2021.
- [16]. C. S. C. Tsang, H. Y. T. Ngan, and G. K. H. Pang, "Fabric inspection based on the Elo rating method". Pattern Recognition, vol. 51, pp. 378-394, 2016.
- [17]. X. Kang and E. Zhang, "A universal and adaptive fabric defect detection algorithm based on sparse dictionary learning". IEEE Access, vol. 99, p. 1, 2020.
- [18]. C. Li, G. Gao, Z. Liu, M. Yu, and D. Huang, "Fabric defect detection based on biological vision modeling". IEEE Access, vol. 6, pp. 27659-27670, 2018.
- [19]. Y. Wang, N. Deng, and B. Xin, "Investigation of 3D surface profile reconstruction technology for automatic evaluation of fabric smoothness appearance". Measurement, vol. 166, p. 108264, 2020.
- [20]. S. Kulkarni, K. Jojare, V. Bhosale, and P. Arude, "Textile fabric defect detection". IJARCCCE, vol. 5, no. 12, pp. 476-478, 2016.
- [21]. H. Tian and F. Li, "Autoencoder-based fabric defect detection with cross-patch similarity". In Proceedings of the 2019 16th International Conference on Machine Vision Applications (MVA), Tokyo, Japan, May 2019.
- [22]. D. Yapi, M. Mejri, M. S. Allili, and N. Baaziz, "A learning-based approach for automatic defect detection in textile images". IFAC-PapersOnLine, vol. 48, no. 3, pp. 2423-2428, 2015.
- [23]. S. Das, A. Wahi, S. Keerthika, and N. Thulasiram, "Defect analysis of textiles using artificial neural network". Current Trends in Fashion Technology & Textile Engineering, vol. 6, no. 1, 2020.
- [24]. S. Barua, H. Patil, P. D. Desai et al., "Deep learning-based smart colored fabric defect detection system". Applied Computer Vision and Image Processing, pp. 212-219, 2020.
- [25]. X. Zhou, Y. Li, and W. Liang, "CNN-RNN based intelligent recommendation for online medical pre-diagnosis support". IEEE/ACM Transactions on Computational Biology and Bioinformatics, p. 1, 2020.

THIẾT KẾ MÁY IN 3D-DLP THEO NGUYÊN LÝ TOP-DOWN ĐỂ TẠO MẪU PHỤC VỤ CHO QUÁ TRÌNH ĐÚC MẪU CHẢY

DESIGNING A 3D PRINTER USING DLP TECHNOLOGY FOR PROTOTYPING TO SUPPORT THE INVESTMENT CASTING PROCESS

Phan Thành Duy², Bùi Trọng Hiếu¹, Huỳnh Hữu Nghị^{1,*}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

²Khoa Điện - Điện tử, Trường Đại học Tôn Đức Thắng, TP. Hồ Chí Minh

*Email: hhnghi@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Công nghệ in 3D đang ngày càng trở thành công cụ quan trọng trong nhiều lĩnh vực khác nhau. Trong đó, công nghệ in 3D sử dụng vật liệu nhựa lỏng với những ưu điểm như độ chính xác cao, chất lượng bề mặt tốt đang nhận được nhiều sự quan tâm đặc biệt là trong lĩnh vực chế tạo mẫu phục vụ trong ngành đúc mẫu chảy. Nghiên cứu và phát triển máy in 3D theo công nghệ DLP có khả năng tạo những mẫu có kích thước lớn không chỉ mở ra cơ hội mới cho các ngành công nghiệp đúc giúp tiết kiệm thời gian và chi phí sản xuất. Bài báo trình bày quá trình tính toán thiết kế máy in 3D-DLP để chế tạo mẫu có kích thước lớn (300x300x300 mm) sử dụng vật liệu nhựa sáp phục vụ quá trình đúc mẫu chảy phục vụ nhu cầu cho các doanh nghiệp trong nước.

Từ khóa: In 3D; DLP; Thiết kế; Đúc mẫu chảy; Mẫu nhựa-sáp.

ABSTRACT

3D printing technology is increasingly becoming an essential tool across various industries. Among them, 3D printing technology utilizing liquid resin materials, with advantages such as high precision and excellent surface quality, is receiving significant attention, particularly in the field of prototype manufacturing for investment casting. The research and development of DLP (Digital Light Processing) 3D printers capable of creating large-sized models not only opens up new opportunities for the casting industry but also helps save production time and costs. This paper presents the calculation and design process of a 3D-DLP printer for fabricating large-sized models (300x300x300 mm) using resin-wax materials, catering to the investment casting needs of domestic companies.

Keywords: In 3D; DLP; Design; Investment casting; Resin-wax patterns.



1. GIỚI THIỆU

Công nghệ in 3D đang phát triển mạnh với quy mô thị trường đạt 20,37 tỷ USD vào năm 2023 và tốc độ tăng trưởng dự kiến 23,5% CAGR đến năm 2030. Trong đó, in 3D resin chiếm hơn 10% doanh thu năm 2020, nhờ khả năng tạo ra sản phẩm có độ chính xác cao và bề mặt tốt. Trong các công nghệ in 3D sử dụng vật liệu nhựa lỏng, công nghệ DLP (Digital Light Processing) tạo ra các sản phẩm có chất lượng tương đương với năng suất cao [1], [2], [3]. Vì vậy, công nghệ này đang được quan tâm phát triển cả về thiết bị lẫn vật liệu, một trong các loại vật liệu mới là nhựa sáp phục vụ quá trình đúc mẫu chảy. Hiện nay, một hệ thống in 3D-DLP thương mại có giá thành cao và kích thước sản phẩm còn tương đối nhỏ. Do đó, việc nghiên cứu, phát triển máy in 3D-DLP mã nguồn mở với chi phí thấp là một nhu cầu cần thiết. Bài viết đề xuất một phương án thiết kế máy in 3D-DLP sử dụng vật liệu nhựa-sáp để chế tạo mẫu đúc có kích thước lớn giúp các doanh nghiệp trong nước rút ngắn quy trình chế tạo, qua đó giúp tiết kiệm thời gian và chi phí.

Bảng 1. Thông số thiết kế

Thông số	Giá trị
Kích thước sản phẩm	300x300x300 mm
Độ phân giải XY	50 μ m
Độ chính xác trục Z	0,025 - 0,1 mm
Độ phân giải nguồn năng lượng máy chiếu	3840 x 2160 pixel
Bước sóng nguồn năng lượng	405 nm

2. LỰA CHỌN PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ

2.1. Phương án chiếu nguồn UV

Hiện nay, các thiết bị in 3D sử dụng vật

liệu nhựa lỏng theo công nghệ DLP đang được thương mại hóa có hai phương án chiếu tia UV lên bề mặt vật liệu lỏng là: chiếu từ trên xuống (Top-Down) và chiếu từ dưới lên (Bottom-Up) [4], [5], [6], [7]. Trong đó:

- Phương án Top-Down: Ánh sáng UV được chiếu từ trên xuống làm hóa rắn nhựa cảm quang tại bề mặt tiếp xúc, tạo thành từng lớp vật liệu. Sau mỗi lớp, bàn máy hạ xuống một khoảng theo độ dày lớp và tiếp tục hóa rắn vật liệu. Quá trình trên lặp lại cho đến khi hoàn thành sản phẩm.

- Phương án Bottom-Up: Ánh sáng chiếu từ dưới lên qua đáy bể chứa làm cứng lớp vật liệu và bám vào bàn in. Sau mỗi lớp, bàn in nâng lên một khoảng bằng chiều dày lớp để tạo lớp sản phẩm tiếp theo. Quá trình lặp lại cho đến khi hoàn thành sản phẩm.

Xét trên những đặc điểm của từng phương án chiếu với yêu cầu và khả năng thiết kế, nhóm tác giả chọn phương án chiếu từ trên xuống vì phương án này có thể in các vật thể lớn. Sản phẩm khi in nằm trên tấm giá đỡ nên không gặp vấn đề về việc sản phẩm bị rơi, tách ra khỏi tấm giá đỡ đồng thời giảm được cấu trúc đỡ giúp tiết kiệm thời gian và chi phí.

2.2. Kết cấu cụm khung máy

Cụm khung máy bảo vệ, nâng đỡ các bộ phận, giảm rung, đảm bảo độ cứng vững và ổn định. Nó còn là khung lắp vỏ ngoài, che chắn tia UV. Yêu cầu kỹ thuật gồm độ cứng vững, hạn chế dao động, đảm bảo độ vuông góc và song song để lắp ráp dễ dàng [4], [5], [7]. Qua khảo sát, nhóm tác giả đề xuất hai phương án:

- Khung từ vật liệu tấm, lắp ghép bằng hàn hoặc bulong.

- Khung nhôm định hình, lắp ghép bằng bulong và đai ốc qua ke góc.

Phương án kết hợp cả hai được chọn để đảm bảo độ bền cao, chịu lực tốt, chống ăn mòn, trọng lượng nhẹ, dễ lắp ráp và căn chỉnh.

2.3. Các phương án thiết kế cụm nâng hạ

Cụm nâng hạ di chuyển theo trục Z, quyết định độ chính xác từng lớp vật liệu [4], [7]. Nó phải song song bề chứa, vuông góc bàn in và khung máy, với độ chính xác 0,025-0,1 mm để đảm bảo chất lượng và ổn định → Nhóm tác giả chọn phương án truyền-dẫn động là dẫn động bằng vít me bi – đai ốc kết hợp với thanh dẫn hướng thẳng dạng vuông để đáp ứng yêu cầu kỹ thuật.

2.4. Kết cấu cụm giá đỡ và bề chứa

Cụm giá đỡ giữ sản phẩm sau khi lớp vật liệu đông đặc. Thiết kế thường có lỗ đục giúp giảm áp lực, hạn chế lỗi và cải thiện chất lượng bề mặt in [7]. Cụm giá đỡ có các yêu cầu kỹ thuật sau: đảm bảo độ cứng vững, vuông góc với trục Z và song song với bề chứa; Bề mặt bám dính tốt, dễ tháo lắp, vệ sinh và lấy sản phẩm; Trọng lượng nhẹ, bền, kích thước phù hợp với khả năng in.

Phân tích cụm bề chứa vật liệu: bề chứa (VAT) giữ nhựa cảm quang trong quá trình in. Đáy bề có lớp chống dính (Teflon hoặc PDMS) giúp tách lớp in dễ dàng. Yêu cầu thiết kế:

- Kích thước 330 x 330 x 330 mm, lớn hơn bàn in để đảm bảo đủ vật liệu.
- Vuông góc, song song để giảm sai số, dễ lắp đặt.

- Vật liệu chống dính, dễ vệ sinh và thay thế resin.

→ Giải pháp kỹ thuật: Thanh gạt resin được sử dụng để phân bố vật liệu đồng đều, giảm bọt khí, cải thiện chất lượng in.

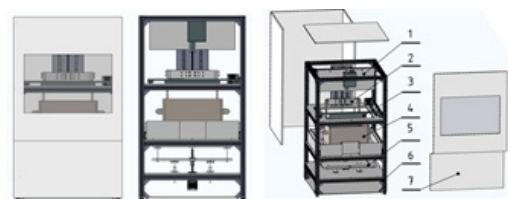
2.5. Phân tích lựa chọn nguồn năng lượng projector

Máy chiếu DLP tạo hình lớp bằng cách chiếu ánh sáng qua thấu kính đến DMD, sau đó vào bề nhựa. Do sự phân tán pixel, chi tiết mép bề có thể bị méo. Số pixel cố định khiến bản in nhỏ chính xác hơn bản in lớn. Máy chiếu cần cường độ sáng ≥ 2500 lumen và độ phân giải $\geq 1080p$ [5], [6], [7]. Nhóm tác giả chọn máy chiếu SM12 – Pro do đáp ứng yêu cầu kỹ thuật. Thông số kỹ thuật: Độ phân giải 3840x2160, bước sóng LED UV 405 nm, cường độ 7000 lumens, tuổi thọ >30.000 giờ, kết nối HDMI-USB, kích thước 250x170x100 mm, trọng lượng 2,5 kg.

3. THIẾT KẾ KẾT CẤU CỦA MÁY IN 3D-DLP

3.1. Thiết kế cơ khí

Cấu trúc chung của một hệ thống in 3D-DLP gồm các bộ phận chính được trình bày ở Hình 1 và kết quả tính toán một số cụm quan trọng được trình bày trong Bảng 2.



Hình 1. Mô hình cơ khí máy in 3D-DLP:
1. Máy chiếu; 2. Cụm trục Z; 3. Cụm cân gạt nhựa;
4. Cụm bề chứa; 5. Cụm nâng hạ bề chứa;
6. Khung máy; 7. Vỏ máy

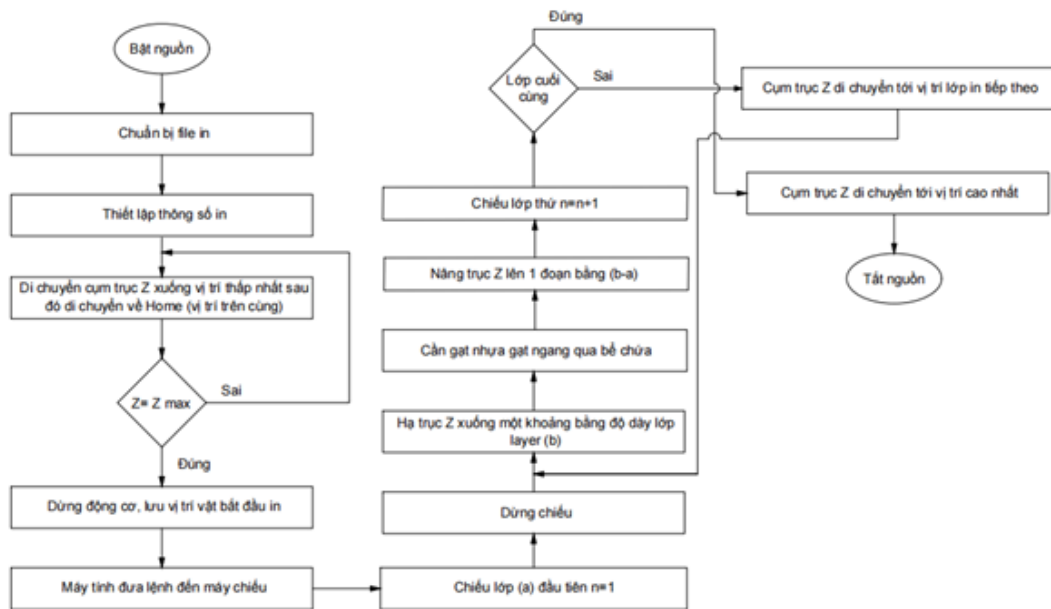


Bảng 2. Một số kết quả tính toán [8], [9], [10], [11]

a. Cụm nâng hạ trực Z	
Trục vít me	
Thông số đầu vào	Kết quả
Kích thước vật in lớn nhất: 300x300x300 mm Độ chính xác tốt nhất đề ra: 0,05 mm Độ dày lớp nhỏ nhất: 0,01 mm Khối lượng riêng của vật liệu nhựa sáp: $d = 1,32 \text{ g/cm}^3$. Lực dọc trục $F_a = 485\text{N}$ Vận tốc tối đa cho phép lớn hơn hoặc bằng 20 mm/s	Đường kính trục vít me: $d = 8 \text{ mm}$ Bước ren: $p = 2 \text{ mm}$ Chiều dài: $L = 350 \text{ mm}$ Đường kính trong ren: $d_1 = 6,6 \text{ mm}$ Vận tốc tối đa: $v = 200 \text{ mm/s}$
Động cơ trục vít me	
Thông số đầu vào	Kết quả
Lực dọc trục $F_a = 485 \text{ N}$ Hiệu suất bộ truyền $\eta = 0,9$ Công suất bộ truyền: $P = 9,7 \times 10^{-3} \text{ kW}$ Moment xoắn trên trục động cơ: $0,159 \text{ Nmm}$ Số vòng quay của động cơ, $n = 600 \text{ vòng/phút}$	Chọn động cơ NEMA 17 cho vít me trục Z [23]
b. Cụm bể chứa	
Trục vít me	
Thông số đầu vào	Kết quả
Thể tích lớn nhất của bể chứa: 35937 cm^3 Khối lượng vật liệu lớn nhất: $47,44 \text{ kg}$ Lực dọc trục $F_a = 940 \text{ N}$	Đường kính trục vít me: $d = 12 \text{ mm}$ Bước ren: $p = 2,5 \text{ mm}$ Chiều dài vận hành: $L = 130 \text{ mm}$ Tải trọng tĩnh cho phép: 12910 N Tải trọng động cho phép: 6485 N
Động cơ nâng hạ bể chứa	
Thông số đầu vào	Kết quả
Lực dọc trục $F_a = 940 \text{ N}$ Hiệu suất bộ truyền $\eta = 0,9$ Vận tốc cho phép: 20 mm/s Công suất bộ truyền: $P = 0,0188 \text{ kW}$ Công suất cần thiết của động cơ: $0,02 \text{ kW}$ Số vòng quay của động cơ: $n = 480 \text{ vòng/phút}$	Chọn động cơ NEMA 17 cho trục vít me nâng hạ bể chứa.
c. Cụm thanh gạt	
Động cơ cho thanh gạt	
Thông số đầu vào	Kết quả
Lực kéo của dây đai: $F = 2,4 \text{ N}$ Công suất bộ truyền: $P = 0,00024 \text{ kW}$ Moment xoắn trên trục động cơ: $P = 0,00086 \text{ Nm}$	Chọn động cơ NEMA 8 cho thanh gạt

3.2. Thiết kế mạch điều khiển

Hệ thống điều khiển sử dụng máy tính nhúng Raspberry Pi để vận hành máy in 3D-DLP sử dụng máy tính hoặc màn hình điều khiển kết nối với Raspberry Pi, xử lý tín hiệu và truyền đến mạch Arduino Mega 2560. Mạch Arduino kết nối với driver DRV8825 để điều khiển động cơ bước. Đồng thời, Raspberry Pi kết nối với máy chiếu qua cổng HDMI, kiểm soát quá trình chiếu sáng khi in nhựa cảm quang [12], [13], [14], [15]. Sơ đồ kết nối chi tiết được trình bày trong Hình 2 và các linh kiện quan trọng trong hệ thống điều khiển được trình bày trong Bảng 3.



Hình 2. Lưu đồ giải thuật của máy in 3D DLP

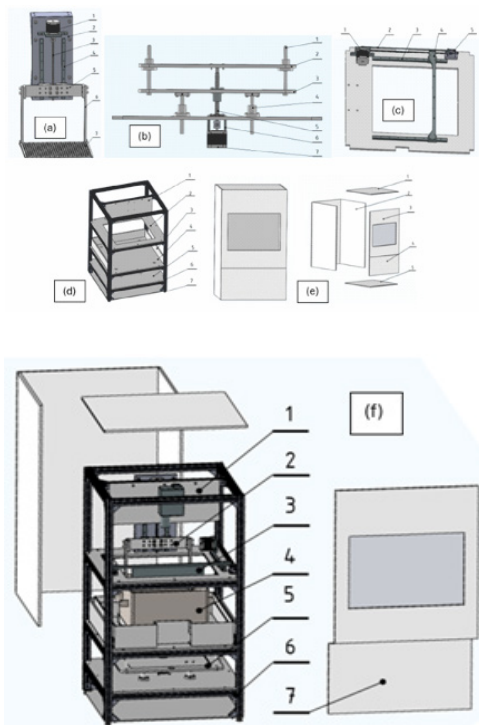
Bảng 3. Các thiết bị linh kiện của hệ thống điều khiển máy in 3D-DLP

Tên thiết bị	Số lượng
Raspberry Pi 3	1
Arduino Mega 2560	1
Mạch mở rộng Ramps 1.4	1
Driver DRV8825	1
Động cơ bước	4
Công tắc hành trình	4
Máy chiếu	2
Nguồn điện	1



4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Sau khi tính toán, các cụm chi tiết được thiết kế trên phần mềm Solidworks và lắp ráp với nhau thành một máy in 3D-DLP hoàn chỉnh được trình bày trên Hình 3. Thiết bị có kết cấu cơ khí khá đơn giản được thiết kế theo kết cấu máy công nghiệp với khả năng in được sản phẩm có kích thước lớn. Kết quả thiết kế có tính khả thi cao để chế tạo với chi phí thấp. Sơ đồ nối dây cho mạch điều khiển thiết bị được trình bày trên Hình 4.



Hình 3. Kết quả thiết kế phần cơ khí cho máy in 3D-DLP: (a) cụm nâng hạ trục Z, (b) cụm nâng hạ bể chứa vật liệu, (c) cụm thanh gạt, (d) cụm khung máy, (e) cụm vỏ máy và (f) thiết bị in 3D-DLP sau khi được lắp ráp.

Trong đó, các chi tiết chính trong từng cụm máy như sau:

- Cụm nâng hạ gồm: 1. Động cơ truyền động vít me; 2. Tấm đỡ cụm nâng hạ; 3. Trục

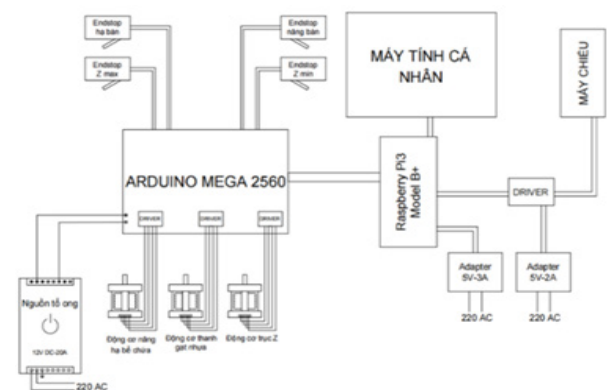
vít me; 4. Dẫn hướng con trượt – thanh trượt vuông; 5. Thanh liên kết với cụm vít me; 6. Thanh liên kết tấm giá đỡ vật in; 7. Tấm giá đỡ vật in.

- Bể chứa gồm: 1. Con trượt – thanh trượt tròn nâng hạ bể chứa vật liệu; 2. Tấm cố định chi tiết; 3. Tấm di chuyển chi tiết; 4. Con trượt – thanh trượt tròn nâng hạ cụm chi tiết; 5. Trục vít me; 6. Giá động cơ; 7. Động cơ bước.

- Cụm gạt nhựa gồm: 1. Động cơ truyền động dây đai; 2. Dây đai kéo cần gạt; 3. Con trượt – Thanh trượt vuông dẫn hướng cần gạt; 4. Cần gạt nhựa; 5. Cơ cấu căng đai.

- Cụm khung máy gồm: 1. Tấm giá máy chiếu; 2. Tấm đỡ cụm trục Z và cụm cần gạt nhựa; 3. Tấm giá ray trượt bi cho cụm bể chứa; 4. Tấm đỡ cụm bể chứa; 5. Tấm đỡ trục vít me nâng hạ bể chứa vật liệu; 6. Khung máy; 7. Chân đế máy.

- Cụm vỏ máy gồm: 1. Tấm trên; 2. Thân vỏ; 3. Cửa chính; 4. Cửa phụ; 5. Tấm đáy.



Hình 4. Sơ đồ nối dây cho mạch điều khiển

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày quá trình thiết kế máy in 3D theo công nghệ DLP để tạo mẫu nhằm phục vụ quá trình đúc mẫu chảy. Quy trình gồm nhiều giai đoạn: từ việc xác định loại nhựa-sáp phù hợp cho việc tạo mẫu đúc, phân

tích lựa chọn nguồn năng lượng phù hợp với vật liệu, thiết kế hệ thống cơ khí sao cho đảm bảo độ cứng vững, hoạt động ổn định và thiết kế mạch điều khiển cho thiết bị. Tất cả đã góp phần tạo nên một kết quả hoàn chỉnh có tính khả thi cao cho việc chế tạo, thử nghiệm và vận hành sau này. Với khả năng tạo mẫu có độ chi tiết, chính xác cao và đang được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực, máy in 3D-DLP có tiềm năng phát triển mạnh mẽ, nhất là ở thị trường Việt Nam trong thời gian tới.

Trong tương lai, nghiên cứu này sẽ tiếp tục hoàn thiện các vấn đề sau: (1) Tiến hành chế tạo thiết bị để kiểm nghiệm độ chính xác sản phẩm, từ đó tối ưu hóa thông số vận hành của thiết bị; (2) Tích hợp camera để có thể giám sát quá trình chế tạo sản phẩm; (3) Nghiên cứu sâu hơn về các loại máy chiếu, phương pháp đồng nhất năng lượng từ nhiều máy chiếu để cải tiến hiệu suất chiếu sáng cho quá trình đóng rắn nhựa đạt hiệu quả tốt nhất; (4) Nghiên cứu cải tiến phương án thiết kế cho cụm cần gạt nhựa nhằm đạt hiệu quả tốt nhất. ❖

Ngày nhận bài: **14/02/2025**

Ngày phản biện: **06/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phân tích thị phần và quy mô thị trường in 3D - Dự báo và xu hướng tăng trưởng (2024 - 2029). Truy cập từ: <https://www.mordorintelligence.com/vi/industry-reports/3d-printing-market>.
- [2]. Hull CW, “*Apparatus for production of three-dimensional objects by stereolithography*”. US4575330A, 1986.
- [3]. Haoyuan Quan, Ting Zhang, Hang Xu, Shen Luo, Jun Nie, Xiaoqun Zhu, “*Photo-curing 3D printing technique and its challenges*”. College of Materials Science and Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing, 100029, PR China.
- [4]. John MO, “*Photo-glyph recording*”. US2775758A, 1956.
- [5]. Scott Frey (March 23, 2017), Laser SLA vs DLP vs Masked SLA 3D Printing Technology. Truy cập từ: <https://theorthocosmos.com/laser-sla-vs-dlp-vs-masked-sla-3d-printing-technology-compared/>
- [6]. M. Pagac, J. Hajnys, Q.-P. Ma, L. Jancar, J. Jansa, P. Stefek, et al., “*A Review of Vat Photopolymerization Technology: Materials, Applications, Challenges, and Future Trends of 3D Printing*”. Polymers, 2021, 13(4).
- [7]. J. Valentinčič, M. Peroša, M. Jerman, I. Sabotin, and A. Lebar, “*LowCost Printer for DLP Stereolithography*”. Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana, Slovenia & Faculty of Health Sciences, University of Ljubljana, Slovenia.
- [8]. PGS, TS. Trịnh Chất, TS. Lê Văn Uyển, “*Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – Tập I*”. NXB. Giáo dục.
- [9]. Lê Văn Uyển, Vũ Lê Huy, “*Phương pháp tính toán thiết kế và lựa chọn truyền động vitme-bi*”. Tuyển tập công trình Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ VIII, Hà Nội, 12/2007.
- [10]. Caged Ball LM Guide Actuator Model SKR, THK General Catalog.
- [11]. Thanh vitme bi và đai ốc bi TBI dòng SFA. Truy cập từ: <https://vattucokhicnc.com/thanh-vitme-bi-va-dai-oc-bi-tbi-dong-sfa.htm>
- [12]. DIY Everything, Động cơ bước và cách tính bước cho trục vitme và dây đai máy in 3D, CNC, cắt Laser - Stepper Motor NEMA. Truy cập từ: <https://www.diyeverything.xyz/2020/06/dong-co-buoc-va-cach-tinh-buoc-stepper-motor-nema.html>
- [13]. Cao Minh Gia Huy (18/11/2015), Giới thiệu Arduino Mega 2560. Truy cập từ: <http://arduino.vn/bai-viet/542-gioi-thieu-arduino-mega2560>
- [14]. Mạch Điều Khiển Máy In 3D RAMPS 1.4. Truy cập từ: <https://nshopvn.com/product/mach-dieu-khien-may-in-3d-ramps-1-4/>
- [15]. Mạch điều khiển động cơ bước Stepper Motor Driver DRV8825. Truy cập từ: <https://hshop.vn/products/mach-dieu-khien-dong-co-buoc-drv8825>

NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM HỆ THỐNG BẢO VỆ ĐƯỜNG ỐNG KIM LOẠI TRONG ĐẤT BẰNG PHƯƠNG PHÁP BẢO VỆ CATHODIC TỐT SỬ DỤNG DÒNG ĐIỆN NGOÀI KẾT HỢP CÔNG NGHỆ IOT

RESEARCH ON MANUFACTURING AND TESTING OF METAL PIPELINE PROTECTION SYSTEM UNDER GROUND USING IMPRESSED CURRENT CATHODIC PROTECTION COMBINED WITH IOT TECHNOLOGY

Vũ Văn Mừng*, Mai Thế Trọng, Trương Văn Đạo

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email: mungvv.mtb@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu chế tạo và thử nghiệm hệ thống bảo vệ cathodic để bảo vệ đường ống kim loại trong đất, sử dụng dòng điện ngoài kết hợp công nghệ IoT. Hệ thống bao gồm một bộ điều khiển trung tâm, một bộ cấp dòng điện bảo vệ, và các cảm biến IoT để giám sát liên tục tình trạng đường ống. Kết quả thử nghiệm chứng minh rằng hệ thống này tăng khả năng chống ăn mòn, giảm chi phí bảo trì, và cung cấp các dữ liệu thực tế để tối ưu hóa quản lý.

Từ khóa: Bảo vệ cathodic; Ăn mòn; Đường ống kim loại; Công nghệ IoT; Môi trường đất.

ABSTRACT

The article presents the research results on the development and testing of a cathodic protection system for underground metal pipelines, utilizing an external current in combination with IoT technology. The system consists of a central controller, a protective current supply unit, and IoT sensors for continuous pipeline condition monitoring. Experimental results demonstrate that this system enhances corrosion resistance, reduces maintenance costs, and provides real-time data for optimized management.

Keywords: Cathodic protection; Corrosion; Metal pipeline; IoT technology; Soil environment.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ thống đường ống kim loại chôn ngầm đóng vai trò quan trọng trong việc vận chuyển và phân phối các loại chất lỏng và khí như nước, dầu, và khí tự nhiên. Tuy nhiên, trong môi trường đất, các đường ống này thường phải đối mặt với hiện tượng ăn mòn điện hóa, gây suy giảm độ bền và giảm tuổi thọ của hệ thống [1]. Vấn đề ăn mòn không chỉ làm tăng chi phí sửa chữa, bảo trì mà còn có thể dẫn đến các hậu quả nghiêm trọng về môi trường và an toàn [2].

Phương pháp bảo vệ ca tốt (cathodic protection) bằng dòng điện ngoài (impressed current cathodic protection – ICCP) là một giải pháp phổ biến và hiệu quả để kiểm soát sự ăn mòn của đường ống kim loại trong đất [3-5]. Tuy nhiên, việc vận hành và theo dõi hệ thống ICCP thường gặp khó khăn trong điều kiện thực tế, đặc biệt đối với các đường ống dài và phức tạp [6]. Sự phát triển của công nghệ Internet vạn vật (IoT) mang lại cơ hội lớn trong việc giám sát và điều khiển hệ thống bảo vệ ăn mòn một cách hiệu quả, chính xác và liên tục [7, 8].

Với mục tiêu tăng cường hiệu quả bảo vệ đường ống kim loại và nâng cao khả năng giám sát hệ thống từ xa, nghiên cứu này tập trung vào việc thiết kế, chế tạo và thử nghiệm một hệ thống bảo vệ ca tốt sử dụng dòng điện ngoài kết hợp công nghệ IoT. Hệ thống được kỳ vọng không chỉ cải thiện khả năng bảo vệ ăn mòn mà còn tối ưu hóa chi phí vận hành và bảo trì, góp phần giải quyết một trong những thách thức lớn của ngành công nghiệp hiện nay.

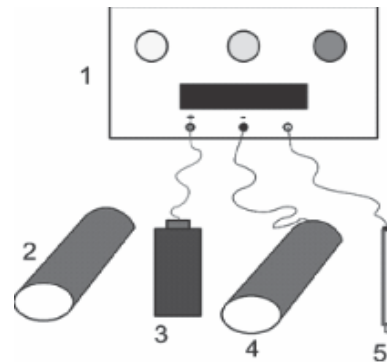
2. PHƯƠNG PHÁP THÍ NGHIỆM

Để đánh giá hiệu quả của hệ thống bảo vệ ca tốt sử dụng dòng điện ngoài kết hợp công

nghệ IoT, các bước thiết kế, chế tạo, và thí nghiệm được thực hiện như sau:

2.1. Thiết kế và chế tạo hệ thống bảo vệ ca tốt

Hệ thống được thiết kế bao gồm các thành phần chính:



Hình 1. Mô hình thí nghiệm:

1 – Bộ điều khiển; 2 – Ống kim loại không được bảo vệ; 3 – A nốt; 4 – Ống kim loại được bảo vệ; 5 – Điện cực tham chiếu

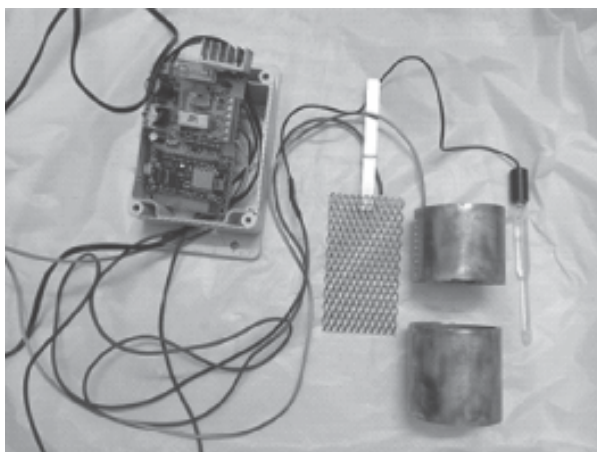
Bộ điều khiển: Bộ điều khiển được thiết kế để có thể điều chỉnh điện áp bảo vệ, hoạt động cả ở chế độ tự động và bằng tay. Các thông số được hiển thị và điều khiển từ xa thông qua kết nối IoT. A nốt được làm bằng kim Titan phủ platinum. Điện cực tham chiếu sử dụng trong hệ thống là Cu/CuSO₄. Mẫu ống kim loại sử dụng trong thí nghiệm là ống thép các bon có các thành phần được trình bày trong Bảng 1. Để đánh giá khả năng bảo vệ ống kim loại khỏi ăn mòn, hệ thống sử dụng 02 mẫu ống, trong đó 01 mẫu được bảo vệ và 01 mẫu không được bảo vệ.

Bảng 1. Thành phần chính của mẫu ống kim loại

Thành phần	C	Mn	Si	Cr	Fe
Giá trị	0,2 %	0,3 %	0,1 %	0,3 %	99,6%



Sau khi thiết kế, chúng tôi đã tiến hành chế tạo hệ thống bảo vệ đường ống kim loại sử dụng dòng điện ngoài kết hợp giám sát thông qua IoT. Hình ảnh hệ thống sau khi chế tạo được trình bày trên Hình 2.



Hình 2. Hình ảnh hệ thống sau khi được chế tạo

2.2. Lắp đặt và thực hiện thí nghiệm

Để đánh giá khả năng hoạt động của hệ thống, bài báo đã tiến hành thí nghiệm trong điều kiện thực tế. Trước và sau khi tiến hành thí nghiệm, các mẫu ống kim loại được vệ sinh bằng axit clohydric (tỉ lệ 1:3), rửa bằng nước cất và sấy khô ở 90°C, sau đó cân trên cân phân tích AW-220 (Shimadzu) với độ chính xác $\pm 0,0001$ g.

Các thông số của môi trường đất tại nơi đặt thí nghiệm như sau:

- Nhiệt độ: 28-35°C;
- Độ ẩm: 80-85%;
- Độ pH: 6,0.

Voltage Monitoring System

THE SYSTEM IS IN: AUTO MODE

Anode voltage:

800 mV

Probe voltage:

800 mV

Anode current:

0 mV

Mode: Auto

MAN

Setting Anode Voltage (Manual mode): 3500 mV

3500

SET VOL

Setting Probe Voltage (Auto mode): 800 mV

800

SET VOL

Hình 3. Giao diện thu thập dữ liệu từ hệ thống giám sát thông qua IoT

*Các bước thí nghiệm chính bao gồm:

- Đo đặc ban đầu: Xác định thể ăn mòn của đường ống trước khi bật hệ thống bảo vệ.

- Vận hành hệ thống bảo vệ: Cung cấp nguồn dòng điện ngoài và giám sát điện thế bảo vệ, dòng điện qua điện cực.

- Theo dõi dữ liệu: Dữ liệu được thu thập từ bộ điều khiển IoT và lưu trữ trên máy chủ để phân tích. Các thông số thu được bao gồm: Điện áp giữa a nốt và kim loại được bảo vệ, điện thế bảo vệ và dòng điện giữa a nốt và mẫu ống kim loại (xem Hình 3).

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả đánh giá khả năng hoạt động của hệ thống sau thời gian tiến hành thí nghiệm 180 ngày được trình bày ở Bảng 2. Dựa vào sự thay đổi khối lượng, chiều dày tổn thất do ăn mòn h và tốc độ ăn mòn V_{cor} được tính toán theo công các công thức (1) và (2).

$$h = \frac{\Delta m_{cor}}{S\rho} \quad (1)$$

$$V_{cor} = \frac{h}{\Delta t} \quad (2)$$

Trong đó: S – Diện tích bề mặt được bảo vệ của mẫu ống, cm²; h – Chiều dày tổn thất do ăn mòn, cm; ρ – Mật độ kim loại (đối với thép ρ = 7,8 g/cm³); Δt – Thời gian tiến hành thí nghiệm, năm.

Bảng 2. Kết quả thí nghiệm

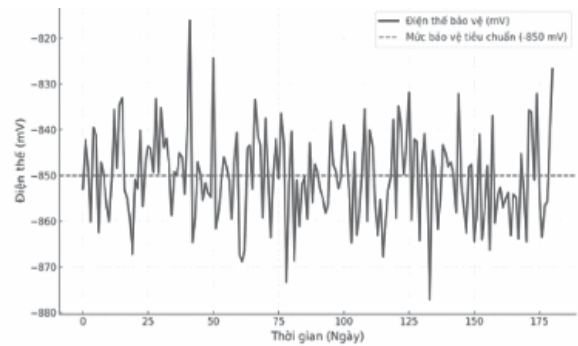
Loại mẫu	Khối lượng mẫu trước khi tiến hành thí nghiệm (g)	Khối lượng mẫu sau khi tiến hành thí nghiệm (g)	Tốc độ ăn mòn (mm/năm)
Được bảo vệ	216,8224	214,3584	0,046
Không được bảo vệ	256,6515	246,7700	0,12

Nhìn vào Bảng 2, ta thấy rằng mẫu ống kim loại được bảo vệ có tốc độ ăn mòn thấp hơn nhiều so với mẫu ống không được bảo vệ. Cụ thể, tốc độ ăn mòn của mẫu ống kim loại được bảo vệ là 0,046 mm/năm, trong khi đó tốc độ ăn mòn của mẫu ống kim loại không được bảo vệ là 0,12 mm/năm. Điều này chứng tỏ hệ thống có khả năng tạo ra dòng bảo vệ tốt trong quá trình tiến hành thí nghiệm.

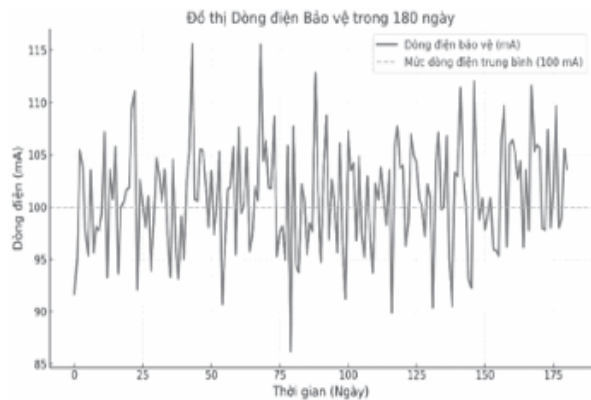
Để giá khả năng giám sát và điều khiển điện thế bảo vệ, chúng tôi đã tiến hành cài đặt điện thế bảo vệ ở cả chế độ tự động và bằng tay, sau đó sử dụng đồng hồ đo điện áp để so sánh giá trị đặt và giá trị thực tế mà hệ thống xuất ra. Kết quả của các lần kiểm tra cho thấy

sai số giữa giá trị đặt và giá trị mà hệ thống xuất ra không quá 5%.

Ngoài khả năng chỉ báo các thông số theo thời gian thực thông qua IoT, hệ thống có thu thập dữ liệu và lưu vào bộ nhớ. Kết quả giám sát về điện thế và dòng điện bảo vệ được trình bày trên Hình 4 và Hình 5.



Hình 4. Điện thế bảo vệ



Hình 5. Dòng điện bảo vệ

Nhìn vào đồ thị điện thế và dòng điện bảo vệ ở Hình 5 và Hình 6, ta thấy rằng điện thế và dòng điện bảo vệ luôn dao động ở mức -850 mV và 100 mA. Các giá trị này được nằm trong giới hạn cho phép nên luôn duy trì khả năng bảo vệ cho mẫu ống kim loại. Dữ liệu thu về vào bộ nhớ một cách đầy đủ trong suốt quá trình thí nghiệm. Điều này chứng tỏ rằng hệ thống giám sát thông qua IoT làm việc ổn định và tin cậy.



4. KẾT LUẬN

Qua quá trình thí nghiệm kéo dài 180 ngày, hệ thống bảo vệ ca tốt đã chứng minh được hiệu quả cao trong việc bảo vệ mẫu ống kim loại khỏi ăn mòn. Kết quả thí nghiệm cho thấy mẫu ống được bảo vệ có tốc độ ăn mòn thấp đáng kể, chỉ đạt 0,046 mm/năm, so với 0,12 mm/năm ở mẫu không được bảo vệ. Điều này khẳng định khả năng của hệ thống trong việc tạo ra dòng bảo vệ ổn định và hiệu quả trong suốt thời gian thí nghiệm.

Ngoài ra, kết quả giám sát và kiểm tra cho thấy sai số giữa giá trị điện thế đặt và giá trị thực tế không vượt quá 5%, đảm bảo độ chính xác cao trong quá trình vận hành. Hệ thống đã duy trì ổn định các thông số điện thế và dòng điện bảo vệ ở mức -850 mV và 100 mA, nằm trong giới hạn tiêu chuẩn.

Khả năng giám sát thông qua IoT của hệ thống được đánh giá là đáng tin cậy, với dữ liệu được thu thập và lưu trữ đầy đủ trong suốt quá trình thí nghiệm. Điều này không chỉ giúp theo dõi trạng thái của hệ thống theo thời gian thực mà còn hỗ trợ việc phân tích và đánh giá dữ liệu một cách hiệu quả.

Những kết quả đạt được từ nghiên cứu này đã chứng minh tiềm năng ứng dụng của hệ thống bảo vệ ca tốt và giám sát IoT trong việc bảo vệ các công trình kim loại dưới lòng đất hoặc trong môi trường khắc nghiệt. Hệ thống có thể được cải tiến và áp dụng rộng rãi nhằm tăng cường độ bền và tuổi thọ của các công trình trong thực tế.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.29.

Ngày nhận bài: **17/02/2025**

Ngày phản biện: **10/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Quy Tran Nguyen, Hung Nguyen Thanh, and Thai Nguyen Thanh, “*Quản lý tính toán vận của các đường ống dẫn khí*”. Petrovietnam Journal, 2019, 8: p. 50-57.
- [2]. Trịnh Xuân Sên, “*Ăn mòn và bảo vệ kim loại*”. NXB. Đại học Quốc gia Hà Nội, 2006.
- [3]. Nguyễn Ngọc Phong, et al., “*Hiệu suất của bảo vệ catot bằng dòng điện ngoài cho công trình kim loại ngầm trong môi trường đất*”. Tạp chí Khoa học và Công nghệ Việt Nam, 2020, 62(3).
- [4]. Branko N Popov and Swaminatha P Kumaraguru, “*Cathodic protection of pipelines*”. In Handbook of Environmental Degradation of Materials, 2005, Elsevier. p. 503-521.
- [5]. ES; Ikpeseni Ameh, SC, “*Pipelines cathodic protection design methodologies for impressed current and sacrificial anode systems*”. Nigerian Journal of Technology, 2017, 36(4): p. 1072-1077.
- [6]. U. Angst, et al., “*Cathodic protection of soil buried steel pipelines – a critical discussion of protection criteria and threshold values*”. Materials and Corrosion, 2016, 67(11): p. 1135-1142.
- [7]. Công Đạt Vương, Thế Sơn Trần, “*Công nghệ Internet of Things*”, 2023.
- [8]. Trần Thị Thu Hương, “*Công nghệ IoT tại Việt Nam từ góc nhìn bản đồ công nghệ*”. Tạp chí Thông tin và Truyền thông, số tháng 5/2022.

NGHIÊN CỨU TRẠNG THÁI BIẾN DẠNG CỦA ỐNG THÉP HÀN CT3 TRONG QUÁ TRÌNH CÁN NGUỘI TRÊN MÁY CÁN PILGER MILL BẰNG CÁCH MÔ HÌNH HÓA MÔ PHỎNG TRÊN NỀN TẢNG ABAQUS/EXPLICIT

STUDY ON DEFORMATION STATE OF CT3 WELDED STEEL PIPE DURING COLD ROLLING PROCESS ON PILGER MILL BY SIMULATION MODELING ON ABAQUS/EXPLICIT PLATFORM

Huỳnh Công Lớn*, Lương Văn Tới

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

*Email: huynhconglon@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Xu hướng thay đổi ứng suất/ biến dạng và quỹ đạo dòng chảy vật liệu, ứng xử biến dạng của ống thép CT3 trong quá trình cán nguội bằng máy cán Pilger mill được nghiên cứu bằng mô hình số. Trên nền tảng ABAQUS/Explicit, mô hình phần tử hữu hạn (FME) đàn hồi-dẻo 3D được thiết lập và xác thực theo định luật bảo toàn năng lượng. Các thông số công nghệ chính yếu của mô hình được tính toán, chẳng hạn như định nghĩa hình học của hai con lăn cán có tiết diện thay đổi và có biên dạng rãnh cán parabol, hai con lăn cán chuyển động quay tròn phối hợp với chuyển động tịnh tiến và xoay của ống thép xung quanh trục đỡ trong lòng ống. Các kết quả chính cho thấy rằng: 1) Trong toàn bộ quá trình, ứng suất 3D dao động giữa ứng suất kéo và ứng suất nén. Trong vùng biến dạng tức thời, ứng suất hướng kính giữ không đổi dọc theo độ dày. Trong khu vực vành con lăn, ứng suất vòng và ứng suất trục trên bề mặt bên trong lớn hơn trên bề mặt bên ngoài, trong khi ngược lại ở đáy rãnh con lăn. (2) Trong quá trình cán nguội trên máy Pilger Mill toàn bộ ống, ứng suất hướng kính và vòng nén giảm trong khi ứng suất kéo dọc trục tăng. Trong vùng biến dạng tức thời, biến dạng vòng giữ nguyên theo chiều dày, trong khi biến dạng hướng tâm và hướng trục trên bề mặt bên trong lớn hơn một chút so với trên bề mặt bên ngoài.

Từ khóa: Pilger Mill; Tối ưu hóa thiết kế; FEM; Abaqus/Explicit; Trục lõi.

ABSTRACT

The stress/strain change trends and material flow trajectory, deformation behavior of CT3 steel pipe during cold rolling process by Pilger mill are studied by numerical model. Based on ABAQUS/Explicit platform, 3D elastic-plastic finite element (FME) model is established and validated according to the law of energy conservation. The main technological parameters of the model are calculated, such as the geometric definition of two rolling rollers with variable cross-section and parabolic groove profile, the two rolling rollers rotate in coordination with the translational and rotational motion of the steel tube around the support axis inside the tube. The

main results show that: (1) During the whole process, the 3D stress fluctuates between tensile stress and compressive stress. In the instantaneous deformation zone, the radial stress remains constant along the thickness. In the roller ring area, the hoop stress and axial stress on the inner surface are larger than on the outer surface, while the opposite is true at the bottom of the roller groove. (2) During cold rolling on the Pilger Mill of the whole tube, the radial stress and compression hoop stress decreases while the axial tensile stress increases. In the instantaneous deformation zone, the hoop strain remains the same along the thickness direction, while the radial and axial strains on the inner surface are slightly larger than those on the outer surface.

Keywords: *Deformation Behaviors; Cold Pilgering; CT3 Tube; Mandrel; Abaqus/Explicit.*

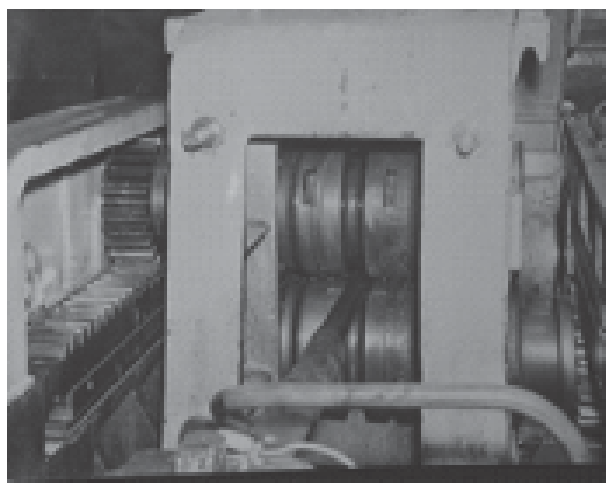
1. GIỚI THIỆU

Các loại ống thép hàn thường có nhược điểm là khả năng chịu được tải áp suất trong lòng ống rất là thấp, thường dưới 15bar. Trong khi đó, thực tế sử dụng cần những loại ống chịu được áp suất lên đến 250 bar, chỉ có ống đúc cán nóng thì mới đáp ứng được yêu cầu chịu tải áp suất lớn như vậy. Để nâng cao khả năng chịu được áp suất cao của ống, chúng ta có thể tiến hành gia công cán ống trên máy cán Pilger Mill, quy trình cán này sẽ làm vùng cán tăng nhiệt cục bộ lên rất cao làm cho vật liệu ở vùng đó nóng chảy. Máy cán Pilger có một bộ khuôn cán đôi có rãnh hình bầu dục dọc theo bề mặt khuôn và trục lõi (mandrel) đặt trong lòng ống, nó được xem như là đường dùng để xác định đường kính trong của ống thành phẩm [1-3]. Cán nguội trên máy cán Pilger Mill được coi là một trong những quy trình sản xuất hiệu quả nhất dùng để sản xuất ống. Trong công nghiệp, công nghệ này được áp dụng cho cả vật liệu sắt và không chứa sắt ngay cả khi chúng khó biến dạng. Nguyên liệu đầu vào của máy cán có thể bị biến dạng tới 95% chỉ trong một lần vận hành, giúp giảm đáng kể số lượng các hoạt động sản xuất cần thiết và cuối cùng dẫn đến

giảm chi phí sản xuất. Đồng thời, chất lượng cao của bề mặt ngoài và trong của ống và các đặc tính vật lý và cơ học rất cao thu được. Tuy nhiên, cán nguội ống trên máy Pilger Mill là một quá trình tạo hình đàn dẻo phi tuyến ba chiều và không ổn định với các hành vi biến dạng phức tạp bao gồm xu hướng thay đổi ứng suất/biến dạng và quỹ đạo dòng vật liệu. Các hành vi biến dạng phức tạp sẽ gây ra tính dị hướng đáng kể và ảnh hưởng đến khả năng tạo hình và hiệu suất tiếp theo của ống thép cuối cùng. Do đó, điều cần thiết là phải thiết lập một mô hình phần tử hữu hạn 3D để nghiên cứu xu hướng thay đổi ứng suất/biến dạng và quỹ đạo dòng vật liệu trong quá trình cán nguội của ống thép hàn CT3. Trong bài báo này, một mô hình mô phỏng 3D được tạo ra trên nền tảng ABAQUS/Explicit để mô phỏng quá trình biến đổi ứng suất và ứng xử biến dạng của ống thép CT3 có đường kính 49mm chiều dày 5mm được cán nguội thành ống có đường kính 25.4mm và dày thành 3mm trong dây chuyền cán nguội Pilger Mill. Trên cơ sở kết quả mô phỏng, ta có thể lựa chọn được các thông số kết cấu và thông số công nghệ cho quy trình cán nguội thép ống CT3 trên dây chuyền cán nguội Pilger Mill.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Quy trình cán nguội trên máy Pilger Mill

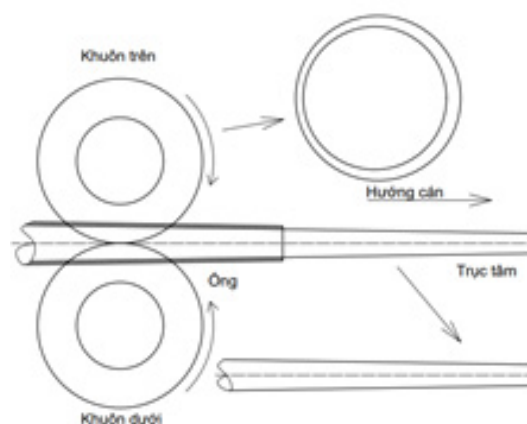


Hình 1. Cụm cán của máy cán nguội Pilger Mill

Ngược lại với các quy trình sản xuất ống khác, cán ống nguội được thực hiện trên máy cán Pilger Mill có tính chất tuần hoàn. Trong quy trình này [1], giá cán có khả năng thực hiện chuyển động theo chiều dọc. Các con lăn được gắn vào giá cán di chuyển và chúng quay theo các hướng ngược nhau như thể hiện trong Hình 1. Các con lăn có rãnh tròn và bán kính thay đổi được sử dụng trong quy trình này. Mặt cắt ngang rãnh tại mặt phẳng vào bằng với mặt cắt ngang của ống ban đầu trong khi tại mặt phẳng ra bằng với mặt cắt ngang của sản phẩm cuối cùng. Đường kính của rãnh cũng được lựa chọn chính xác. Ở cả hai vị trí quan trọng của giá (phía sau - lõi vào của vật liệu ban đầu và phía trước - lõi ra của sản phẩm cuối cùng), không có tiếp xúc giữa các con lăn và vật liệu. Sau đó, vật liệu được cán dọc theo thanh trục hình nón. Chu kỳ cán bắt đầu khi giá được đặt tại vị trí chết phía sau. Sau đó, ống ban đầu được dịch chuyển một khoảng cách tiến nhỏ và đồng thời xoay $60^\circ - 90^\circ$ quanh trục của nó.

2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng cho quá trình cán nguội trên máy Pilger Mill

Các thông số công nghệ mô hình hóa chính bao gồm thông số hình học của bánh cán, rãnh cán, lõi và ống thép CT3, mô hình cấu thành vật liệu, điều kiện tương tác, chuyển động tọa độ của các công cụ và chiến lược chia lưới được giải quyết. Mô hình hình học chứa các con lăn có tiết diện thay đổi, trục hình parabol, vòng chặn và ống, Hình 2. Con lăn được định nghĩa là cứng rời rạc, trong khi trục và vòng chặn được định nghĩa là cứng phân tích để cải thiện hiệu quả mô phỏng. Ống được gọi là rắn biến dạng. Mô hình vật liệu đàn hồi-dẻo được sử dụng để xác định ống thép CT3 và bảng 1 hiển thị các thông số đặc tính của vật liệu ống. Để đảm bảo độ chính xác của mô phỏng, tổng cộng 12424 nút tuyển tính, tích hợp giảm được áp dụng cho ống trong quá trình đóng cọc nguội ống. Các thông số kỹ thuật và thông số làm việc của quy trình cán thực tế như sau: đường kính ống vào $d_{in} = 49\text{mm}$, chiều dày thành ống $h_1 = 5\text{mm}$, khoảng tịnh tiến mỗi chu kỳ cán 5mm, góc xoay 75° , đường kính ống ngõ ra $d_{out} = 25.4\text{mm}$, chiều dày thành ống $h_2 = 3\text{mm}$. Thông số cơ lý của ống thép CT3 được cho trong bảng 1.



Hình 2. Quy trình cán ống trên máy cán nguội Pilger Mill



Bảng 1. Bảng thông số cơ lý tính của thép CT3.

Mô đun đàn hồi, E (Mpa)	2.1*10E6
Khối lượng riêng, ρ (g/cm ³)	7.85
Hệ số Possion	2.85
Giới hạn bền, σ (N/mm ²)	375

Để đảm bảo kết quả mô phỏng phản ánh đúng với kết quả thực tế thì các thông số của quá trình cán được chọn đúng với quá trình cán thực tế như trong bảng 2.

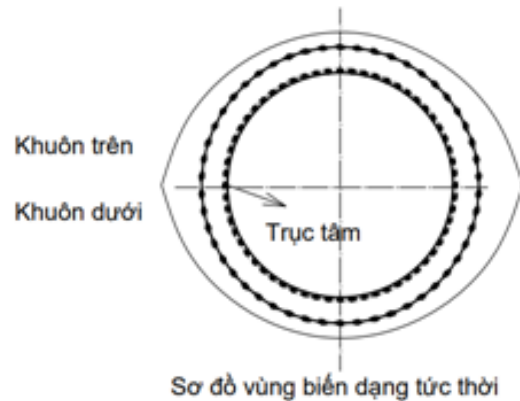
Bảng 2. Thông số cán nguội trên máy cán Pilger Mill

Vận tốc bánh cán, v (mm/s)	670
Vận tốc quay bánh cán, n (rad/s)	3,75
Vận tốc tịnh tiến của ống, v_1 (mm/s)	3
Vận tốc quay của ống, n_1 (rad/s)	1.9
Thời gian cho hành trình tiến bánh cán (s)	1
Thời gian cho hành trình lui bánh cán (s)	1
Thời gian ống chạy tới (s)	1
Thời gian ống quay (s)	1

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Phương pháp mô phỏng

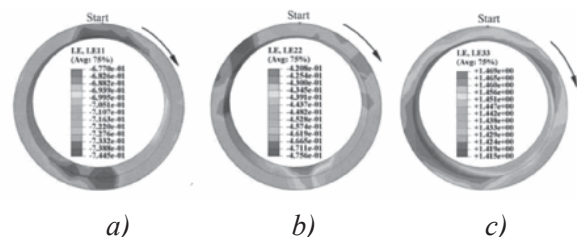
Ống trong vùng biến dạng tức thời được coi là mục tiêu để nghiên cứu trạng thái ứng suất và biến dạng tức thời. Như thể hiện trong hình 2, hai đường tròn được vẽ trên mặt ngoài và mặt trong của ống và tổng cộng 46 điểm được đánh dấu đồng nhất trên mỗi đường. Để nghiên cứu xu hướng thay đổi ứng suất/biến dạng theo thời gian và quỹ đạo dòng chảy vật liệu trong toàn bộ quá trình, một điểm “A” được đánh dấu ở đầu trước của ống, thể hiện trong hình 2. Sau đó, ứng suất, biến dạng và tọa độ của điểm này được đo sau mỗi 1 giây.



Hình 3. Vùng biến dạng tức thời

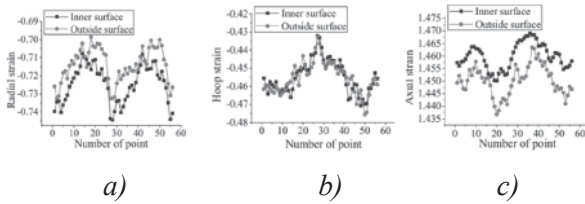
3.2. Kết quả mô phỏng và thảo luận

Hình 4 (a)-(c) là đường đồng mức biến dạng không gian trong vùng biến dạng tức thời và Hình 5 (a)-(c) cho thấy sự so sánh các biến dạng 3D tương ứng giữa các bề mặt bên ngoài và bên trong. Có thể thấy rằng sự khác biệt giữa các giá trị biến dạng cực đại và cực tiểu nhỏ hơn 0,1. Do đó, biến dạng 3D là đồng nhất trong vùng biến dạng tức thời. Cũng có thể thấy rằng biến dạng vòng trên bề mặt bên ngoài gần giống với biến dạng trên bề mặt bên trong, trong khi biến dạng hướng tâm và hướng trục trên bề mặt bên trong lớn hơn một chút so với biến dạng trên bề mặt bên ngoài. Điều này là do vật liệu trên bề mặt bên trong chảy dễ dàng hơn do khoảng hở giữa ống và trục.



Hình 4. So sánh các biến dạng 3D giữa bề mặt bên ngoài và bên trong của ống thép:

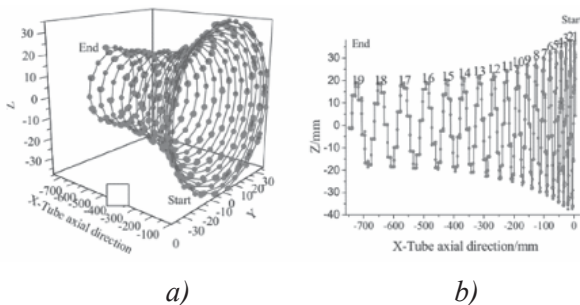
- (a) Đường bao của biến dạng xuyên tâm,
- (b) Đường bao của biến dạng vòng,
- (c) Đường bao của biến dạng dọc trục



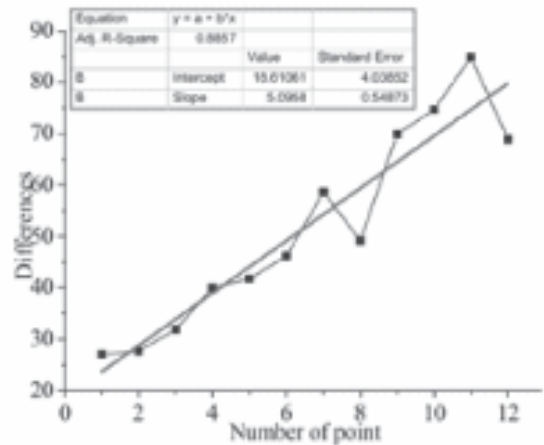
Hình 5. So sánh các biến dạng 3D giữa bề mặt bên ngoài và bên trong của ống thép:

(a) Biến dạng xuyên tâm, (b) Biến dạng vòng, (c) Biến dạng trục

Hình 6(a) cho thấy quỹ đạo dòng vật liệu. Có thể thấy rằng điểm vật liệu di chuyển về phía trước dọc theo quỹ đạo xoắn ốc. Điều này là do ống cấp liệu và ống quay. Hình 7(b) cho thấy hướng nhìn theo mặt phẳng X-O-Z của quỹ đạo này, trục X và trục Z lần lượt đề cập đến chiều dài của ống và đường kính ống. Có thể thấy rằng đường kính ống giảm dần cho đến khi duy trì không đổi. Giá trị X của 19 điểm trong hình 7(b) được đọc và biểu diễn trên hình 7. Có thể thấy rằng khoảng cách giữa hai chu kỳ lân cận tăng gần như tuyến tính. Điều này là do độ giãn dài của ống trong quá trình cán nguội ống trên dây chuyền Pilger Mill. Do đó, độ giãn dài của ống tăng gần như tuyến tính trong quá trình cán nguội ống. Kết quả này có thể giúp thiết kế rãnh cán phù hợp với từng nguyên liệu ống và từng loại sản phẩm ống ở đầu ra.



Hình 6. Sơ đồ quỹ đạo dòng chảy vật liệu: (a) Góc nhìn không gian, (b) Góc nhìn X-O-Z



Hình 7. Sự khác biệt giữa các độ giãn dài của ống

4. KẾT LUẬN

Dựa trên nền tảng ABAQUS/Explicit, mô hình 3D-FEM được thiết lập để nghiên cứu toàn bộ quá trình cán nguội ống CT3 trên dây chuyền cán Pilger Mill. Trong bài báo này, trạng thái ứng suất/biến dạng trong vùng biến dạng, xu hướng thay đổi ứng suất/biến dạng và quỹ đạo vật liệu trong toàn bộ quá trình được nghiên cứu.

(1) Ứng suất phân bố dao động có thể gây ra hỏng bề mặt. Do đó, việc kiểm soát trạng thái ứng suất trong vùng biến dạng tức thời là điều cần thiết để ngăn ngừa hỏng hóc và cải thiện chất lượng tạo hình. (2) Các đặc điểm phân bố ứng suất 3D khác nhau có thể gây ra nhiều phân bố kết cấu khác nhau. Do đó, việc kiểm soát phần trăm biến dạng 3D là điều cần thiết để kiểm soát phân bố kết cấu trong ống cuối cùng. (3) Độ giãn dài của ống tăng tuyến tính trong quá trình pilgering toàn bộ ống, điều này cần được xem xét khi thiết kế con lăn và trục. ❖



Ngày nhận bài: 10/02/2025

Ngày phản biện: 27/02/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. S. Muot, A. Hacquin, P. Montmitonnerin, “3D finite element simulation of cold pilgering”. Journal of Material Processing Technology, Vol. 60 (1996), 505-512.
- [2]. Carscallen, W.E., Jeswiet, J., Oosthuizen, P.H., “Optimization of a Cooling System: the Cooling of Pilgered Seamless Tubes”. CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 43, (1994).
- [3]. V.M. Prajapati, B.D. Patel, “Fatigue analysis of mandrel use in tube drawing process”. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 1 Issue 10, December-2012.
- [4]. V.M. Prajapati, “Design, Optimization and Analysis of Cold Pilger Mill Mandrel for Tube Drawing Using Cad Software”. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT).
- [5]. S. Nantha Gopan, M. Gowtham, J. Kirubakaran Vivek, R. Rajesh, S. Ramakrishnan, “Design and Analysis of Adjustable Inside Diameter Mandrel for Induction Pipe Bender”. International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) – Volume10, Number 1 - Apr 2014.
- [6]. S.Z. Qamar, “Effect of heat treatment on mechanical properties of H11 tool steel”. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 35/2 (2009), 115-120.
- [7]. J. Osika, “Walcowanie rur na zimno w walcarkach pielgrzymowych”. Uczelniane Wydawnictwa Naukowe – Dydaktyczne AGH (2004).
- [8]. Metal Forming Handbook /Schuler (c) Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998.
- [9]. Metal Forming Processes. Zainul Huda, Springer Nature Switzerland AG, 2024.
- [10]. Argha Dutta, Apu Sarkar, N. Gayathri, Sandip Bysakh, Arpan Arora, Santu Dey, S. Srivastava, Suhrit Mula & P. Mukherjee, “Effects of Cold Rolling-Induced Defects on Proton Irradiation Response in Nb-1Zr-0.1C Alloy”. Nuclear Science and Engineering, 2024.
- [11]. Abe, H. and Furugen, M., “Method of Evaluating Workability in Cold Pilgering of Zirconium Alloy Tube”. Materials Transaction, Vol 51 (2010).
- [12]. Abe, H. and Furugen, M., “Method of Evaluating Workability in Cold Pilgering”. Journal of Materials Processing Technology, Vol. 212 (2012).

ỨNG DỤNG MÁY TÍNH VÀO TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH ĐỘNG HỌC MÁY MÀI RĂNG ĐỂ NÂNG CAO ĐỘ CHÍNH XÁC GIA CÔNG

APPLICATION OF COMPUTER IN CALCULATION OF ADJUSTING THE DYNAMICS OF TEETH GRINDING MACHINES TO IMPROVE PROCESSING ACCURACY

Dương Công Định

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

Email: dcdinh@tnut.edu.vn

TÓM TẮT

Máy mài răng được sử dụng trong gia công để nâng cao độ bóng và độ chính xác bề mặt răng của các bánh răng đã nhiệt luyện. Độ chính xác động học của các xích truyền động là một yếu tố ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của bánh răng gia công. Độ chính xác bước răng được quyết định bởi độ chính xác tỷ số truyền của khâu điều chỉnh xích bao hình của máy. Trong nội dung bài báo này sẽ trình bày việc ứng dụng máy tính để tính toán điều chỉnh động học xích bao hình của máy mài răng nhằm nâng cao độ chính xác gia công trên máy.

Từ khóa: Gia công răng; Mài răng; Độ chính xác; Tỷ số truyền; Xích động học; Bánh răng thay thế; Điều chỉnh động học.

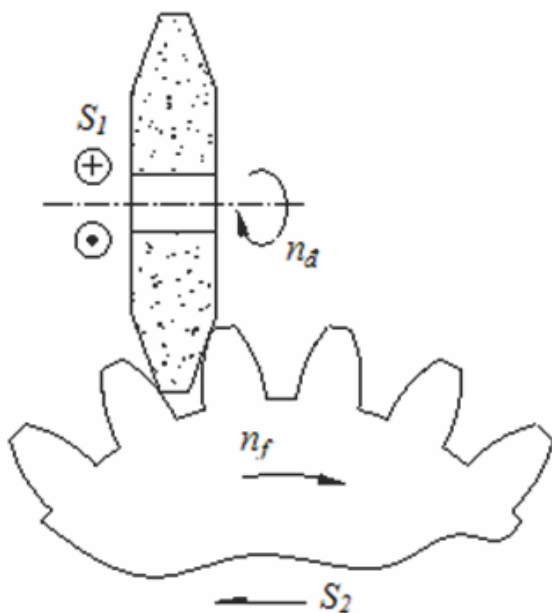
ABSTRACT

Gear grinding machines are used in machining to improve the surface finish and accuracy of the teeth of heat-treated gears. The kinematic accuracy of the transmission chains is a factor that greatly affects the accuracy of the machined gears. The pitch accuracy is determined by the accuracy of the gear ratio of the machine's blanking chain adjustment. This article will present the application of computers to calculate the kinematic adjustment of the blanking chain of the gear grinding machine to improve the machining accuracy on the machine.

Keywords: Gear machining; Gear grinding; Precision; Gear ratio; Kinematic chain; Replacement gear; Kinematic adjustment. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Gia công răng trên máy mài răng nhắc lại sự ăn khớp của bộ truyền thanh răng-bánh răng. Sơ đồ gia công tạo hình biên dạng răng biểu diễn trên hình 1 [1]. Đá mài đĩa quay n_d để tạo vận tốc cắt và chuyển động chạy dao tịnh tiến S_1 . Phôi bánh răng quay n_f và chuyển động chạy dao tịnh tiến S_2 . Trong quá trình gia công, đá mài đóng vai trò là răng của thanh răng và phôi đóng vai trò là bánh răng. Chuyển động quay của phôi thực hiện quá trình phân độ và cùng với chuyển động tịnh tiến của nó đảm bảo thực hiện quá trình bao hình để tạo hình biên dạng răng. Mỗi quan hệ giữa hai chuyển động n_f và S_2 là yếu tố quan trọng đảm bảo độ chính xác bước và biên dạng răng. Trên máy mài răng, quan hệ giữa hai chuyển động này được thực hiện bằng liên kết động học của xích bao hình. Do vậy, ta cần phải tính toán điều chỉnh tỷ số truyền trong xích động học bao hình này với độ chính xác cần thiết thì mới đảm bảo được độ chính xác bước và biên dạng của bánh răng gia công.



Hình 1. Sơ đồ tạo hình biên dạng răng

2. ĐIỀU CHỈNH ĐỘNG HỌC XÍCH BAO HÌNH MÁY MÀI RĂNG

Sơ đồ cấu trúc động học máy mài răng như hình 2 [2]. Phương trình động học của xích bao hình như sau:

$$\frac{1}{Z} \times i_{11-10} \times \frac{1}{i_y} \times i_{9-8} \times i_{12-13} \times i_x \times i_{14-15} \times t_{vm} = \pi m_s$$

Trong đó:

- m_s : Mô đun mặt đầu của bánh răng gia công;

- Z : Số răng của bánh răng gia công;

- i_y : Công thức điều chỉnh của xích phân độ.

i_y được tính toán từ phương trình động học xích phân độ:

$$n_{z0} \times i_{8-9} \times i_y \times i_{10-11} = \frac{Z_i}{Z}$$

Ta có:

$$i_y = C_y \cdot \frac{Z_i}{Z}$$

Ở đây:

- C_y : Hằng số của xích động học;

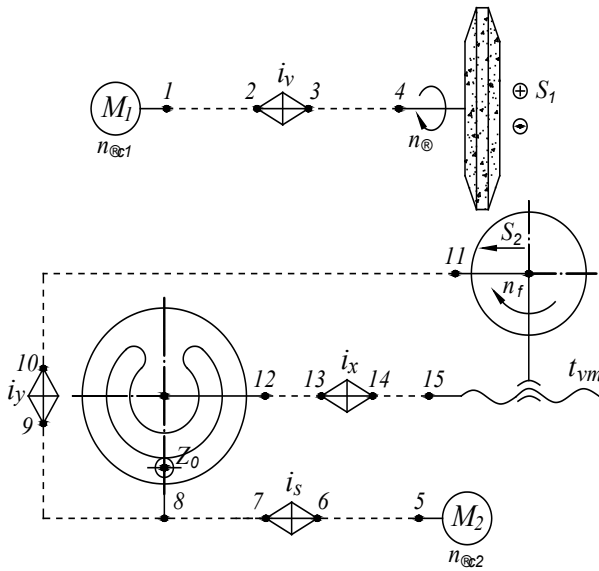
- n_{z0} : Số vòng quay của bánh răng Z_0 trong một chu kỳ gia công;

- Z_i : Số răng quay phân độ của phôi trong một chu kỳ gia công.

Thay i_y vào phương trình động học của xích bao hình trên, ta sẽ rút ra công thức điều chỉnh của xích bao hình là:

$$i_x = C_x \cdot m_s \cdot Z_i$$

Trong đó: C_x là hằng số của xích động học.



Hình 2. Sơ đồ cấu trúc động học máy mài răng

Để có thể đảm bảo được tỷ số truyền chính xác, khâu điều chỉnh xích bao hình i_x của máy mài răng sử dụng cơ cấu bánh răng thay thế:

$$i_{\pi} = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

Trong đó: a, b, c, d là số răng của các bánh răng thay thế, đảm bảo điều kiện:

$$a + b > c + (20 \div 25) \text{ và } c + d > b + (20 \div 25) \quad [3]$$

Việc tính chọn số răng a, b, c, d của các bánh răng thay thế quyết định đến độ chính xác tỷ số truyền của xích động học và nó ảnh hưởng đến độ chính xác bước răng của bánh răng gia công. Nếu sai số bước răng cho phép của bánh răng là f_{pr} thì khi chọn các bánh răng thay thế a, b, c, d cần thỏa mãn điều kiện:

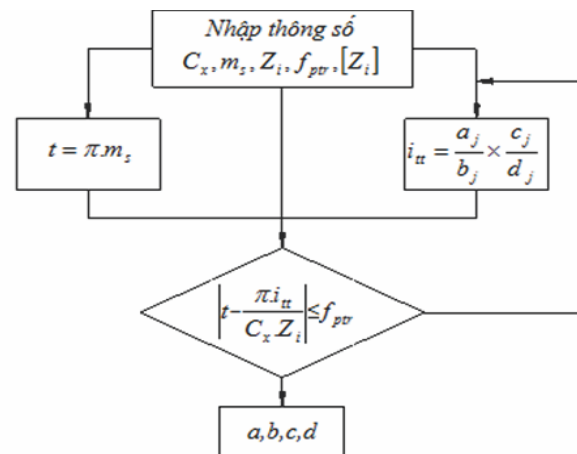
$$\left| \pi \cdot m_s - \frac{\pi}{C_x \times Z_i} \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} \right| \leq f_{pr}$$

3. ỨNG DỤNG MÁY TÍNH VÀO TÍNH TOÁN ĐIỀU CHỈNH ĐỘNG HỌC

3.1. Sơ đồ tính toán

Để xác định a, b, c, d, ta có thể sử dụng nhiều phương pháp khác nhau, trong đó phương pháp dùng máy tính để tính toán sẽ cho kết quả nhanh chóng, chính xác và thuận lợi trong sử dụng. Hiện nay, có nhiều phần mềm có thể áp dụng để lập trình tính toán như Turbo Pascal, lập trình C, Foxpro, Matlab, Excel... Trong nội dung nghiên cứu ở đây, tác giả sử dụng ngôn ngữ lập trình Turbo Pascal để lập phần mềm tự động cho quá trình tính toán.

Sơ đồ thuật toán tính bánh răng thay thế khi mài răng như hình 3 [5], [6]. Các thông số cần nhập vào chương trình là hệ số C_x của máy, mô đun m_s , số răng phân độ Z_i , sai số bước răng cho phép f_{pr} , số răng của các bánh răng thay thế $[Z_i]$ của máy. Chương trình tính toán sẽ đưa ra kết quả là số răng của các bánh răng thay thế a, b, c, d đảm bảo tỷ số truyền yêu cầu.



Hình 3. Sơ đồ tính toán bánh răng thay thế

3.2. Lập trình tính toán

Lập chương trình tính toán tự động cho xích bao hình của máy mài răng $5\pi 84$. Công

thức điều chỉnh của xích bao hình của máy mài răng 5π84 là:

$$i_x = \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{m_s \cdot Z_i}{80} \quad [2]$$

Hằng số của của xích động học:

$$C_x = \frac{1}{80}$$

Trong lập trình, hệ số C_x được tính

thông qua $C_{x1} = 1$ và $C_{x2} = 80$: $C_x = \frac{C_{x1}}{C_{x2}}$

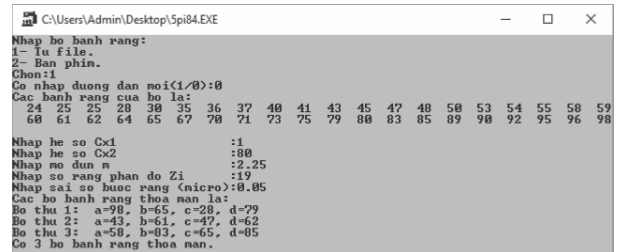
Tính toán khi mài bánh răng trụ răng thẳng có mô đun $m = 2,25$; số răng phân độ $Z_i = 19$; sai số bước răng cho phép $f_{ptr} = 0,05\mu m$ [4]. Bộ bánh răng thay thế $[Z_i]$ của xích bao hình có các bánh răng với số răng là: 24, 25, 25, 28, 30, 35, 36, 37, 40, 41, 43, 45, 47, 48, 50, 53, 54, 55, 58, 59, 60, 61, 62, 64, 65, 67, 70, 71, 73, 75, 79, 80, 83, 85, 89, 90, 92, 95, 96, 98 [3].

Kết quả chạy chương trình tính toán trên máy tính có màn hình hiển thị như hình 4. Kết quả có ba bộ bánh răng thay thế thỏa mãn yêu cầu:

$$\text{Bộ thứ nhất: } \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{98}{65} \times \frac{28}{79};$$

$$\text{Bộ thứ hai: } \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{43}{61} \times \frac{47}{62};$$

$$\text{Bộ thứ ba: } \frac{a}{b} \times \frac{c}{d} = \frac{58}{83} \times \frac{65}{85}$$



Hình 4. Màn hình hiển thị chạy chương trình

4. KẾT LUẬN

Việc ứng dụng máy tính với các công cụ lập trình tự động để lập chương trình tính toán trợ giúp cho quá trình điều chỉnh động học máy đưa ra được kết quả tính toán chính xác, nhanh chóng, đảm bảo nâng cao được độ chính xác gia công. Kết quả nghiên cứu lập trình tính toán tự động này có thể phát triển để ứng dụng trong việc tính toán điều chỉnh cho nhiều xích động học khác. Nó có thể được dùng làm tài liệu hướng dẫn, tham khảo cho sinh viên trong quá trình học tập, nghiên cứu khoa học để nâng cao chất lượng đào tạo và áp dụng vào thực tế sản xuất để nâng cao chất lượng sản phẩm. ❖

Ngày nhận bài: 12/02/2025

Ngày phản biện: 07/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Văn Hùng, Nguyễn Phương, “Cơ sở máy công cụ”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2007.
- [2]. N. Acherkan, D.Sc, “Machine tool design”. Mir Publishers Moscow, 1968.
- [3]. Мипетрик, В.А. шишов, “Тавлицы для подбора зубчатых клес”. Мациностроение, 1973.
- [4]. A.N. Zuravlev, “Dung sai và kỹ thuật đo lường”. NXB. Công nhân kỹ thuật, 1987.
- [5]. Bùi Thế Tâm, Võ Văn Tuấn Dũng, “Pascal 7.0”. NXB. Giao thông Vận tải, 1998.
- [6]. Nguyễn Viết Trung, Hoàng Hồng, “Turbo Pascal 7.0 – Chương trình mẫu trong các ngành kỹ thuật”. NXB. Giao thông Vận tải, 1997.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ GIA CÔNG ĐẾN CHẤT LƯỢNG BỀ MẶT KHI PHAY CNC THÉP Y8

STUDY ON THE EFFECT OF MACHINING PARAMETERS ON SURFACE QUALITY IN CNC MILLING OF Y8 STEEL

TS. Nguyễn Thành Nhân*, TS. Nguyễn Anh Dũng, Nguyễn Tuấn Minh

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

*Email: nhan.nguyenthanh@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Nghiên cứu này phân tích ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt (tốc độ cắt, lượng ăn dao, chiều sâu cắt) đến độ nhám bề mặt (R_a) khi gia công thép Y8 bằng công nghệ phay CNC. Bằng cách tiến hành thực nghiệm và sử dụng phương pháp hồi quy tuyến tính, một mô hình toán học được xây dựng nhằm dự đoán R_a dựa trên các thông số gia công. Kết quả cho thấy tốc độ cắt có ảnh hưởng lớn nhất đến độ nhám bề mặt, trong khi lượng ăn dao và chiều sâu cắt cũng tác động đáng kể nhưng ở mức độ thấp hơn. Thông qua phân tích thực nghiệm, nghiên cứu đề xuất một dải giá trị hợp lý cho các thông số chế độ cắt giúp nâng cao chất lượng bề mặt và hiệu suất sản xuất, đồng thời mở ra hướng nghiên cứu tiếp theo nhằm tối ưu hóa quy trình gia công CNC.

Từ khóa: Thép Y8; Phay CNC; Độ nhám bề mặt; Hồi quy tuyến tính; Thông số gia công.

ABSTRACT

This study analyzes the effects of machining parameters (cutting speed, feed rate, and depth of cut) on surface roughness (R_a) in the CNC milling of Y8 steel. Through experimental analysis and linear regression modeling, a mathematical model was developed to predict R_a based on machining parameters. The results indicate that cutting speed significantly influences surface roughness, while feed rate and cut depth contribute to a lesser extent. Based on experimental findings, this research proposes a reasonable range of machining parameters to enhance surface quality and production efficiency. Furthermore, it suggests future studies for further optimization of CNC machining processes.

Keywords: Y8 steel; CNC milling; Surface roughness; Linear regression; Machining parameter. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Thép Y8 là một loại thép dụng cụ cacbon cao, được sử dụng phổ biến trong chế tạo dao cắt, khuôn mẫu và các chi tiết cơ khí chịu mài mòn. Với độ cứng cao, khả năng chịu tải lớn và độ bền tốt, thép Y8 còn được ứng dụng rộng rãi trong sản xuất các dụng cụ chịu va đập mạnh, giúp đảm bảo độ bền và tuổi thọ của sản phẩm trong điều kiện làm việc khắc nghiệt. [1] Tuy nhiên, trong thực tế sản xuất, chất lượng bề mặt của sản phẩm gia công phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó quan trọng nhất là các thông số chế độ cắt. Vì vậy, việc nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số này đến độ nhám bề mặt khi gia công thép Y8 bằng công nghệ phay CNC là rất cần thiết để tối ưu hóa quy trình và nâng cao chất lượng sản phẩm.

Trong những năm gần đây, nhiều nghiên cứu đã tập trung vào ảnh hưởng của chế độ cắt đến chất lượng bề mặt của các loại thép dụng cụ. Chẳng hạn, nghiên cứu của Nguyễn Chương Đạo và cộng sự đã phân tích ảnh hưởng của vận tốc cắt (V) và lượng chạy dao (F) đến độ nhám bề mặt khi phay CNC thép C45. [2] Kết quả cho thấy rằng khi tăng vận tốc cắt, độ nhám bề mặt có xu hướng giảm, trong khi tăng lượng chạy dao sẽ làm tăng độ nhám. Đây là cơ sở quan trọng để tiếp tục nghiên cứu sự ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt đối với thép Y8.

Bên cạnh đó, nghiên cứu của Đỗ Thị Kim Liên về mác thép X12M cũng đã chỉ ra rằng các thông số chế độ cắt như vận tốc cắt, lượng ăn dao và chiều sâu cắt có ảnh hưởng lớn đến độ nhám bề mặt khi gia công trên máy phay CNC. Mô hình hồi quy thực nghiệm được xây dựng trong nghiên cứu này giúp dự đoán độ nhám bề mặt dựa trên các thông số gia công, từ đó đưa ra các khuyến nghị để nâng cao chất lượng bề mặt. [3] Những phương pháp phân

tích này có thể được áp dụng cho thép Y8 để xây dựng mô hình dự đoán tương tự, giúp tối ưu hóa chế độ cắt và cải thiện hiệu suất gia công.

Mặc dù có nhiều nghiên cứu liên quan đến ảnh hưởng của chế độ cắt đối với các loại thép dụng cụ, nhưng vẫn chưa có nhiều nghiên cứu chuyên sâu về thép Y8. Do đó, nghiên cứu này tập trung vào việc đánh giá ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt (tốc độ cắt, lượng ăn dao, chiều sâu cắt) đến độ nhám bề mặt khi gia công thép Y8 bằng công nghệ phay CNC. Mục tiêu là xác định bộ thông số hợp lý nhằm nâng cao chất lượng bề mặt, đảm bảo độ chính xác kích thước và tối ưu hóa quy trình sản xuất trong ngành gia công cơ khí.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Vật liệu và thiết bị

- Vật liệu: Thép Y8 (thành phần hóa học: 0.75-0.84% C, 0.17-0.37 % Si, 0.17-0.37% Mn) [4];

- Kích thước phôi: $\Phi 40 \times 70$ mm;

- Máy phay CNC: Deckel Maho DMU 105 5 trục;

- Dụng cụ cắt: Dao phay $\Phi 25$ BAP300R 25x160-C25-3T gắn mảnh dao phay APMT113508PDER RG-CX31NS;

- Thiết bị đo độ nhám: Hommel-Etamic W10;

- Dung dịch làm mát: Dầu tưới nguội Balaser pha thêm dung môi nước. Tỷ lệ dầu: nước (7...10) %.

2.2. Thông số chế độ cắt

Số thí nghiệm N cần thực hiện khi quy hoạch thực nghiệm được tính theo công thức sau:

$$N = 2^k = 2^3 = 8 \quad (1)$$

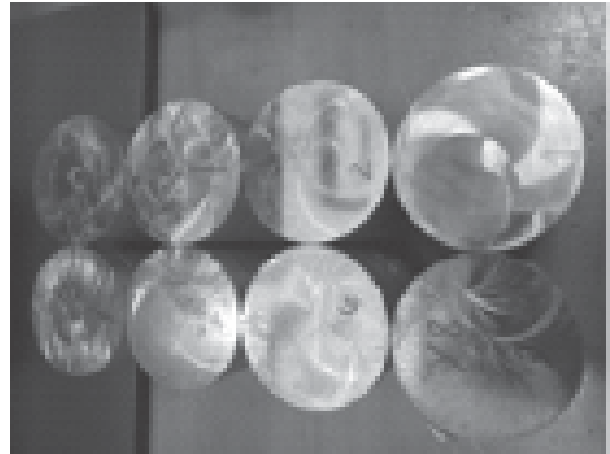
Ở đây, k (k = 3) là số yếu tố ảnh hưởng: Lượng ăn dao (s), tốc độ cắt (v), chiều sâu cắt (t) [5].

Bảng 1. Bảng chế độ cắt khi tiến hành thí nghiệm đối với thép Y8

STT thí nghiệm	Các yếu tố ảnh hưởng		
	Bước tiến “s” (m/ph)	Vận tốc cắt “v” (v/ph)	Chiều sâu cắt “t” (mm)
1	0.06	1000	0.2
2	0.15	1000	1
3	0.06	1500	0.2
4	0.15	1500	1
5	0.06	1000	0.2
6	0.15	1000	1
7	0.06	1500	0.2
8	0.15	1500	1



Hình 1. Sơ đồ cắt khi tiến hành thực nghiệm



Hình 2. Mẫu thép Y8 sau gia công

2.3. Phân tích, xây dựng mô hình hồi quy tuyến tính

Quy hoạch thực nghiệm trực giao cho phép xây dựng mô hình toán học biểu thị quan hệ phụ thuộc giữa thông số đầu ra và các thông số đầu vào. Mô hình toán học này có thể được viết dưới dạng:

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + \dots + b_nX_n + b_{12}X_1X_2 + \dots + b_{(n-1)n}X_{n-1}X_n \quad (2)$$

Phương trình này gọi là phương trình hồi quy [6].

Việc bổ sung các yếu tố tương tác giữa tốc độ cắt, lượng ăn dao và chiều sâu cắt giúp nâng cao độ chính xác của mô hình. Mô hình đạt độ chính xác cao cho phép dự đoán chính xác độ nhám bề mặt dựa trên thông số gia công.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả thực nghiệm



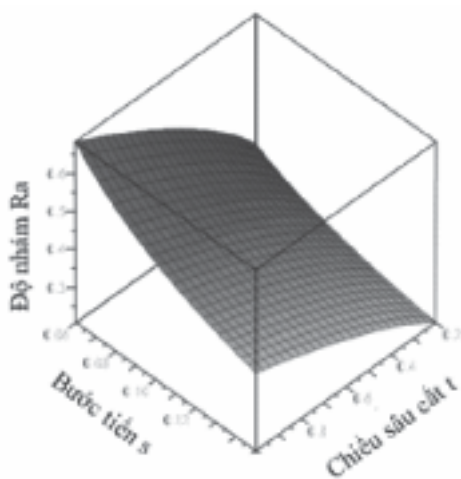
Bảng 2. Kết quả đo độ nhám qua thí nghiệm của mẫu Y8

STT thí nghiệm	Độ nhám đo được Ra (m)			Ra _{tb}
	Ra1	Ra2	Ra3	
1	0.242	0.329	0.152	0.241
2	0.264	0.188	0.136	0.196
3	1.777	2.309	1.282	1.789
4	0.356	0.590	0.679	0.541
5	0.777	0.945	0.549	0.757
6	0.743	0.836	0.899	0.826
7	2.032	0.974	1.569	1.525
8	0.636	0.886	0.776	0.766

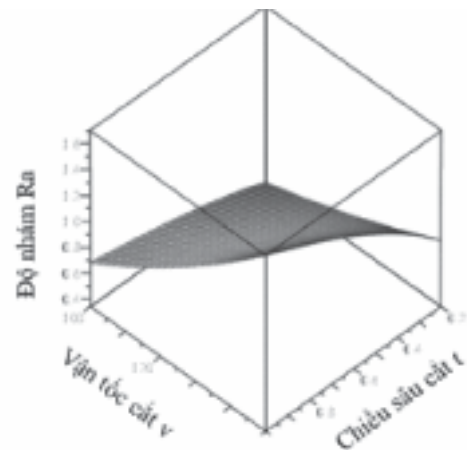
Sau khi tính toán theo quy hoạch thực nghiệm, ta có phương trình biểu thị mối quan hệ giữa độ nhám bề mặt với chế độ cắt của mác thép Y8:

$$Ra = e^{-12.29} \cdot s^{-0.55} \cdot v^{2.25} \cdot t^{0.43} \quad (3)$$

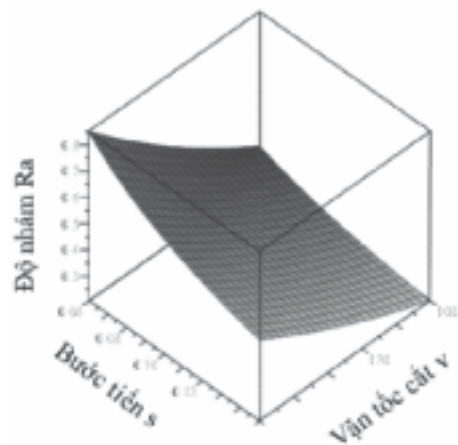
Từ phương trình trên, ta có các đồ thị quan hệ giữa Ra với s, v, t của mác thép Y8 [7].



Hình 3. Đồ thị mối quan hệ giữa Ra với s, t khi v = 100 m/vòng Y8



Hình 4. Đồ thị mối quan hệ giữa Ra với v, t khi s = 0.06 m/phút của thép Y8



Hình 5. Đồ thị mối quan hệ giữa Ra với s, v khi t = 0.2 mm của thép Y8

3.2. Ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt đến độ nhám bề mặt

Nghiên cứu này đã phân tích ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt (tốc độ cắt, lượng ăn dao và chiều sâu cắt) đến chất lượng bề mặt khi gia công thép Y8 bằng công nghệ phay CNC. Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng:

+ Tốc độ cắt là yếu tố ảnh hưởng mạnh nhất đến độ nhám bề mặt (Ra). Khi tăng tốc độ cắt trong phạm vi nghiên cứu, độ nhám bề mặt có xu hướng giảm, đặc biệt ở khoảng từ 120-

160 m/phút, giúp cải thiện đáng kể chất lượng bề mặt.

+ Lượng ăn dao cũng có ảnh hưởng đáng kể, nhưng tác động theo chiều hướng tăng lượng ăn dao thì độ nhám bề mặt cũng tăng, dẫn đến bề mặt thô hơn. Vì vậy, cần lựa chọn mức ăn dao phù hợp để cân bằng giữa năng suất và chất lượng bề mặt.

+ Chiều sâu cắt có tác động đến Ra, với giá trị chiều sâu cắt lớn làm tăng độ nhám do ảnh hưởng đến độ ổn định của dao cắt trong quá trình gia công.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã đánh giá ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt đến chất lượng bề mặt khi phay CNC thép Y8, qua đó cung cấp cơ sở khoa học và thực tiễn giúp cải thiện hiệu suất gia công. Kết quả cho thấy tốc độ cắt, lượng ăn dao và chiều sâu cắt đều có tác động đáng kể đến độ nhám bề mặt, trong đó tốc độ cắt có ảnh hưởng lớn nhất. Việc điều chỉnh tốc độ cắt trong phạm vi hợp lý giúp cải thiện đáng kể chất lượng bề mặt, giảm độ nhám và nâng cao hiệu suất gia công. Lượng ăn dao cần được lựa chọn cẩn thận để tránh làm thô bề mặt trong khi vẫn đảm bảo năng suất gia công. Chiều sâu cắt cũng tác động đến độ nhám bề mặt, do đó cần xác định mức cắt phù hợp nhằm tối ưu hóa giữa chất lượng và khả năng gia công.

Từ những kết luận trên, nghiên cứu đề xuất tiếp tục thực hiện các nghiên cứu nâng cao nhằm tối ưu hóa hoàn toàn chế độ cắt. Việc áp dụng các thuật toán tối ưu hóa, chẳng hạn như quy hoạch thực nghiệm hoặc trí tuệ nhân tạo, có thể giúp xác định chính xác hơn bộ thông số gia công tối ưu. Ngoài ra, cần nghiên cứu sâu hơn về ảnh hưởng của loại dao cắt và rung

động trong quá trình phay CNC nhằm nâng cao chất lượng bề mặt và độ ổn định của quá trình gia công. Những hướng nghiên cứu này sẽ giúp cải thiện đáng kể năng suất và hiệu quả kinh tế trong sản xuất công nghiệp. ♦

Ngày nhận bài: **18/02/2025**

Ngày phản biện: **11/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Văn Địch (2007), “*Sổ tay Dụng cụ cắt và Dụng cụ phụ*”. NXB. Khoa học và Kỹ Thuật.
- [2]. Nguyễn Chương Đạo, Nguyễn Chung, Trần Văn Giang, Đậu Tấn Cương, “*Ảnh hưởng của các thông số chế độ cắt (F và V) tới độ nhám bề mặt của chi tiết gia công trên máy Phay CNC EMCO MILL 755 với vật liệu thép C45*”. Journal of Educational Equipment: Applied research, Volume 2, Issue 323 (October 2024), ISSN 1859 – 0810.
- [3]. Do Thi Kim Lien, Nguyen Dinh Man, Phung Tran Dinh, “*Investigate the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness When Milling X12m Steel*”. International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology (IJSRSET), Online ISSN: 2394-4099, Print ISSN: 2395-1990, Volume 8 Issue 2, pp. 258-263, March-April 2021. <https://doi.org/10.32628/IJSRSET218255>
- [4]. “ГОСТ 1435-99: Прокат сортовой и калиброванный из конструкционных углеродистых качественных сталей”. Технические условия (1999), <https://auremo.biz/files/gosts/gost-1435-99.pdf>
- [5]. Nguyễn Hữu Lộc (2021), “*Giáo trình Quy hoạch và phân tích thực nghiệm*”. NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.
- [6]. Trần Văn Địch (2006), “*Nghiên cứu độ chính xác gia công bằng thực nghiệm*” (Giáo trình dùng cho học viên cao học). NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [7]. Maplesoft, “*Maple 17 User Manual*”. Waterloo, Canada: Maplesoft, 2013.

PHƯƠNG PHÁP NÂNG CAO VẾT TIẾP CẶP BÁNH RĂNG CÔN RĂNG CONG HỆ GLEASON

METHOD OF IMPROVING THE CONTACT PATTERN OF SPIRAL BEVEL GEARS IN THE GLEASON SYSTEM

Nguyễn Thọ Sơn

Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

Email: ntson2012@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Trong bài báo này, tác giả thay đổi góc profile của dụng cụ cắt khi cắt cặp bánh răng côn răng cong trên máy ZFTKK250x5 thông qua việc nghiên cứu ảnh hưởng của góc profile dụng cụ cắt đến chất lượng ăn khớp của bộ bánh răng này. Kết quả, các tác giả đánh giá chất lượng ăn khớp khi cắt trong hai trường hợp: hoặc thay đổi góc profile của dụng cụ cắt; hoặc khi chưa thay đổi góc góc profile của dụng cụ cắt. Các tác giả thấy rằng chất lượng ăn khớp của bộ bánh răng này sau khi thay đổi góc profile dụng cụ được cải thiện đáng kể.

Từ khóa: Bộ bánh răng côn răng cong; Góc profile dụng cụ cắt; Hệ Gleason.

ABSTRACT

In this paper, authors changed profile angle of cutting tool for cutting spiral bevel gears on the ZFTKK 250x5 machine through studying to affection by angle of cutting tool to the quality drive of spiral bevel gear sets. To obtain these results, authors assessed quality drive of this gear set when cut spiral bevel gears in the two cases: (i) changing the angle of cutting tool; (ii) not changing the angle of cutting tool. It is easy to recognize that when changed profile angle of cutting, quality drive of Gleason system spiral bevel gears was improved very much.

Keywords: Spiral bevel-gear; Profile angle of cutting tool; Gleason system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các thông số của dụng cụ cắt khi gia công bánh răng côn răng cong hệ Gleason.

Dựa vào tài liệu [3], [4] khi gia công cặp bánh răng côn răng cong Gleason, các nhà công nghệ phải dựa vào thông số thiết kế của cặp bánh răng đó. Từ đó, các nhà công nghệ sẽ

chọn được đầu dao cắt và dao cắt phù hợp với cặp bánh răng này. Đường kính của đầu dao được chọn theo tiêu chuẩn và gần bằng với D_0 tính toán.

Góc profile của lưỡi cắt: Để đảm bảo các góc ăn khớp bằng nhau đối với mặt lồi và mặt lõm. Nhà công nghệ sử dụng dao với các góc profin khác nhau đối với mặt lồi và lõm

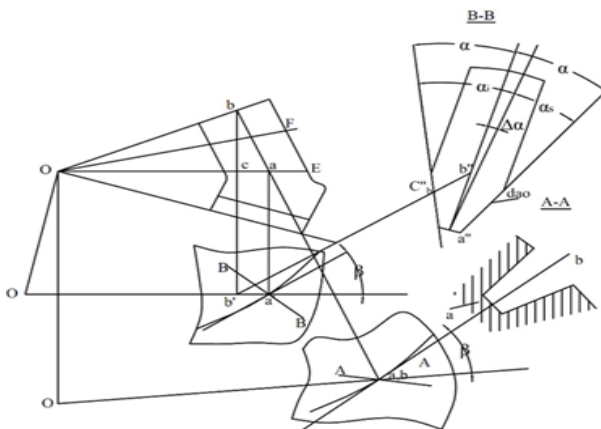
răng. Bản chất như sau: dao cắt là răng của bánh răng sinh đỉnh dẹt. Đỉnh của nó nằm trong mặt phẳng thẳng góc với trục quay của giá lắp lư. Đường sinh của mặt côn lăn OF (hình 1) nghiêng với mặt phẳng này theo góc chân răng của phôi γ , hoặc trục đối xứng của profin dao nghiêng với đường sinh mặt côn lăn một góc cũng như vậy. Hình 3 trình bày đường cong của răng phôi tương ứng với mặt côn lăn và mặt côn đáy cùng các tiết diện của chúng AA và BB. Góc ăn khớp của cặp profin tiếp xúc phải lấy trên mặt côn lăn. Như vậy, trong tiết diện AA, rãnh phải đối xứng với trục ab.

Để đảm bảo điều đó, cần có profin không đối xứng của rãnh đối với trục α'' (mặt cắt BB), lấy theo mặt côn trong. Dao cắt ngoài để cắt mặt lõm của răng phôi, cần có góc profin a_e , còn dao cắt trong, cắt mặt lồi - góc profin a_i . Những góc này khác với góc profin α - là góc ăn khớp lý thuyết của các profin tiếp xúc - một lượng $\Delta\alpha$, nghĩa là:

$$a_e = \alpha - \Delta\alpha \text{ và } a_i = \alpha + \Delta\alpha$$

Góc $\Delta\alpha$ được xác định như sau:

$$\tan \Delta\alpha = \frac{a''c''}{b''c''} = \frac{a'b \sin \beta}{bc} = \tan \gamma \sin \beta$$



Hình 1. Nguyên tắc hình thành góc điều chỉnh lưỡi cắt

Vì $\Delta\alpha$ nhỏ, có thể lấy $\tan \Delta\alpha = \Delta\alpha$. Đối với các bánh răng tiếp xúc z_1 và z_2 , ta có:

$$\Delta\alpha_1 = \tan \gamma_1 \sin \beta; \Delta\alpha_2 = \tan \gamma_2 \sin \beta.$$

Như vậy, góc profin ở mặt lõm và lồi của bánh răng nhỏ và lớn sẽ tương ứng bằng:

$$a_{e1} = \alpha - \Delta\alpha_1; a_{i1} = \alpha + \Delta\alpha_1$$

$$a_{e2} = \alpha - \Delta\alpha_2; a_{i2} = \alpha + \Delta\alpha_2$$

Hai bánh răng z_1 và z_2 khác nhau về trị số hiệu chỉnh profin dao, còn đối với dao cắt ngoài và trong thì ngược dấu nhau. Như vậy, khi cắt cặp bánh răng côn răng cong bằng một số hiệu đầu dao thì điểm ăn khớp không còn ở điểm ăn khớp lý thuyết nữa, mà nó sẽ nằm ở lân cận điểm ăn khớp lý thuyết. Do đó mà vùng tiếp xúc sẽ không còn được như mong muốn.

2. NỘI DUNG

2.1. Phương pháp gia công hiện nay (Một số hiệu dao cắt)

Để giảm bớt số lượng chủng loại dao, trị số hiệu chỉnh sẽ lấy theo số trung bình số học và như nhau đối với cả hai bánh răng. Trong trường hợp đó, góc ăn khớp thực sẽ phân nào đó khác góc lý thuyết, do đó:

$$\pm \Delta\alpha = \pm \frac{\Delta\alpha_1 + \Delta\alpha_2}{2} = \frac{\tan \gamma_1 + \tan \gamma_2}{2} \sin \beta$$

Vì trị số $\gamma_1; \gamma_2$ nhỏ, nên $\tan \gamma = \gamma$.

$$\pm \Delta\alpha = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \sin \beta$$

Số hiệu đầu dao:

$$N = \frac{\pm \Delta\alpha}{10} = \pm \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \sin \beta$$



Như vậy, khi cắt cặp bánh răng côn răng cong bằng một số hiệu đầu dao thì điểm ăn khớp không còn ở điểm ăn khớp lý thuyết, mà nó sẽ nằm ở lân cận điểm ăn khớp lý thuyết và góc ăn khớp thực, không còn đúng với góc ăn khớp thiết kế nữa. Do đó mà vùng tiếp xúc sẽ không còn được như mong muốn.

2.2. Phương án nâng cao độ chính xác ăn khớp

Như phân tích ở trên, vết tiếp xúc sẽ không được như mong muốn khi ta cắt bằng một số hiệu đầu dao. Để cải thiện vết tiếp xúc, các tác giả đề xuất phương án cắt cặp bánh răng côn răng cong trên các số hiệu đầu dao khác nhau.

Đối với các bánh răng z_1 và z_2 , ta có:

$$\Delta\alpha_1 = \tan \gamma_1 \sin \beta \approx \gamma_1 \sin \beta$$

$$\Delta\alpha_2 = \tan \gamma_2 \sin \beta \approx \gamma_2 \sin \beta$$

Khi sử dụng với hai số hiệu đầu dao như vậy thì bản chất khi tạo hình được trả về đúng bản chất của quá trình bao hình bánh răng. Do đó, về mặt lý thuyết, bộ bánh răng sẽ ăn khớp đúng hơn trong trường hợp sử dụng chung một số hiệu đầu dao, bộ bánh răng sẽ được vùng tiếp xúc (hay vùng ăn khớp gần với điểm ăn khớp lý thuyết hơn) như mong muốn.

3. THỰC NGHIỆM

Không mất tính tổng quát, các tác giả xét một bộ bánh răng cần gia công có các thông số như bảng 1 dưới đây:

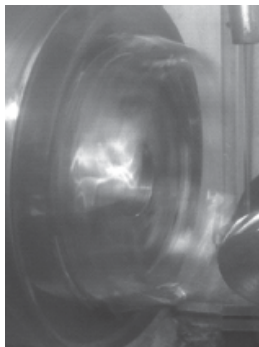
Bảng 1. Thông số cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason

Thông số bánh răng			
Thông số	Ký hiệu	BR vành chậu	BR quả dứa
Mô đun	m_n	4,75	4,75
Số răng	Z	26	12
Bề rộng	B	30	30
Góc nghiêng răng trung bình	β	35°	35°
Góc ăn khớp	α	20°	20°
Dạng răng	-	Gleason	Gleason
Dạng dọc răng	-	Dạng 2	Dạng 2
Góc côn chia	δ	$65^\circ 13' 29''$	$24^\circ 46' 31''$
Góc chân răng	γ	$6^\circ 20' 13''$	$4^\circ 42' 7''$
Hệ số dịch chỉnh	x_n	-0.32	+0.32

Phương án thí nghiệm: Tất cả các thông số gá đặt, thông số chế độ cắt và các thông số bao hình không thay đổi đối với cả hai phương án. Chỉ thay đổi các số hiệu dao khác nhau như bảng 2:

Bảng 2. Thông số thí nghiệm.

Phương án thí nghiệm		
Thông số	Cắt bánh răng với một số hiệu đầu dao	Cắt bánh răng với hai số liệu đầu dao
Số hiệu dao	$N = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{20'} \sin \beta$ $\beta = 18,99$ Chọn số hiệu dao $N^\circ 18 \ 1/2$ $\Delta\alpha = 10N = 185' = 3^\circ 5'$	Bánh răng vành chậu Mài dao $\Delta\alpha_1 = \tan \gamma_1 \sin \beta = 3^\circ 40' 6''$ Chọn $\Delta\alpha_1 = 3^\circ 40'$ Bánh răng quả dứa Mài dao $\Delta\alpha_2 = \tan \gamma_2 \sin \beta = 2^\circ 42' 47''$ Chọn $\Delta\alpha_2 = 2^\circ 42'$
Đầu dao	7'	
Máy	ZFTKawtsK 250x5 dùng chung	



Hình 2. Gia công các bánh răng trên máy ZFTKK250x5



Khi cắt cùng hai số hiệu dao $\Delta\alpha_1 = 3^\circ 40'$; $\Delta\alpha_2 = 2^\circ 42'$ (Phương án cắt 2)

Kiểm tra vết tiếp xúc: Trên máy kiểm tra bao hình.



Khi cắt cùng một số hiệu dao $\Delta\alpha = 3^\circ 5'$ (Phương án cắt 1)

Kết quả: Khi kiểm tra bao hình các thông số điều chỉnh dọc V, điều chỉnh thẳng đứng H giữ không đổi. Kết quả cho thấy như bảng 3:



Bảng 3. Kết quả kiểm tra vết tiếp xúc

Khi cắt cùng một số hiệu dao $\Delta\alpha = 3^\circ 5'$ (Phương án cắt 1)	Khi cắt cùng hai số hiệu dao $\Delta\alpha_1 = 3^\circ 40'$; $\Delta\alpha_2 = 2^\circ 42'$ (Phương án cắt 2)
- Diện tích của vết tiếp xúc nhỏ hơn khi cắt bằng 2 số hiệu dao (khoảng 50 -55%). - Vết tiếp xúc chủ yếu nằm đầu rộng. - Vết tiếp xúc trên vành chấu thì nằm ở đầu rộng, còn vết tiếp xúc trên quả dứa thì nằm ở gần với điểm ăn khớp lý thuyết. - Vết tiếp xúc phân bố trên đỉnh răng nhiều hơn ở bánh lớn. - Ở sườn răng (sườn lồi, lõm), các vết tiếp xúc trên các sườn răng này nằm lệch nhau (ở sườn lồi bánh răng quả dứa vết nằm nhiều về phần rộng của răng, ở sườn lõm vết tiếp xúc nằm gần với điểm chính giữa của sườn răng lồi).	- Diện tích của vết tiếp xúc lớn hơn khi cắt bằng 1 số hiệu dao (khoảng 60%). - Vết tiếp xúc nằm gần với điểm ăn khớp lý thuyết hơn khi cắt bằng một số hiệu dao (nằm chính giữa sườn răng hơn). - Vết tiếp xúc trên vành chấu và quả dứa nằm gần ở điểm ăn khớp lý thuyết hơn. - Vết tiếp xúc phân bố gần sát với đường côn chia hơn. - Ở sườn răng (sườn lồi, lõm), các vết tiếp xúc trên các sườn răng này nằm cân đối nhau.

4. KẾT LUẬN

- Khi cắt bằng hai số hiệu dao cho kết quả vết tiếp xúc đều hơn, tốt hơn nhiều so với khi cắt bằng một số hiệu đầu dao.

- Vết tiếp xúc được mở rộng đều hơn trên chiều cao Profile răng và điều đó giúp khả năng tải của bánh răng được cải thiện đáng kể.

- Phương pháp cắt trên một số hiệu dao đơn giản và không phải chế tạo dao nhiều. ❖

Ngày nhận bài: 17/02/2025

Ngày phản biện: 11/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Faydor L. Litvin, “*Development of Gear technology and Theory of Gearing*”. NASA RP 1406.
- [2]. Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes, “*Gear Geometry and Applied Theory*”. Cambridge University Press, New York.
- [3]. Bành Tiên Long, Trần Thế Lục, Nguyễn Chí Quang, “*Công nghệ tạo hình các bề mặt dụng cụ công nghiệp*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [4]. Bành Tiên Long, Trần Thế Lục, Trịnh Minh Tứ, “*Thiết kế dụng cụ gia công bánh răng - Tập 1, 2*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 1987.

PHÂN TÍCH LỰC CẮT KHI PHAY RÃNH VI MÔ SỬ DỤNG DAO PHAY CẦU BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

ANALYSIS OF CUTTING FORCE FOR MICRO RIGHT MILLING USING BALL END MILL BY FINITE ELEMENT METHOD

ThS. Nguyễn Tuấn Hưng*, ThS. Vũ Văn Thi, ThS. Lê Huỳnh Đức

Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: nthung@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Các rãnh vi mô có ứng dụng rộng rãi trong chất lỏng vi mô thủy lực, mao dẫn, biến đổi áp suất từ đó biến đổi nhiệt. Để chế tạo được các rãnh đó cần sử dụng phương pháp phay vi mô sử dụng dao đầu cầu. Tuy nhiên, do cơ chế cắt phức tạp, ảnh hưởng của kích thước, thông số công nghệ đã ảnh hưởng không nhỏ đến lực cắt, độ nhám bề mặt và độ chính xác bề mặt sau mỗi lần gia công. Bài báo này nghiên cứu các tham số thích hợp cho quá trình gia công để giảm thiểu lực cắt và độ nhám bề mặt. Độ chính xác của sản phẩm cũng được xác minh sau nhiều lần cắt và so sánh.

Từ khóa: Phay vi; Độ nhám bề mặt; Lực cắt.

ABSTRACT

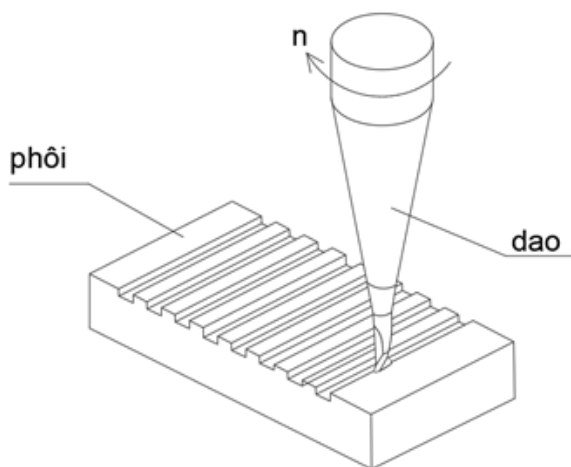
Micro-grooves have wide application in hydraulic micro-fluids, capillary, pressure variation thereby heat transformation. To manufacture those grooves, it is necessary to use the micro-milling method using a bridge cutter. However, due to the complicated cutting mechanism, the influence of the size, the technological parameters have significantly affected the cutting force, surface roughness and surface accuracy after each machining. This paper studies the appropriate parameters for the machining process to minimize the cutting force and surface roughness. Product accuracy is also verified after multiple cuts and comparisons.

Keywords: Micro-milling; Surface roughness; Cutting force.



1. GIỚI THIỆU

Kỷ nguyên mới của sự tiến bộ trong công nghệ vi mô nhằm nhấn mạnh vào việc chế tạo các chi tiết vi mô phức tạp trên nhiều loại vật liệu khác nhau. Nó có ảnh hưởng lớn đối với xã hội nghiên cứu, đặc biệt là trong lĩnh vực phát triển sản phẩm cơ khí vi mô, cải thiện đáng kể hiệu suất, chức năng và góp phần vào tăng trưởng kinh tế, công nghiệp [1]. Có thể kể đến một số ứng dụng cụ thể của các sản phẩm có tính năng vi mô như trong lĩnh vực chất lỏng vi mô, lò phản ứng vi mô, vũ trụ hàng không, điện tử, làm mát chip tích hợp (IC), y sinh, ma sát và nhiều lĩnh vực khác [2]. Hình dạng, kích thước, độ nhám bề mặt khác nhau có ảnh hưởng đáng kể đến hiệu suất và chức năng của thiết bị. Khe vi mô dạng ống tròn là một trong những dạng được sử dụng trong thủy lực vi mô, người ta nhận thấy rằng khi dầu được dẫn qua ống dạng tròn có hiệu suất tốt hơn, làm mát tốt hơn và giảm áp suất cao nhất so với các dạng ống hình chữ nhật, hình vuông,... [3].



Hình 1. Phay rãnh vi mô

Do một số ưu điểm và khả năng ứng dụng của phay vi sử dụng dao đầu cầu, nó đã thu hút sự nghiên cứu phát triển công nghệ chế tạo hiệu quả cho các ứng dụng trong mao dẫn

thủy lực. Có rất nhiều phương pháp gia công khác nhau để tạo hình được biên dạng rãnh thủy lực như phương pháp chùm ion hội tụ (FIB), gia công bằng laser, in 3D,... Mặc dù phương pháp gia công laser là một phương pháp mới, gia công đạt hiệu suất cao nhưng bị hạn chế bởi việc kiểm soát biên dạng bề mặt và vùng ảnh hưởng nhiệt, ngoài ra còn có phương pháp gia công điện cực (EDM), nhưng phương pháp này đạt hiệu quả thấp do giới hạn tốc độ loại bỏ vật liệu thấp, thời gian xử lý và chi phí cao [4]. Do đó, để đáp ứng nhu cầu thị trường đang phát triển, đòi hỏi một phương pháp gia công hiệu quả, đó là có những ưu điểm và hạn chế những nhược điểm của các phương pháp trên. Ở đây, phương pháp phay vi mô có lợi thế về tốc độ loại bỏ vật liệu, ứng dụng gia công trên nhiều loại vật liệu khác nhau, nhiều lựa chọn về hình dạng công cụ và độ chính xác đạt tương đối tốt [4]. Tuy nhiên, do việc thu nhỏ dụng cụ và ảnh hưởng của kích thước, cần phải chọn được các thông số công nghệ phù hợp để giảm lực cắt, cải thiện tuổi thọ công cụ và chất lượng bề mặt gia công được nâng cao, từ đó giúp đạt độ chính xác biên dạng bằng cách giảm được hao mòn của dụng cụ và khả năng gãy công cụ đột ngột.

Phay vi mô sử dụng dao đầu cầu được sử dụng làm thí nghiệm mô phỏng. Tuy nhiên, cơ chế cắt phức tạp và ảnh hưởng của kích thước vi mô đòi hỏi một sự hiểu biết sâu về chuyên môn để chọn được các thông số gia công phù hợp. Ngoài ảnh hưởng của kích thước, phay vi mô còn gặp vấn đề về ma sát trong quá trình gia công do tốc độ cắt thay đổi. Tuy nhiên, bằng cách thay đổi chiều sâu cắt và tốc độ trục chính, ta có thể giảm ảnh hưởng của ma sát ở một mức độ nào đó. Ngoài ra, ta có thể thay đổi việc sử dụng các loại công cụ vi mô như công cụ một hay nhiều lưỡi cắt, công cụ dạng đầu cầu hay dạng côn,...

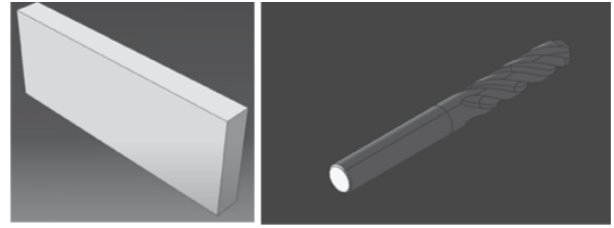
Dựa trên các tài liệu đã được tham khảo, đối chiếu và so sánh, phương pháp phay vi mô được xác định là phương pháp gia công tối ưu để tạo ra rãnh vi mô với bề mặt nhẵn bóng và không có ba-via. Tuy nhiên, rất ít báo cáo khoa học nghiên cứu về phương pháp gia công rãnh vi mô này mà chủ yếu chỉ giới hạn gia công ở các dạng hợp kim thép và titan. Hơn nữa, việc lựa chọn đúng các tham số công nghệ cũng phụ thuộc vào tính chất vật liệu của dao và phôi trong gia công. Do đó, bài báo này trình bày phương pháp mô phỏng quá trình phay rãnh vi mô sử dụng dao đầu cầu bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để tìm ra các thông số công nghệ phù hợp, phân tích lực cắt trong quá trình gia công, từ đó cải thiện hiệu suất và chất lượng bề mặt chi tiết sau gia công.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP THÍ NGHIỆM

Việc mô phỏng gia công được thực hiện trên phôi đồng bằng phương pháp phay vi. Dao phay vi mô đầu cầu làm từ vật liệu Cacbua Vonfram có đường kính đầu cầu 500 μ m và bán kính lưỡi cắt 2 μ m. Phôi đồng có kích thước 50mm x 50mm x 3mm được mô hình hóa bằng phần mềm NX, sau đó xuất file sang phần mềm Abaqus để chạy mô phỏng. Thông số gia công được cho trong bảng sau:

Bảng 1. Điều kiện cắt mô phỏng gia công rãnh vi mô trên phôi đồng

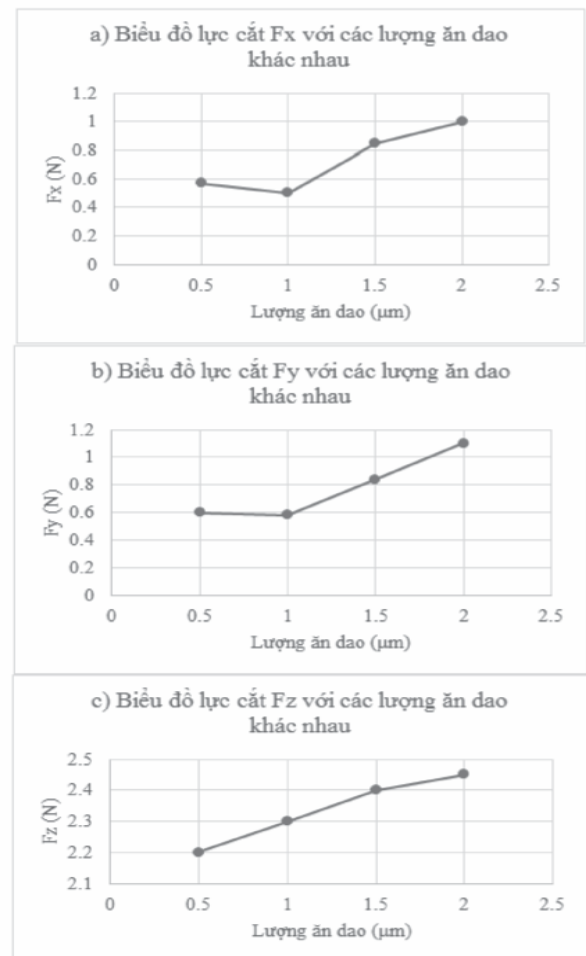
Thông số gia công	Đơn vị	Giá trị
Tốc độ trục chính	v/ph	10.000
Lượng ăn dao	μ m/răng	0,5; 1; 1,5; 2
Chiều sâu cắt	μ m	50



Hình 2. Mô hình hóa phôi và công cụ

3. PHÂN TÍCH CÁC KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Khảo sát lực cắt được mô phỏng cho các điều kiện cắt cụ thể, ta có thể thấy được sự thay đổi lực cắt theo ba phương X, Y và Z trong hình 3 sau đây:



Hình 3. (a, b, c) Sự thay đổi lực cắt với các thông số theo hướng X, Y, Z tương ứng

Từ hình 3 (a và b), quan sát thấy rằng lực cắt theo phương tiếp tuyến X và phương pháp tuyến Y ban đầu giảm khi lượng ăn dao tăng từ 0,5 $\mu\text{m}/\text{răng}$ lên 1 $\mu\text{m}/\text{răng}$ đối với tốc độ cắt 10.000 v/ph. Khi tăng lượng ăn dao lên lần lượt là 1,5 và 2, ta thấy lực cắt tăng đều theo cả hai phương. Quá trình ban đầu khi lượng ăn dao là 0,5 $\mu\text{m}/\text{răng}$, lực cắt lớn hơn lượng ăn dao 1 $\mu\text{m}/\text{răng}$ cho thấy rằng ban đầu khi gia công chưa hình thành quá trình thoát phoi, dao và phôi ở trạng thái cày, chèn, đè, từ đó tạo lực cắt lớn. Ở lượng ăn dao 1 $\mu\text{m}/\text{răng}$ bắt đầu có quá trình thoát phoi tạo ra, lực cắt theo đó mà giảm đi. Ở các lần ăn dao tiếp theo là 1,5 $\mu\text{m}/\text{răng}$ và 2 $\mu\text{m}/\text{răng}$, ta thấy rằng khi tăng lượng ăn dao thì lực cắt cũng sẽ tăng lên đáng kể. Một kết quả quan trọng hơn với sự thay đổi của lực cắt theo phương Z, tức là lực đẩy như trong hình 3(c). Nguyên nhân là do sự cọ sát của đầu dao cầu với bề mặt rãnh vi mô. Tuy nhiên, ảnh hưởng của quá trình cọ sát này chủ yếu có ý nghĩa đối với chiều sâu cắt dọc trực tiếp và tốc độ cắt thấp. Ở đây chiều sâu cắt là 50 μm không đổi và cao đáng kể, do đó giảm được ảnh hưởng của việc cọ sát. Từ hình 3(c) cũng quan sát thấy rằng lực đẩy tăng đáng kể khi lượng ăn dao tăng.

4. KẾT LUẬN

Bài báo này nhấn mạnh lợi thế của gia công vi mô sử dụng dao đầu cầu để chế tạo các khe vi mô trên vật liệu đồng cho ứng dụng vi chất lỏng và nhiệt. Ảnh hưởng của các thông số quy trình gia công đến hiệu suất gia công được nghiên cứu bằng phương pháp mô phỏng. Dựa trên kết quả mô phỏng, sự kết hợp của các tham số công nghệ đã được đề xuất để gia công các rãnh vi mô đầu tròn trên đồng bằng cách xem xét lực cắt. Các kết luận quan trọng được chỉ ra là:

1) Bài báo cung cấp một phương pháp hiệu quả để chế tạo rãnh vi mô đầu tròn bằng cách sử dụng lợi thế của hình dáng hình học của dao phay vi mô đầu cầu.

2) Ảnh hưởng của lượng ăn dao tối thiểu và ảnh hưởng của sự cọ sát đầu công cụ đối với các đặc tính hiệu suất của quá trình phay vi được mô phỏng với sự trợ giúp của phần mềm Abaqus. Ta có thể thấy rằng chiều sâu cắt tối thiểu chủ yếu bị ảnh hưởng bởi lượng ăn dao. Ma sát tạo thành bởi sự cọ sát đầu dao và phôi là tác động tổng hợp của tốc độ cắt và chiều sâu cắt dọc trực.

3) Giá trị nhỏ nhất của lực cắt theo cả ba phương X, Y và Z được tìm thấy gần vùng chuyển tiếp, tức là thông số công nghệ ở ngưỡng bắt đầu quá trình hình thành phoi.

4) Kích thước của khe vi mô cho thấy rằng phay vi bằng dao đầu cầu có khả năng tạo ra biên dạng vi mô chính xác.

5) Chiều rộng đỉnh của khe vi mô tăng lên khi chiều sâu cắt dọc trực hoặc số lần chạy dao tăng lên. Khi độ sâu của rãnh tiếp cận với bán kính dụng cụ, nó tạo ra các rãnh thẳng với các rãnh ở đầu hình tròn có chiều rộng bằng đường kính dụng cụ. ❖

Ngày nhận bài: 20/02/2025

Ngày phản biện: 04/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. J. P. Davim, "Machining of Hard Materials". Springer, London, 2011.
- [2]. X. Liang, Y. Liu, D. Axinte, "Surface integrity in metal machining – Part I: Fundamentals and characterization". International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 121, pp. 1-22, 2017.
- [3]. Y. C. Wong, M. Rahman, H. S. Lim, K. S. Neo, "Investigation of tool wear in high-speed end milling of Inconel 718". Wear, Vol. 253, No. 3-4, pp. 765-774, 2002.
- [4]. L. B. Zhang, S. To, F. G. Yuan, "A review on ultra-precision machining of high-performance materials". International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 109, pp. 89-120, 2016.

ỨNG DỤNG ĐỘNG CƠ SERVO ĐIỀU KHIỂN CHUYỂN ĐỘNG CỦA DAO TIỆN KHI GIA CÔNG BỀ MẶT CÔN BẰNG PHƯƠNG PHÁP XOAY NGHIÊNG BÀN TRƯỢT DỌC TRÊN MÁY TIỆN TRUYỀN THỐNG

APPLYING SERVO MOTOR FOR CONTROLLING CUTTING TOOL MOVEMENT
IN TAPER SURFACE MACHINING BY TILTING THE LONGITUDINAL SLIDE ON
TRADITIONAL LATHES

Nguyễn Đăng Hà, Dương Minh Hải

Trung tâm Huấn luyện 125 Vĩnh Phúc, Học viện Kỹ thuật Quân sự

Email: dmh7915@gmail.com

TÓM TẮT

Gia công chi tiết có bề mặt côn trên máy tiện đòi hỏi sự điều chỉnh linh hoạt các thông số cắt do đường kính phôi thay đổi liên tục trong suốt quá trình cắt. Khi tốc độ trục chính được giữ cố định, tốc độ cắt và lực cắt biến thiên, gây ảnh hưởng đến chất lượng bề mặt và hiệu suất gia công. Bài báo này đề xuất một phương pháp ứng dụng PLC để điều chỉnh lượng chạy dao dựa trên đường kính tức thời của phôi, nhằm tối ưu hóa quá trình gia công tự động. Kết quả cho thấy hệ thống PLC có khả năng duy trì sự ổn định của lực cắt, cải thiện độ đồng đều của bề mặt và nâng cao hiệu quả sản xuất.

Từ khóa: PLC; Gia công côn; Lượng chạy dao; Tự động hóa; Lực cắt.

ABSTRACT

Machining a part with a conical surface on a lathe machine requires flexible adjustment of cutting parameters due to the continuous change in the workpiece diameter throughout the cutting process. When the main spindle speed is kept constant, the cutting speed and cutting force vary, affecting surface quality and machining efficiency. This paper proposes a method using PLC to adjust the feed rate based on the instantaneous diameter of the workpiece, aiming to optimize the automated machining process. The results show that the PLC system can maintain stable cutting force, improve surface uniformity, and enhance production efficiency.

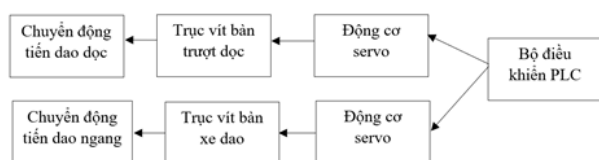
Keywords: PLC; Conical machining; Feed rate; Automation; Cutting force.



1. GIỚI THIỆU

Trong ngành cơ khí chế tạo, gia công các chi tiết có bề mặt côn (hình nón) là một yêu cầu phổ biến, đặc biệt trong sản xuất trục, ống côn, và các chi tiết máy phức tạp. Quá trình tiện côn trên máy tiện truyền thống thường gặp thách thức do sự thay đổi liên tục của đường kính phôi, dẫn đến biến thiên tốc độ cắt và lực cắt. Khi tốc độ quay trục chính (n) được giữ cố định - một điều kiện phổ biến trong nhiều máy tiện cơ bản - việc kiểm soát các thông số cắt trở nên khó khăn hơn, ảnh hưởng đến độ chính xác, độ nhám bề mặt và tuổi thọ dao cụ.

Để giải quyết vấn đề này, tự động hóa bằng bộ điều khiển PLC đang ngày càng được ứng dụng rộng rãi nhờ khả năng lập trình linh hoạt và điều khiển chính xác. Trong nghiên cứu này, chúng tôi đề xuất một hệ thống sử dụng PLC để điều khiển lượng chạy dao (s) dựa trên đường kính phôi thay đổi, nhằm duy trì sự ổn định của quá trình gia công mà không cần can thiệp thủ công. Mục tiêu là cải thiện chất lượng bề mặt, tối ưu hóa hiệu suất và mở rộng khả năng tự động hóa trong sản xuất cơ khí.



Hình 1. Sơ đồ ứng dụng PLC vào điều khiển chuyển động dao tiện

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Gia công bề mặt côn

Gia công côn trên máy tiện yêu cầu dao tiện di chuyển theo quỹ đạo nghiêng để tạo ra bề mặt có đường kính thay đổi tuyến tính. Khi tốc độ trục chính cố định, tốc độ cắt V_c tại mỗi

điểm trên phôi tỷ lệ thuận với đường kính. Điều này dẫn đến:

- V_c lớn hơn tại đầu lớn của côn và nhỏ hơn tại đầu nhỏ, gây ra sự không đồng đều trong chất lượng bề mặt;

- Lực cắt biến thiên do thay đổi D , phụ thuộc vào chiều sâu cắt, lượng chạy dao và tính chất vật liệu.

Tốc độ cắt là yếu tố chính bị ảnh hưởng bởi sự thay đổi đường kính.

$$\text{Công thức: } V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad [2]$$

- * Tại đường kính lớn (D_1): V_c đạt giá trị tối đa.

- * Tại đường kính nhỏ (D_2): V_c đạt giá trị tối thiểu.

- * Sự thay đổi tuyến tính: D giảm dần từ D_1 đến D_2 theo vị trí z (trục dọc), với:

$$D(z) = D_1 - \frac{(D_1 - D_2) \cdot z}{L}$$

Trong đó:

- z : Vị trí dao trên trục Z ($0 < z < L$);

- L : Chiều dài côn.

Lực cắt (F_c) trong gia công tiện có thể được biểu diễn gần đúng bằng công thức thực nghiệm:

$$F_c = C \cdot t^x \cdot s^y \cdot V_c^z \quad [1]$$

Trong đó:

- C : Hằng số phụ thuộc vật liệu phôi và dao (ví dụ: thép C45, $C \approx 2000 \text{ N/mm}^2$);

- t : Chiều sâu cắt (giả sử cố định, ví dụ $t = 1 \text{ mm}$);

- s : Lượng chạy dao (điều chỉnh bằng PLC);

- V_c : Tốc độ cắt (thay đổi theo D);
- x, y, z : Số mũ thực nghiệm (thường $x \approx 1, y \approx 0,75, z \approx -0,15$).

Khi D thay đổi, V_c thay đổi, kéo theo F_c biến thiên nếu s không được điều chỉnh.

2.2. Vai trò của PLC

PLC là một thiết bị điều khiển công nghiệp có khả năng xử lý tín hiệu đầu vào (từ cảm biến) và xuất tín hiệu điều khiển đến các cơ cấu chấp hành (động cơ, xi lanh). Trong gia công côn, PLC có thể được lập trình để điều chỉnh lượng chạy dao theo thời gian thực, dựa trên vị trí dao hoặc lực cắt đo được, nhằm giảm thiểu tác động của các thông số biến thiên.

3. PHƯƠNG PHÁP ĐỀ XUẤT

3.1. Mô tả hệ thống

Hệ thống bao gồm:

- PLC: Mitsubishi FX3U/32MT, hỗ trợ điều khiển động cơ;
- Động cơ: Servo điều khiển trục X (tiến dao ngang) và trục Z (tiến dao dọc);
- Cảm biến: Encoder đo vị trí dao trên trục X, Z;
- Máy tiện: Tốc độ trục chính cố định, không điều chỉnh trong quá trình gia công.

3.2. Nguyên lý điều khiển

Với tốc độ trục chính cố định, lượng chạy dao s được điều chỉnh dựa trên đường kính tức thời D .

* Thu thập dữ liệu: Encoder xác định vị trí dao trên trục Z (z). Đường kính D được tính theo công thức: $D = D_1 - k.z$, trong đó D_1 là

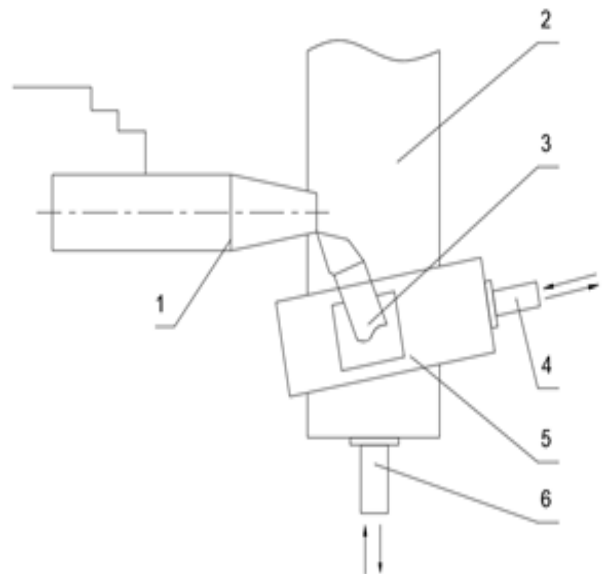
đường kính lớn, k là độ côn.

* Tính toán tiến dao: Lượng chạy dao s được điều chỉnh theo hàm: $S = S_0 \cdot \frac{D_0}{D}$, với s_0 là giá trị tiến dao cơ sở, D_0 là đường kính tham chiếu.

* Điều khiển: PLC xuất tín hiệu đến động cơ servo để thay đổi s theo thời gian thực.

3.3. Phương án bố trí

Hai động cơ servo cùng cơ cấu đồ gá được chế tạo, lắp trực tiếp vào trục vít me của bàn trượt dọc dài dao trên và trục vít me của bàn xe dao. Động cơ servo được tính toán, lập trình điều khiển bằng chương trình PLC nhằm bảo đảm cho các thông số như lượng tiến dao “ s ”, chiều sâu cắt “ t ” phù hợp với chế độ cắt đã chọn.



Hình 2. Sơ đồ áp dụng động cơ servo vào quá trình tiện côn:

- 1 - Phôi; 2 - Bàn dao ngang; 3 - Dao tiện;
4 - Động cơ SERVO điều khiển bàn trượt dọc;
5 - Bàn trượt dọc; 6 - Động cơ SERVO điều khiển bàn xe dao



Mặc dù việc áp dụng động cơ servo điều khiển chuyển động của dao tiện diễn ra tự động, nhưng chuyển động này hoàn toàn tách biệt với chuyển động trục chính của máy tiện trong quá trình gia công. Do đó, việc lựa chọn công suất động cơ và tính toán chế độ cắt để điều chỉnh tốc độ cho phù hợp đóng vai trò rất quan trọng tới chất lượng bề mặt được gia công.

3.4. Lập trình PLC

PLC sử dụng là Mitsubishi với phần mềm GX Works2. Động cơ servo được kết nối với bộ điều khiển servo và nhận chương trình trực tiếp từ máy tính:

- Đọc tín hiệu từ encoder để xác định z ;
- Tính D và f dựa trên thông số đầu vào (đường kính lớn, nhỏ, chiều dài côn);
- Xuất tín hiệu điều khiển đến động cơ servo.

* Điều chỉnh lượng chạy dao (s) bằng PLC:

Để giảm biến thiên lực cắt và cải thiện chất lượng gia công:

- Mục tiêu: Giữ F_c gần ổn định bằng cách thay đổi s theo D .
- Phương pháp: Từ công thức lực cắt, nếu muốn F_c không đổi: $s^y \cdot V_c^z = \text{hằng số}$

$$s = s_0 \cdot \left(\frac{V_{c0}}{V_c} \right)^{\frac{z}{y}} \text{ với:}$$

- s_0 : Lượng tiến dao ban đầu (tại D_1);
- V_{c0} : Tốc độ cắt tại D_1 ;
- V_c : Tốc độ cắt tại D bất kỳ.

4. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM VÀ THẢO LUẬN

4.1. Kết quả thực nghiệm

Với một điều kiện gia công cụ thể:

* Chi tiết côn: $D_1 = 100\text{mm}$, $D_2 = 50\text{mm}$, chiều dài côn $L = 200\text{mm}$.

* Chiều sâu cắt $t = 1\text{mm}$.

* Vật liệu: Thép C45, với hằng số lực cắt $C = 2000 \text{ N/mm}^2$, $x = 1$, $y = 0,75$, $z = -0,15$.

Bảng 1. Sự thay đổi thông số theo vị trí z .

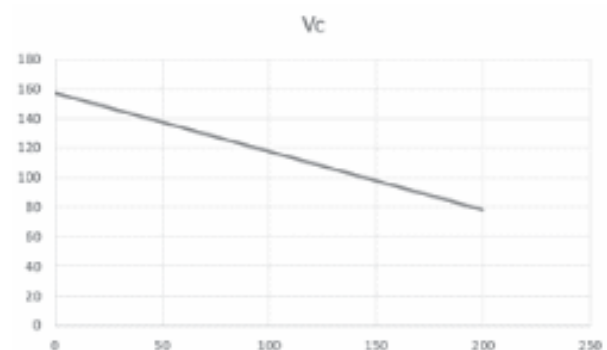
z (mm)	D (mm)	V_c (m/phút)	s (mm/vòng)	F_c (N)
0	100	157.08	0.200	511
100	75	117.81	0.184	513
200	50	78.54	0.168	514

• Ổn định lực cắt: Bằng cách giảm s tại đường kính lớn và tăng s tại đường kính nhỏ, lực cắt được duy trì trong ngưỡng ổn định, giảm rung động và mòn dao. F_c chỉ dao động từ 511N đến 514N (biến thiên $< 1\%$).

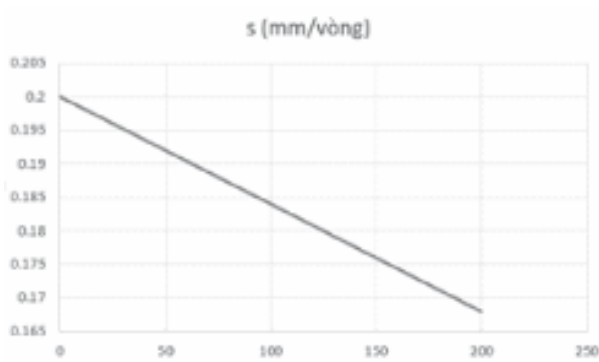
• Chất lượng bề mặt: Sự điều chỉnh s giúp giảm biến thiên V_c , cải thiện độ nhám bề mặt (R_a) và độ chính xác hình học.

• Hiệu suất: Quá trình gia công hoàn toàn tự động, giảm thời gian can thiệp thủ công.

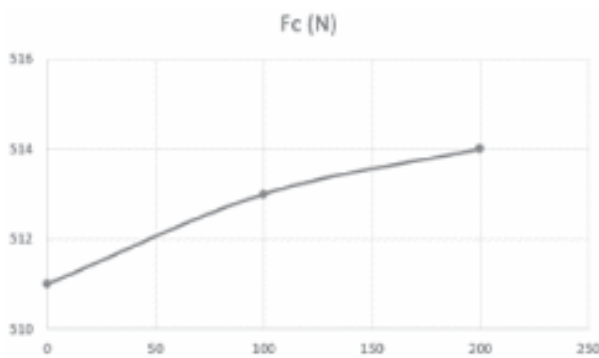
4.2. Biểu đồ minh họa



Hình 3. Biểu đồ lực cắt V_c theo z



Hình 4. Biểu đồ lượng chạy dao s theo z



Hình 5. Biểu đồ lực cắt F_c theo z

4.3. Thảo luận

Phương pháp này phù hợp với các máy tiện cơ truyền thống. Tuy nhiên, hạn chế là V_c vẫn thay đổi do n cố định, có thể ảnh hưởng đến tuổi thọ dao trong một số trường hợp vật liệu cứng. Việc lắp ráp động cơ servo và bộ điều khiển vào máy tiện chiếm diện tích khá lớn, các

dây dẫn điều khiển phần nào gây bất tiện cho quá trình gia công. Việc tích hợp thêm cảm biến lực cắt (load cell) có thể nâng cao độ chính xác điều khiển, nhưng làm tăng chi phí hệ thống.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã đề xuất một giải pháp sử dụng PLC để điều khiển lượng tiến dao trong gia công bề mặt côn trên máy tiện với tốc độ trục chính cố định. Kết quả cho thấy hệ thống không chỉ cải thiện độ ổn định và chất lượng gia công mà còn mở ra tiềm năng ứng dụng tự động hóa trong sản xuất cơ khí. Trong tương lai, việc kết hợp điều khiển lực cắt thời gian thực và tối ưu hóa thuật toán PLC sẽ được xem xét để nâng cao hiệu quả hơn nữa. ❖

Ngày nhận bài: **26/02/2025**

Ngày phản biện: **15/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Ngọc Đào, Trần Thế San, Hồ Viết Bình, “*Chế độ cắt Gia công cơ khí*”. NXB. Đà Nẵng.
- [2]. Nguyễn Đắc Lộc, Lê Văn Tiến, Ninh Đức Tôn, Trần Xuân Việt, “*Sổ tay công nghệ chế tạo máy - Tập 2*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [3]. Phạm Đình Tân, “*Nguyên lý cắt và dụng cụ cắt*”. NXB. Hà Nội.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CHẾ ĐỘ NHIỆT LUYỆN ĐẾN CHẤT LƯỢNG MÀI HỢP KIM PERMENDUR 2V

RESEARCH ON THE EFFECT OF HEAT TREATMENT ON GRINDING QUALITY
OF PERMENDUR 2V ALLOY

Nguyễn Quang Quang^{1,*}, Nguyễn Văn Dương¹, Dương Quốc Dũng¹, Lục Vân Thương²

¹Khoa Cơ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Phòng Thí nghiệm Trọng điểm Hàn và Xử lý Bề mặt, Viện Nghiên cứu Cơ khí

*Email: nguyenquangquang1999@gmail.com

TÓM TẮT

Hợp kim Permendur 2V là vật liệu từ mềm với cảm ứng từ bão hòa kỹ thuật cao nhất, trên 2,2T. Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ nhiệt luyện đến chất lượng mài hợp kim Permendur 2V trong chế tạo chi tiết từ mềm dùng trong ngành hàng không, tên lửa. Các tấm Permendur 2V được nhiệt luyện sơ bộ với các chế độ khác nhau và được mài phẳng với cùng một chế độ. Kết quả đánh giá chất lượng các tấm sau mài phẳng có thể giúp định hướng lựa chọn công nghệ nhiệt luyện phối Permendur 2V trước khi mài trong chế tạo các chi tiết.

Từ khóa: Hợp kim Permendur 2V; Vật liệu từ mềm.

ABSTRACT

Permendur 2V alloy is a soft magnetic material with the highest technical saturation magnetization, exceeding 2.2T. This paper studies the effect of heat treatment on the grinding quality of Permendur 2V alloy in the manufacturing of soft magnetic components for the aerospace and missile industries. Permendur 2V plates were subjected to preliminary heat treatment under various conditions and subsequently ground flat using the same parameters. The assessment results of the quality of the plates after grinding can aid in directing the selection of heat treatment technology for Permendur 2V billets prior to grinding in the fabrication of components.

Keywords: Permendur 2V alloy; Soft magnetic materials.

1. TỔNG QUAN

Permendur là hợp kim trên cơ sở Fe-Co-V với thành phần 49% Fe, 49% Co, 2% V. Ưu điểm của hợp kim này: cảm ứng từ kỹ thuật cao nhất (trên 2.2 T) [1-4]. Do vậy, hợp kim này được dùng trong máy điện của ngành hàng không, tên lửa. Đây là các máy phát có công suất riêng lớn tức là yêu cầu đạt được công suất cao đồng thời khối lượng thấp. Trong các máy điện này, Permendur được dập từ các tấm thành các chi tiết nhỏ (đơn vị lắp ghép). Trong quy trình này, các chi tiết sau dập có thể được mài để tạo chi tiết với kích thước phù hợp. Sau khi chế tạo xong các chi tiết được nhiệt luyện trong lò chân không để tạo tính chất từ. Sau đó, các chi tiết này được ghép cách điện với nhau để tạo thành roto, hay stato của máy điện [5-6]. Ngoài ra, nguyên công mài còn có mặt trong quy trình chế tạo nhiều chi tiết khác bằng vật liệu Permendur như công tơ, con trượt, lõi biến thế,...

Phôi cho dập chi tiết bằng tấm Permendur có thể là phôi sau cán nguội, hoặc phôi sau nhiệt luyện (ủ, hoặc tôi). Vì vậy đánh giá ảnh hưởng của trạng thái nhiệt luyện phôi đầu vào đến quá trình chế tạo chi tiết bằng hợp kim FeCoV có ý nghĩa thực tiễn quan trọng. Bài báo này tập trung đánh giá, so sánh kết quả mài của các loại phôi FeCoV với trạng thái nhiệt luyện khác nhau để định hướng phù hợp cho công nghệ sản xuất chi tiết bằng vật liệu này.

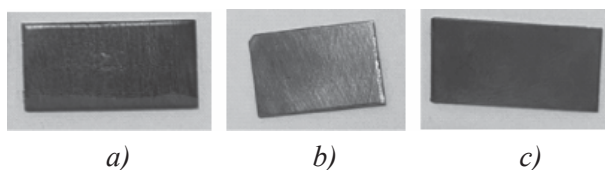
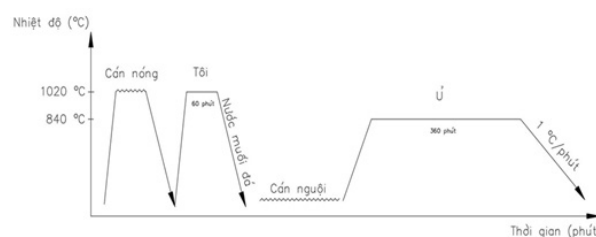
2. TỔ CHỨC THỰC NGHIỆM

Hợp kim Permendur thành phần dự kiến 49% Fe, 49% Co, 2% V được nấu luyện trong lò cảm ứng chân không VIF02. Mè liệu từ Fe, Ni, V độ sạch cao được tính toán theo thành phần nêu trên được nấu rót trong khuôn

đồng làm nguội bằng nước. Kết quả phân tích thành phần hóa học phôi sau đúc được thể hiện ở bảng 1 cho thấy hợp kim có thành phần phù hợp với hợp kim Permendur 2V [7].

Bảng 1. Kết quả phân tích thành phần hóa học phôi sau đúc

Hợp kim	Thành phần hóa học, %				
	Fe	Co	V	Ni	Si
Permendur	49,38	48,4	1,79	0,38	0,046



Hình 1. Quy trình chuẩn bị mẫu và hình ảnh mẫu trước khi mài:

- a) Nhóm I - Mẫu sau cán nóng, tôi;
- b) Nhóm II - Mẫu được cán nóng, tôi, cán nguội;
- c) Nhóm III - Mẫu sau cán nóng, tôi, cán nguội, ủ ở 840 °C.

Từ phôi đúc kích thước 80x25x35 cắt ra các tấm dày 4 mm. Sau đó, tấm này được cán nóng đến chiều dày 2 mm ở nhiệt độ 1020 °C. Các tấm được cán nóng qua 3 lượt cán, ở mỗi lượt cán, chúng được đưa qua máy cán 3 lần để giảm 0,6 - 0,7 mm chiều dày. Sau đó, chúng được nung tôi từ nhiệt độ cán nóng 1020 °C trong nước muối đá. Sau khi tôi, chúng được cán nguội đến chiều dày 1 mm, làm sạch. Các tấm được cán nguội qua 3 lượt cán, ở mỗi lượt cán, chúng được đưa qua máy cán 15 lần để giảm 0,3 - 0,4 mm chiều dày.

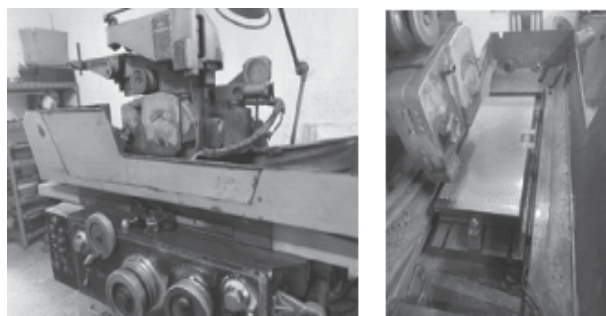
Từ phôi sau tôi, sau cán cắt ra tấm kích thước 50 mm x 80 mm, chia làm 03 nhóm mẫu:

+ Nhóm I là các mẫu cán nóng, tôi trực tiếp.

+ Nhóm II là các mẫu được cán nóng, tôi trực tiếp, cán nguội.

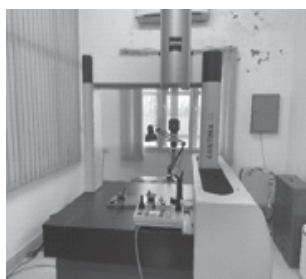
+ Nhóm III là các mẫu sau nóng, tôi và cán nguội, được ủ trong môi trường khí Argon siêu sạch, nhiệt độ 840 °C, giữ nhiệt 6h và làm nguội chậm với tốc độ 1 °C/phút đến 200 °C và làm nguội tiếp trong không khí (Hình 1).

Các nhóm mẫu được mài trên máy mài, đá mài Norton 38A_120966 có tốc độ quay 2500 vòng/phút, tốc độ tịnh tiến qua lại của bàn gá mẫu 10 m/s, mài với độ dày bóc tách vật liệu 0,1 mm (Hình 2).



Hình 2. Máy mài DIAFORM LIMITED 10000/5/1

Sau mài, các mẫu được đo độ không phẳng, độ không song song bằng thiết bị đo Contura G2. Các mẫu được đo độ nhám bề mặt bằng thiết bị đo Mitutoyo Dufrest SJ-301 (Hình 3).



a)



b)

Hình 3. Thiết bị đo các chỉ tiêu bề mặt:

a) Thiết bị đo độ không phẳng, độ không song song Contura G2; b) Thiết bị đo độ nhám bề mặt Mitutoyo Dufrest SJ-301

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả đo chỉ tiêu bề mặt các nhóm mẫu trước nguyên công mài

Các nhóm mẫu trước nguyên công mài có độ không phẳng, độ không song song giữa hai bề mặt và độ nhám bề mặt tương đối cao. Trong đó, ở nhóm I, các mẫu chỉ được tôi sau cán nóng có độ chính xác kích thước và chất lượng bề mặt đều kém hơn so với hai nhóm còn lại. Nguyên nhân là các mẫu này được tôi từ nhiệt độ 1020 °C trong môi trường nước nên ứng suất nhiệt, ứng suất chuyển biến pha rất lớn gây ra cong vênh thể hiện ở sự không phẳng của bề mặt và sự không song song giữa hai mặt tấm. Đồng thời, oxit hình thành khi nung và tác dụng của bề mặt với môi trường tôi cũng làm cho độ nhám bề mặt cao hơn. Các mẫu nhóm II và nhóm III đều được gia công cán nguội gây biến dạng ép hai bề mặt tấm giữa hai trục cán. Vì vậy, các mẫu này có độ sai lệch phẳng nhỏ hơn nhiều so với mẫu sau tôi. Song do quá trình cán nguội chỉ đến chiều dày 1 mm nên phôi sẽ có độ cong nhất định thể hiện ở sai lệch độ song song lớn hơn. Ngoài ra, quá trình cán nguội làm bong một phần các vảy oxit và làm phẳng các nhấp nhô bề mặt dẫn đến cải thiện độ nhám bề mặt của nhóm I so với nhóm II và nhóm III.

Bảng 2. Kết quả đo các chỉ tiêu bề mặt các nhóm mẫu trước nguyên công mài

Mẫu		Sai lệch độ phẳng (mm)	Sai lệch độ song song (mm/100mm chiều dài)	Độ nhám (μm)	
				Ra	Rz
Nhóm I (mẫu tôi)	Trước khi mài	0,0247	0,04211	1,04	6,49
Nhóm II (mẫu cán nguội)	Trước khi mài	0,0074	0,09588	0,64	3,64
Nhóm III (mẫu ủ)	Trước khi mài	0,0183	0,05071	0,49	3,64

3.2. Kết quả đo chỉ tiêu bề mặt các nhóm mẫu sau nguyên công mài

Các nhóm mẫu sau nguyên công mài có độ không phẳng, độ không song song giữa hai bề mặt và độ nhám bề mặt tương đối thấp, chất lượng bề mặt được cải thiện rõ rệt. Chất lượng bề mặt và độ chính xác hình học đạt cấp chính xác gia công tinh, điều này chứng tỏ khả năng mài tốt của vật liệu Permendur 2V sau các dạng chuẩn bị tổ chức khác nhau.

Về độ chính xác hình học, mẫu sau tôi và mẫu sau cán nguội có độ chính xác hình học thấp hơn rõ ràng so với mẫu sau ủ. Sau tôi trong mẫu tồn tại ứng suất dư nhiệt và ứng suất dư chuyển biến pha. Ứng suất này tồn tại giữa các vùng khác nhau của mẫu, chẳng hạn khi ứng suất nhiệt làm phần bề mặt chịu kéo và phần

trong lõi chịu nén. Khi mài một phần lớp bề mặt bị mất đi dẫn đến mất liên kết tạo nên cho phần lõi nên làm cho mẫu bị cong vênh. Đây là nguồn gốc tạo độ sai lệch không phẳng và sai lệch song song cho mẫu sau mài. Đối với mẫu cán nguội, quá trình cán nguội tiếp tục tạo ứng suất dư bổ sung vào ứng suất dư sau tôi. Vì vậy, mẫu sau cán nguội có độ chính xác hình học thấp nhất.

Mẫu sau tôi và cán nguội khi được ủ ở nhiệt độ cao 840 °C, thời gian dài 6h. Nhiệt độ ủ này lớn hơn nhiệt độ kết tinh lại của hợp kim Permendur 2V, khoảng 740 °C [4], cùng với thời gian sẽ dẫn đến tích thoát ứng suất dư. Do vậy, trong mẫu sau ủ ứng suất dư giảm đến mức thấp nhất nên độ sai lệch phẳng và độ sai lệch song song nhỏ nhất.

Bảng 3. Kết quả đo các chỉ tiêu bề mặt các nhóm mẫu sau nguyên công mài

Mẫu		Sai lệch độ phẳng (mm)	Sai lệch độ song song (mm/100mm chiều dài)	Độ nhám (μm)	
				Ra	Rz
Nhóm I (mẫu tôi)	Sau khi mài	0,0020	0,00356	0,07	0,62
Nhóm II (mẫu cán nguội)	Sau khi mài	0,0031	0,00706	0,16	1,21
Nhóm III (mẫu ủ)	Sau khi mài	0,0011	0,00157	0,11	0,78



Độ nhám bề mặt các nhóm mẫu sau mài đều đạt mức độ nhám của gia công tinh, cấp 9-10 theo TCVN 2511:2007 [8]. Trong đó, mẫu sau cán nguội (nhóm mẫu II) có độ nhám bề mặt cao hơn rõ ràng so với hai nhóm mẫu còn lại. Kết quả này có thể có mối liên hệ đến độ cứng bề mặt và tổ chức tế vi của các mẫu. Kết quả đo độ cứng bề mặt cho thấy mẫu sau cán nguội cho độ cứng 320-340 HV, trong khi các mẫu sau tôi có độ cứng khoảng 230-245 HV và độ cứng nhóm mẫu sau ủ là 170-180 HV. Bản chất của tổ chức của mẫu sau cán nguội là gồm các hạt bị vuốt dài với ứng suất vi mô giữa các hạt. Do vậy khi mài sẽ làm cho các hạt chịu ứng suất dư này bị biến dạng vi mô làm tăng độ nhám bề mặt. Tuy nhiên để làm sáng tỏ về sự khác biệt về độ nhám bề mặt của ba loại mẫu này cần có các nghiên cứu sâu hơn về tổ chức tế vi và hình thái bề mặt của các mẫu.

Kết quả tổng hợp đo độ chính xác kích thước và độ nhám bề mặt sau mài cho thấy mẫu sau ủ cho chất lượng sau mài tốt nhất. Do vậy, các chi tiết làm việc độc lập như công từ, con trượt với yêu cầu độ chính xác chế tạo cao nên được chế tạo từ phôi vật liệu sau ủ. Đối với các chi tiết dạng tấm ép liên nhiều đơn vị lắp ghép (như lõi roto) không yêu cầu chính xác kích thước cao sau mài thì có thể dùng phôi sau cán nguội. Hơn nữa độ nhám bề mặt cao sau mài cũng giúp liên kết tốt hơn bề mặt của các đơn vị lắp ghép với nhựa tấm. Ngoài ra, phôi tấm cán nguội có giá thành rẻ hơn so với phôi ủ do không yêu cầu quá trình nhiệt luyện trong chân không và thời gian dài.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã nghiên cứu chất lượng của tấm hợp kim Permendur 2V sau quá trình mài cho 03 loại phôi tấm khác nhau: phôi sau tôi, phôi sau cán nguội và phôi sau ủ. Chất lượng tấm được đánh giá bằng độ chính xác hình học (độ không phẳng, độ không song song) và độ nhám bề mặt (Ra và Rz).

Cả ba loại phôi đều có tính mài khá tốt, chất lượng các phôi sau mài đạt cấp chính xác 10-11. Trong đó, phôi sau ủ cho độ chính xác hình học cao nhất, phôi sau tôi đạt chất lượng bề mặt cao hơn so với hai nhóm phôi còn lại. Sự khác biệt về độ chính xác hình học và độ nhám bề mặt sau mài bước đầu được giải thích bằng các đặc điểm trong cấu trúc vật liệu Permendur 2V thu được trong các điều kiện khác nhau. Cũng từ kết quả đánh giá chất lượng bề mặt sau mài có thể thấy có thể dùng phôi sau cán nguội hoặc phôi sau ủ để gia công và mài cho các ứng dụng quan trọng. Trong đó, phôi sau cán nguội khi mài cho chất lượng đảm bảo sự hài hòa giữa các yêu cầu khác nhau, song lại có giá thành thấp hơn nên có thể được dùng cho một số trường hợp nhất định. ❖

Ngày nhận bài: 25/02/2025

Ngày phản biện: 17/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. R.S. Sundar and S.C. Deevi, "Soft magnetic FeCo alloys: alloy development, processing, and properties". International Materials Reviews, Vol. 50, No. 3 (2005), pp. 157-192.
- [2]. D. F. Susan, A. B. Kustas, R. A. Kellogg, J. D. Carroll, J. R. Michael, I. Karaman, "The Effects of Annealing After Equal Channel Angular Extrusion (ECAE) on Mechanical and Magnetic Properties of 49Fe-49Co-2V Alloy". Metallurgical and Materials Transactions A, Volume 52, pp 4090-4099 (2021).
- [3]. Riipinen, T., Metsä-Kortelainen, S., Lindroos, T., Keränen, J.S., Manninen, A. and Pippuri-Mäkeläinen, J., "Properties of soft magnetic Fe-Co-V alloy produced by laser powder bed fusion". Rapid Prototyping Journal, 18 February 2019, Vol. 25 No. 4, pp. 699-707 (2019).
- [4]. K. Kawahara, "Structures and mechanical properties of an FeCo-2V alloy". J. Mat. Sci., 18:3427-3436 (1983).
- [5]. Nguyen Văn Dương, Nguyễn Thanh Hùng, Lê Minh Đức, Tạ Đình Xuân, "Effects of cooling rate upon annealing on the microstructure and properties of the FeCo49V2Nb0.2 alloy". JMST, vol. 96, no. 96, pp. 145-151, Jun. 2024.
- [6]. Под редакцией Ю.В.Корицкого, "Справочник по электротехническим материалам", 3 тома. Ленинград Энергоатомиздат (1988).
- [7]. Nguyễn Văn Dương, Nguyễn Thanh Hùng, Lê Minh Đức, Lục Văn Thương, "Nghiên cứu công nghệ đúc phôi hợp kim 49K2ΦA làm lõi stato của máy phát điện nhỏ trong quân sự". Nghiên cứu KH&CN quân sự, 89 (2023), 160-165.
- [8]. Tiêu chuẩn quốc gia TCVN 2511:2007 (ISO 12085:1996) về Đặc tính hình học của sản phẩm (GPS) - Nhám bề mặt - Phương pháp Profin - Các thông số của mẫu Profin (năm 2007).

TỰ ĐỘNG HÓA TÍNH TOÁN LỰC KẸP CHI TIẾT KHI GIA CÔNG

AUTOMATIC CALCULATION OF THE CLAMPING FORCE OF MACHINE PART DURING MACHINING

Đào Ngọc Biên

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: biendn@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công là công việc thường xuyên gặp phải khi lập quy trình công nghệ gia công các chi tiết máy. Giá trị lực kẹp dùng làm cơ sở để thiết kế các cơ cấu kẹp chặt. Để tính toán lực kẹp cần viết các phương trình cân bằng lực và cân bằng mô men, từ đó tính toán xác định giá trị lực kẹp lớn nhất. Bài báo này trình bày việc tự động hóa tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công bằng cách xây dựng một chương trình tính toán tự động dựa theo ngôn ngữ lập trình Delphi.

Từ khóa: Lực kẹp; Chi tiết; Gia công; Ngôn ngữ lập trình Delphi.

ABSTRACT

Calculating the clamping force of a part during machining is a frequent task that must be done when establish technological processes for machining of machine parts. The clamping force value is used as the basis for designing clamping mechanisms. To calculate the clamping force, it is necessary to write the equations of force balance and moment balance, from which the maximum clamping force value is calculated. This article presents the automation of calculating the clamping force of a part during machining by building an automatic calculation program based on the Delphi programming language.

Keywords: Clamping force; Part; Machining; Delphi programming language.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việc tính lực kẹp chi tiết khi gia công là công việc thường xuyên gặp phải khi thiết kế các quy trình công nghệ gia công chi tiết máy bằng phương pháp cắt gọt. Tùy theo từng trường hợp cụ thể, trên cơ sở xét điều kiện cân bằng của chi tiết gia công, sẽ xác định được phương chiều, trị số và điểm đặt của lực kẹp, từ

đó thiết kế các cơ cấu kẹp chặt tương ứng cho phù hợp với yêu cầu.

Hiện nay, trị số lực kẹp chi tiết khi gia công vẫn được tính toán thủ công, gây mất thời gian, công sức, tốc độ tính toán chậm, mà đôi khi còn dẫn đến sai sót, nhầm lẫn. Bài báo này trình bày phương pháp tự động hóa tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công bằng cách xây

dựng một chương trình tính toán tự động, dựa theo ngôn ngữ Lập trình Delphi, thay thế cho phương pháp tính toán thủ công truyền thống.

Do có rất nhiều phương pháp gia công cắt gọt và các sơ đồ gá đặt cũng rất đa dạng nên bài báo này chỉ giới hạn ở việc tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công bằng các phương pháp phổ biến nhất là: tiện, khoan và phay với một số sơ đồ gá đặt điển hình.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN LỰC KẸP CHI TIẾT KHI GIA CÔNG

2.1. Tính toán lực kẹp khi tiện

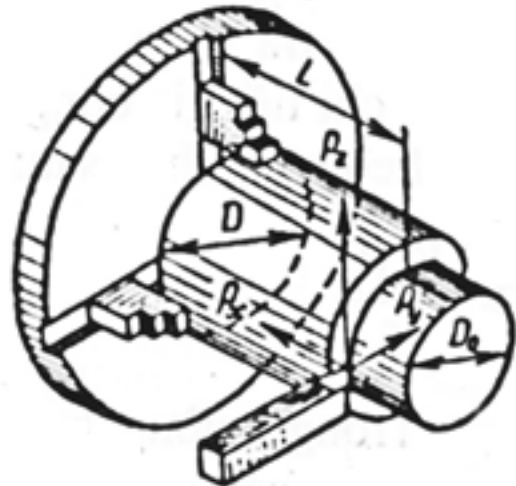
Trên hình 1 trình bày sơ đồ các lực cắt thành phần P_x , P_y và P_z khi tiện chi tiết kẹp trên mâm cặp (có thể là 2 chấu, 3 chấu hoặc 4 chấu), P_x là lực cắt dọc trục, P_y là lực cắt hướng tâm và P_z là lực cắt tiếp tuyến (với phần chi tiết đã gia công):

- Thành phần lực cắt tạo mô men xoắn $M = P_z D_0 / 2$, với D_0 là đường kính phần chi tiết đã gia công;

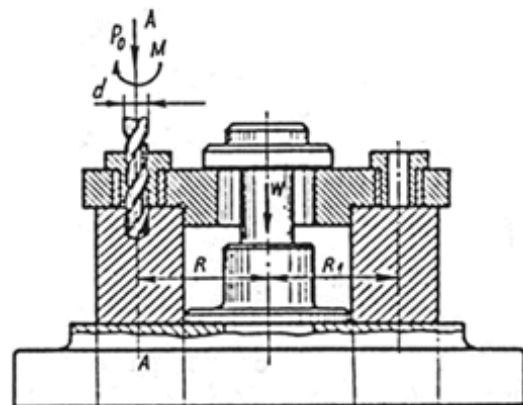
- Thành phần lực cắt dọc trục P_x có xu hướng làm xô dịch chi tiết theo chiều trục;

- Thành phần lực cắt hướng tâm P_y tạo thành mô men lật $M_l = P_y \cdot l$, với l là chiều dài phần còn lại chưa gia công của chi tiết. Thông thường, các chi tiết kẹp trên các mâm cặp theo sơ đồ này có chiều dài l khá ngắn, do đó thường bỏ tác dụng của lực hướng tâm P_y , nghĩa là coi mô men lật $M_l = 0$.

Như vậy, ta cần kẹp chặt chi tiết để tạo lực ma sát giữa bề mặt tiếp xúc của nó với các chấu kẹp nhằm chống xoay dưới tác dụng của mô men xoắn M và chống xô dịch dọc trục do lực cắt dọc trục P_x :



Hình 1. Các lực cắt thành phần khi tiện chi tiết, kẹp trên mâm cặp



Hình 2. Sơ đồ tính lực kẹp khi khoan với phương pháp kẹp mặt đầu

- Điều kiện cân bằng chi tiết để chống xoay:

$$\frac{W_t f D}{2} = \frac{K P_z D_0}{2} \rightarrow W_t = \frac{K P_z D_0}{f D}, \quad (1)$$

W_t – Lực kẹp tổng cộng trên các chấu kẹp;

K – Hệ số an toàn, $K = 1,3 \div 1,6$ [1], [5];

f – Hệ số ma sát giữa các chấu kẹp và bề mặt tiếp xúc của chi tiết, nó phụ thuộc vào hình dạng bề mặt chấu kẹp: $f = 0,2$ khi bề mặt nhẵn,

$f = 0,3 \dots 0,4$ khi bề mặt có rãnh hình cung, $f = 0,45 \dots 0,5$ khi bề mặt có rãnh dọc, $f = 0,8 \dots 1,0$ khi bề mặt có khía nhám;

D – Đường kính phôi của chi tiết (phần chi tiết chưa gia công);

- Điều kiện cân bằng để chi tiết không bị xô dịch dọc trục:

$$W_t = KP_x. \quad (2)$$

Trị số lực kẹp tổng W_t được chọn là trị số lớn hơn trong 2 trị số, xác định theo các công thức (1) và (2).

Lực kẹp của một châu kẹp:

$$W_0 = \frac{W_t}{n}, \quad (3)$$

n – Số châu kẹp.

2.2. Tính toán lực kẹp khi khoan

Khi gia công các lỗ bằng các phương pháp khoan khoét và doa, chi tiết gia công chịu tác dụng đồng thời của mô men xoắn M và lực dọc trục P_0 . Thông thường, lực cắt P_0 và lực kẹp chặt W có cùng phương chiều và có xu hướng ấn chi tiết xuống bề mặt định vị.

Trên hình 2 trình bày sơ đồ định vị chi tiết gia công bằng mặt đầu, hạn chế 3 bậc tự do và mặt lỗ, dùng chốt trụ ngắn, hạn chế 2 bậc tự do. Việc kẹp chặt chi tiết được thực hiện bằng đòn kẹp ren vít, lực kẹp hướng từ trên xuống, hướng vào bề mặt định vị được hạn chế nhiều bậc tự do nhất, lực kẹp cùng phương, chiều với lực cắt P_0 và trọng lượng G . Trong trường hợp này, lực kẹp không cần quá lớn, mà chỉ cần đảm bảo cho phiến dẫn kẹp chặt chi tiết ở thời điểm ban đầu khi bắt đầu khoan.

Dưới tác dụng của mô men M , chi tiết

gia công có xu hướng xoay xung quanh tâm AA và cuối cùng nó có xu hướng xoay quanh tâm của chính nó. Lực ma sát do lực kẹp W và lực cắt P_0 gây ra phải tạo ra mô men ma sát không nhỏ hơn mô men xoắn do mô men M gây nên đối với tâm chi tiết:

$$(P_0 + W)fR_1 = K \frac{2M}{d} R, \quad (4)$$

M – Mô men xoắn trên mũi khoan;

d – Đường kính mũi khoan;

K – Hệ số an toàn;

R – Khoảng cách từ tâm mũi khoan tới tâm chi tiết gia công;

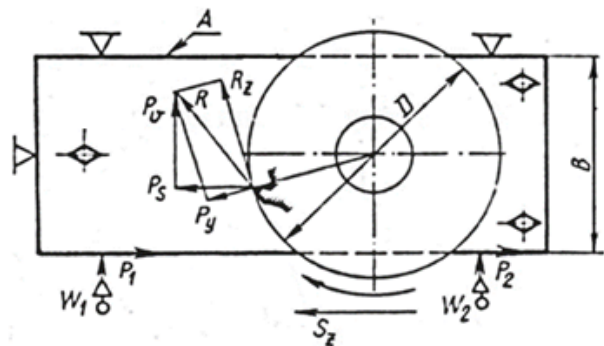
R_1 – Khoảng cách từ tâm mặt đáy tới tâm chi tiết gia công.

Từ công thức (4), ta xác định được lực kẹp:

$$W = \frac{2KMR}{dfR_1} - P_0. \quad (5)$$

2.3. Tính lực kẹp khi phay

Thông thường, chi tiết gia công được phay bằng dao phay mặt đầu và dao phay trụ. Lực kẹp chi tiết trong những trường hợp này được xác định theo phương pháp gần đúng [1], chỉ xét tác dụng của các thành phần lực chính tạo nên sự cân bằng của chi tiết.



Hình 3. Sơ đồ tác dụng lực khi gia công bằng dao phay mặt đầu

Trên hình 3, trình bày sơ đồ gá đặt chi tiết khi gia công bằng dao phay mặt đầu. Lực cắt tiếp tuyến R_z được xác định theo công thức trong các sổ tay Công nghệ chế tạo máy [1]. Các thành phần lực khác được lấy theo lực R_z như sau [1], [2], [4], [5]: Lực hướng kính: $P_y = (0,2 \div 0,4)R_z$; Lực chạy dao: $P_s = (0,3 \div 0,4)R_z$; Lực $P_v = (0,85 \div 0,95)R_z$.

Chi tiết gia công được định vị bằng mặt phẳng đáy, trên 3 chốt tỳ, mặt phẳng bên, trên 2 chốt tỳ và mặt phẳng cạnh trên 1 chốt tỳ. Chi tiết được kẹp chặt bằng 2 mỏ kẹp, với phương của lực kẹp vuông góc với mặt chuẩn định vị A. Để đơn giản hóa có thể cho rằng chỉ có lực P_s tác dụng lên chi tiết gia công [1], khi đó lực kẹp W phải tạo ra lực ma sát P không nhỏ hơn lực chạy dao P_s :

$$P = P_1 + P_2 = (W_1 + W_2)f = KP_s \rightarrow W = \frac{KP_s}{f}, (6)$$

P_s – Lực chạy dao;

f – Hệ số ma sát giữa các bề mặt chi tiết và đồ định vị.

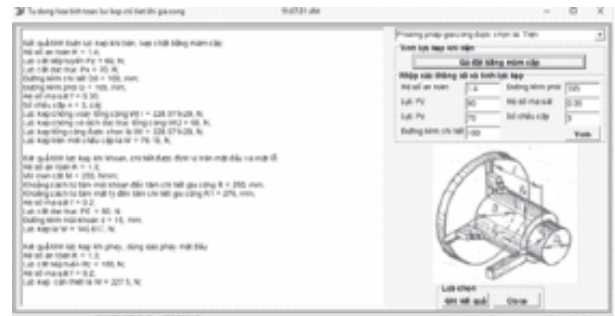
3. XÂY DỰNG CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG TÍNH TOÁN LỰC KẸP CHI TIẾT KHI GIA CÔNG

3.1. Xây dựng chương trình

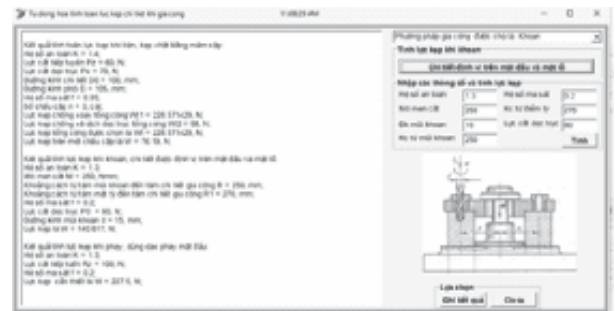
Ngôn ngữ lập trình Delphi là ngôn ngữ lập trình hướng đối tượng, được xây dựng dựa trên nền tảng của ngôn ngữ lập trình Pascal [3]. Đây là một trong những ngôn ngữ lập trình hiện đại, có cấu trúc chặt chẽ và logic, rất phù hợp với việc giải quyết các bài toán kỹ thuật.

Chương trình tự động hóa tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công được xây dựng bằng ngôn ngữ lập trình Delphi. Giao diện của Chương trình được trình bày trên các hình 4

(tính toán lực kẹp khi tiện), hình 5 (tính toán lực kẹp khi khoan) và hình 6 (tính toán lực kẹp khi phay).



Hình 4. Giao diện của Chương trình tính toán lực kẹp khi tiện



Hình 5. Giao diện của Chương trình tính toán lực kẹp khi khoan



Hình 6. Giao diện của Chương trình tính toán lực kẹp khi phay

3.2. Ví dụ sử dụng chương trình và đánh giá kết quả thu được

1) Tính toán lực kẹp khi tiện, chi tiết định vị và kẹp chặt bằng mâm cặp 3 chấu tự

định tâm (hình 1) với các số liệu sau: Hệ số an toàn $K = 1,4$; lực cắt tiếp tuyến $P_z = 60 \text{ N}$; lực cắt dọc trục $P_x = 70 \text{ N}$; đường kính chi tiết $D_0 = 100 \text{ mm}$; đường kính phôi $D = 105 \text{ mm}$; hệ số ma sát giữa bề mặt chi tiết với các chấu cặp $f = 0,35$; số chấu cặp $n = 3$.

2) Tính toán lực kẹp khi khoan, chi tiết được định vị bằng mặt đầu và mặt lỗ (hình 2) với các số liệu sau: Hệ số an toàn $K = 1,3$; mô men cắt $M = 250 \text{ Nmm}$; đường kính mũi khoan $d = 15 \text{ mm}$; khoảng cách từ mũi khoan đến tâm chi tiết $R = 250 \text{ mm}$; khoảng cách từ điểm tỳ tới tâm chi tiết $R_1 = 270 \text{ mm}$; hệ số ma sát giữa bề mặt chi tiết với các thiết bị định vị và kẹp chặt $f = 0,2$; lực cắt dọc trục $P_0 = 60 \text{ N}$.

3) Tính toán lực kẹp khi phay, sử dụng dao phay mặt đầu (hình 3) với các số liệu sau: Hệ số an toàn $K = 1,3$; lực cắt $R_z = 100 \text{ N}$; hệ số ma sát giữa bề mặt chi tiết với các thiết bị định vị và kẹp chặt $f = 0,2$.

Sử dụng Chương trình đã xây dựng được để tính toán, kết quả thu được như sau (xem thêm các hình 4, 5 và 6, kết quả này được copy trực tiếp từ file kết quả của chương trình):

***Kết quả tính toán lực kẹp khi tiện, kẹp chặt bằng mâm cặp:**

Hệ số an toàn: $K = 1,4$;
Lực cắt tiếp tuyến: $P_z = 60, \text{ N}$;
Lực cắt dọc trục: $P_x = 70, \text{ N}$;
Đường kính chi tiết: $D_0 = 100, \text{ mm}$;
Đường kính phôi: $D = 105, \text{ mm}$;
Hệ số ma sát: $f = 0,35$;
Số chấu cặp: $n = 3$, cái;
Lực kẹp tổng cộng chống xoay:
 $W_{11} = 228,571, \text{ N}$;
Lực kẹp tổng cộng chống xô dịch dọc trục: $W_{12} = 98, \text{ N}$;

Lực kẹp tổng cộng được chọn:

$W_1 = 228.571, \text{ N}$;

Lực kẹp cần thiết trên một chấu cặp:

$W = 76.19, \text{ N}$.

***Kết quả tính toán lực kẹp khi khoan, chi tiết được định vị trên mặt đầu và mặt lỗ:**

Hệ số an toàn: $K = 1,3$;

Mô men cắt: $M = 250, \text{ Nmm}$;

Khoảng cách từ tâm mũi khoan đến tâm chi tiết gia công: $R = 250, \text{ mm}$;

Khoảng cách từ điểm tỳ đến tâm chi tiết gia công: $R_1 = 270, \text{ mm}$;

Hệ số ma sát giữa chi tiết và các thiết bị định vị và kẹp chặt: $f = 0,2$;

Lực cắt dọc trục: $P_0 = 60, \text{ N}$;

Đường kính mũi khoan: $d = 15, \text{ mm}$;

Lực kẹp cần thiết: $W = 140.617, \text{ N}$.

***Kết quả tính toán lực kẹp khi phay, dùng dao phay mặt đầu:**

Hệ số an toàn: $K = 1,3$;

Lực cắt: $R_z = 100, \text{ N}$;

Hệ số ma sát giữa bề mặt chi tiết và các thiết bị định vị và kẹp chặt: $f = 0,2$;

Lực kẹp cần thiết: $W = 227.5, \text{ N}$.

***So sánh, đánh giá kết quả thu được:**

So sánh kết quả tính toán bằng Chương trình đã xây dựng được và kết quả tính toán thủ công bằng tay để kiểm chứng, cho thấy hai kết quả hoàn toàn trùng khớp. Điều này minh chứng cho tính chính xác của Chương trình.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày cơ sở lý thuyết tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công bằng các phương pháp được dùng phổ biến là tiện, 

khoan và phay. Trên cơ sở đó, bài báo đã trình bày việc xây dựng một chương trình tự động tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công bằng tiện, khoan và phay với các sơ đồ gá đặt điển hình, dựa trên ngôn ngữ lập trình Delphi, đồng thời trình bày ba ví dụ minh họa cho việc sử dụng Chương trình này. Kết quả tính toán thu được cho thấy Chương trình cho phép tự động tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công, giảm được công sức, thời gian, tăng tốc độ tính toán mà lại không bị sai sót nhầm lẫn do việc tính toán thủ công mang lại. Chương trình có giao diện thân thiện, trực quan, dễ sử dụng, có thể sử dụng trên thực tiễn tính toán lực kẹp chi tiết khi gia công trong quá trình lập các quy trình công nghệ gia công chi tiết máy, hoặc sử dụng như một giáo cụ dùng trong công tác nghiên cứu, giảng dạy và học tập.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.45. ❖

Ngày nhận bài: **21/02/2025**

Ngày phản biện: **06/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Văn Địch, “Đồ gá”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2006.
- [2]. Trần Văn Địch và các tác giả khác, “Công nghệ chế tạo máy”. NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2008.
- [3]. Lê Phương Lan, Hoàng Đức Hải, “Giáo trình lý thuyết và bài tập Borland Delphi”. NXB. Lao động và Xã hội, Hà Nội, 2002.
- [4]. Nguyễn Đắc Lộc, Lưu Văn Nhàn, “Hướng dẫn thiết kế đồ án công nghệ chế tạo máy”. NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2006.
- [5]. Б. Н. Бардашкин, В. В. Данилевский, А. А. Шатилов, “Станочные приспособление – Справочник в двух томах”. Издательство “Машиностроение”, Москва, 1984.

MÔ HÌNH TRIỂN KHAI SẢN XUẤT TINH GỌN TRONG DOANH NGHIỆP SẢN XUẤT CƠ KHÍ

LEAN MANUFACTURING IMPLEMENTATION MODEL IN MECHANICAL MANUFACTURING ENTERPRISES

Luu Quang Hiệu

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: luuquanghieu@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Sản xuất tinh gọn là một chiến lược quan trọng giúp doanh nghiệp đạt được các mục tiêu cải thiện hiệu suất thông qua việc loại bỏ lãng phí, chuẩn hóa quy trình và cải tiến liên tục. Bài báo này phân tích việc áp dụng mô hình sản xuất tinh gọn trong doanh nghiệp cơ khí, tập trung vào các công cụ quan trọng như 5S, TPM, Kaizen, lập bản đồ luồng giá trị (VSM), và Kanban... Nghiên cứu tình huống tại Công ty Cơ khí Chính xác Việt Nhật Tân (VNT) cho thấy cần triển khai các công cụ Lean nhằm vào việc tăng hiệu suất, giảm lãng phí và nâng cao chất lượng sản phẩm. Kết quả nghiên cứu nhấn mạnh vai trò của sự cam kết từ lãnh đạo, sự tham gia của nhân viên và ứng dụng dữ liệu trong triển khai sản xuất tinh gọn. Nghiên cứu này cung cấp những góc nhìn hữu ích cho các doanh nghiệp sản xuất muốn áp dụng Lean để đạt sự phát triển bền vững và năng lực cạnh tranh cao.

Từ khóa: Sản xuất tinh gọn; Ngành cơ khí; Tối ưu hóa quy trình; Cải tiến liên tục.

ABSTRACT

Lean manufacturing is a key strategy that helps businesses achieve performance improvement goals by eliminating waste, standardizing processes, and continuously improving. This paper analyzes the application of the Lean manufacturing model in mechanical enterprises, focusing on key tools such as 5S, TPM, Kaizen, Value Stream Mapping (VSM), and Kanban... The case study at Vietnam-Japan Precision Mechanical Company (VNT) highlights the necessity of implementing Lean tools to enhance efficiency, reduce waste, and improve product quality. The research findings emphasize the importance of leadership commitment, employee engagement, and data-driven decision-making in Lean implementation. This study provides valuable insights for manufacturing enterprises looking to adopt Lean to achieve sustainable development and a competitive advantage.

Keywords: Lean manufacturing; Mechanical industry; Process optimization; Continuous improvement. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong bối cảnh hội nhập kinh tế toàn cầu và cạnh tranh ngày càng khốc liệt, các doanh nghiệp sản xuất cơ khí tại Việt Nam đang phải đối mặt với yêu cầu nâng cao năng suất, cải thiện chất lượng và tối ưu hóa chi phí sản xuất. Việc phát triển các mục tiêu ngắn hạn là không đủ để duy trì khả năng cạnh tranh. Điều quan trọng là phải phát triển các chiến lược sản xuất có thể tối ưu hóa hiệu quả của các hoạt động vận hành để cải thiện năng lực và tính linh hoạt trong thời gian dài. Mô hình sản xuất tinh gọn (Lean Manufacturing) được xem là “vũ khí” chiến lược giúp doanh nghiệp đạt được những mục tiêu đó.

Hệ thống sản xuất tinh gọn có nguồn gốc từ Nhật Bản do Taichi Ono, một kỹ sư tại Toyota, sáng lập sau khi ông nghiên cứu khái niệm Hệ thống sản xuất Ford (FPS). Tuy nhiên, thuật ngữ “tinh gọn” lần đầu tiên được John Krafcik [1] giới thiệu và sử dụng để mô tả hệ thống sản xuất Toyota (TPS) do Ono thành lập. Womack, Jones và Roos [3] mô tả một doanh nghiệp sản xuất tinh gọn thường sử dụng ít hơn mọi thứ (hàng tồn kho ít, sản phẩm lỗi ít, giảm thời gian, nhân lực và diện tích phục vụ sản xuất) để đáp ứng tốt hơn nhu cầu của khách hàng trong khi sản xuất ra các sản phẩm chất lượng theo cách hiệu quả và tiết kiệm nhất.

Karim, Azharul [2] đã chỉ ra rằng, mục tiêu cuối cùng của việc triển khai hệ thống sản xuất tinh gọn trong một hoạt động là tăng năng suất, nâng cao chất lượng, rút ngắn thời gian hoàn thành và cũng như giảm chi phí. Mặc dù chiến lược tinh gọn có tiềm năng to lớn trong việc giảm thiểu mức tiêu thụ tài nguyên và tiết kiệm chi phí sản xuất, nhưng trong một số tình huống có thể dẫn đến gia tăng lãng phí, chi phí sản xuất và thời gian của nhà sản xuất do triển

khai không phù hợp hoặc hiểu sai về chiến lược.

Như vậy, sản xuất tinh gọn là một cách thức nhất định, xem xét mọi hoạt động theo quan điểm giá trị cho người tiêu dùng và giảm thiểu mọi loại tổn thất. Triển khai sản xuất tinh gọn là áp dụng các bộ phương pháp và công cụ trong sản xuất hàng hóa trong thời gian tối thiểu, với chi phí tối thiểu và chất lượng theo yêu cầu của người tiêu dùng, từ đó cho phép tăng hiệu quả và hiệu suất của các quy trình sản xuất, quản lý quy trình, sự hài lòng của khách hàng và phản ứng nhanh chóng, linh hoạt với những thay đổi trong môi trường bên ngoài [5].

Pakdin, Leonard [7] đã xác định các mảng chính của sản xuất tinh gọn bao gồm: tính linh hoạt; loại bỏ lãng phí; tối ưu hóa; giám sát quy trình và sự tham gia của mọi người. Các công cụ của sản xuất tinh gọn khác nhau được sinh ra từ những nguyên tắc trên. Tiến triển theo lịch sử phát triển của sản xuất tinh gọn, nhiều công cụ đã được hình thành rất nhiều công cụ (hơn 50 công cụ) và được áp dụng hiệu quả trong thực tiễn của các doanh nghiệp sản xuất trên toàn thế giới. Do đó, khi lựa chọn công cụ của sản xuất tinh gọn cần tùy thuộc vào hoàn cảnh của nhà sản xuất nhằm hướng đến giá trị được khách hàng thừa nhận và loại bỏ lãng phí không gắn với giá trị hướng đến.

2. TRIỂN KHAI CÁC CÔNG CỤ SẢN XUẤT TINH GỌN TẠI DOANH NGHIỆP SẢN XUẤT CƠ KHÍ

2.1. Tình hình hiện tại của công ty

Công ty TNHH Cơ khí chính xác Việt Nhật Tân (VNT), thành lập vào năm 2012 là một doanh nghiệp chuyên cung cấp dịch vụ gia công cơ khí chính xác cho các khách hàng

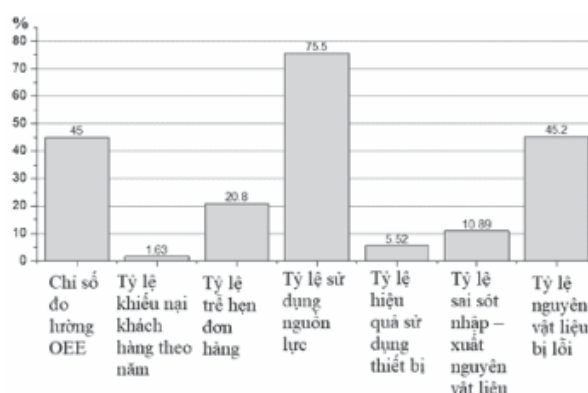
trong nước và nước ngoài, đặc biệt là các doanh nghiệp trong các khu công nghiệp, khu chế xuất. Quy trình sản phẩm tại VNT bao gồm 5 giai đoạn (Hình 1).



Hình 1. Quy trình sản xuất tại VNT

Sau khi nhận bản vẽ kỹ thuật theo yêu cầu của khách hàng từ phòng kinh doanh, phòng kỹ thuật sẽ tiến hành phân tích và đưa ra quy trình gia công sản phẩm theo yêu cầu. Quy trình gia công sau khi được thiết lập sẽ được triển khai xuống dưới xưởng sản xuất để các bộ phận dây chuyền liên quan tiến hành sản xuất gia công bằng máy CNC. Sản phẩm sau gia công CNC sẽ được tiến hành gia công ngủi thông qua các kỹ sư lành nghề tại công ty. Tại đây, sản phẩm sau gia công ngủi được tiến hành kiểm tra, đánh giá theo các tiêu chuẩn về chất lượng và yêu cầu của khách hàng. Những sản phẩm đảm bảo các tiêu chuẩn và yêu cầu về chất lượng sẽ được đóng gói đưa vào kho xuất hàng, những sản phẩm chưa đảm bảo sẽ được lưu trữ và tiến hành xử lý theo quy định của công ty.

Kết quả đánh giá các chỉ số đo lường hiệu quả vận hành sản xuất của doanh nghiệp (Hình 2) cho chúng ta có cái nhìn tổng quan về tình hình hoạt động sản xuất và quản lý hiện tại. Mục tiêu của doanh nghiệp cần cải thiện tỷ lệ sử dụng nguồn lực, giảm thiểu lỗi trong quá trình sản xuất, cải thiện chất lượng sản phẩm, cải thiện quy trình sản xuất và lập kế hoạch sẽ giúp giảm thiểu thời gian và tăng cường khả năng đáp ứng đúng hạn giao hàng.



Hình 2. Các chỉ số đo lường năng suất chất lượng của công ty VNT

2.2. Khuyến nghị các công cụ tinh gọn phù hợp doanh nghiệp sản xuất cơ khí

Bài báo giới thiệu các công cụ phù hợp với doanh nghiệp sản xuất cơ khí sẽ cho phép doanh nghiệp đề xuất những cải tiến liên tục và có giá trị cho doanh nghiệp và khách hàng. Triết lý sản xuất tinh gọn tập trung vào việc giảm chi phí và tăng doanh thu bằng cách loại bỏ một cách có hệ thống và liên tục tất cả các hoạt động không tạo ra giá trị gia tăng. Trong một thị trường cạnh tranh, tinh gọn là “giải pháp” cho các ngành sản xuất để tồn tại và thành công. Sản xuất tinh gọn giúp các tổ chức đạt được năng suất mục tiêu bằng cách giới thiệu các kỹ thuật và công cụ để áp dụng và để bảo trì, tập trung vào việc giảm thiểu và loại bỏ lãng phí, tạo văn hóa tổ chức.

2.2.1. Công việc chuẩn

Công việc chuẩn (Standard Work) là một yếu tố cốt lõi trong sản xuất tinh gọn, nhằm tạo ra sự nhất quán và hiệu quả cao trong quy trình sản xuất. Phương pháp này nhằm loại bỏ sự thay đổi và không nhất quán trong quá trình sản xuất bằng cách hướng dẫn công nhân thực hiện các hoạt động sản xuất theo các quy trình được xác định rõ ràng bao gồm: Quy trình

chi tiết; Thời gian tiêu chuẩn; Tiêu chuẩn chất lượng và an toàn. Khi mọi nhân viên làm việc theo cùng một quy trình đã được chuẩn hóa, doanh nghiệp sẽ đảm bảo được chất lượng sản phẩm ổn định và nhất quán. Công việc chuẩn tạo ra một điểm khởi đầu để so sánh và đánh giá hiệu quả, từ đó phát hiện các điểm yếu và đưa ra các sáng kiến cải tiến. Việc loại bỏ các bước không cần thiết và tối ưu hóa thời gian thực hiện giúp giảm thiểu các loại lãng phí như thời gian chờ đợi, vận chuyển không hiệu quả và tồn kho dư thừa. Đồng thời, với quy trình công việc được chuẩn hóa, việc đào tạo nhân viên mới trở nên dễ dàng hơn, đảm bảo họ nắm bắt đúng quy trình và tiêu chuẩn cần thiết ngay từ đầu.

2.2.2. Quản lý trực quan (Visual Management)

Quản lý trực quan là một thành phần không thể thiếu trong mô hình sản xuất tinh gọn, giúp doanh nghiệp sản xuất cơ khí nắm bắt tình hình sản xuất một cách nhanh chóng, đồng thời thúc đẩy quá trình cải tiến liên tục. Phương pháp sử dụng các công cụ hình ảnh như bảng hiển thị, chỉ số, biểu đồ, màu sắc và ký hiệu tiêu chuẩn để trình bày thông tin liên quan đến quy trình sản xuất. Mục đích là tạo ra một môi trường làm việc mà mọi nhân viên đều có thể nhanh chóng nhận biết tình trạng sản xuất và phát hiện các bất thường, từ đó cung cấp thông tin trực quan giúp đội ngũ nhân viên hiểu rõ tiến độ và hiệu quả của từng quy trình. Giúp nhận diện các điểm nghẽn, sai sót và lãng phí ngay khi chúng xảy ra để kịp thời khắc phục. Các công cụ quản lý trực quan có thể triển khai: Bảng chỉ số (KPI Boards); Biểu đồ và sơ đồ quy trình; Màu sắc và ký hiệu tiêu chuẩn; Bảng tường (Andon Boards).

2.2.3. Lập bản đồ luồng giá trị (Value Stream Mapping)

Lập bản đồ luồng giá trị (VSM) là phương pháp giúp doanh nghiệp sản xuất cơ khí có cái nhìn tổng thể về toàn bộ quy trình từ khi nhận nguyên liệu đến khi xuất thành phẩm. Qua đó, doanh nghiệp có thể nhận diện các hoạt động không tạo giá trị (lãng phí) và xác định những điểm cần cải tiến [4]. Để áp dụng phương pháp luận VSM, cần thực hiện theo năm bước: Lựa chọn một dòng sản phẩm chủ lực → Vẽ bản đồ hiện trạng → Phân tích và xác định điểm cải tiến → Đề xuất bản đồ tương lai → Triển khai và theo dõi. Việc lập bản đồ luồng giá trị không chỉ giúp doanh nghiệp sản xuất cơ khí nhìn rõ hiện trạng quy trình sản xuất mà còn tạo nền tảng cho các cải tiến liên tục theo triết lý Lean.

2.2.4. 5S

Công cụ tinh gọn 5S được phát triển tại Nhật Bản bởi Sakichi Toyoda, Kishiro Toyoda và Taiichi Ohno vào năm 1960 [1]. Áp dụng 5S trong sản xuất tinh gọn không chỉ giúp doanh nghiệp sản xuất cơ khí tạo ra một môi trường làm việc an toàn, ngăn nắp mà còn là bước đệm cho các hoạt động cải tiến liên tục khác trong mô hình Lean. Khi mỗi nhân viên đều hiểu và thực hiện nghiêm túc các nguyên tắc 5S, doanh nghiệp sẽ nhanh chóng nâng cao năng suất, cải thiện chất lượng sản phẩm và giảm thiểu lãng phí. Trong doanh nghiệp sản xuất cơ khí có thể triển khai theo năm bước: Seiri (Sàng lọc) - Kiểm tra toàn bộ các dụng cụ, máy móc và vật liệu đang sử dụng, phân loại và loại bỏ những vật dụng gây cản trở, đồng thời lưu trữ hoặc tái sử dụng những vật dụng còn giá trị; Seiton (Sắp xếp) - Định vị mỗi dụng cụ, máy móc ở vị trí cố định, tạo ra không gian làm việc khoa học, dễ dàng tiếp cận; Seiso (Sạch sẽ) - Thiết lập lịch trình dọn dẹp định kỳ cho các khu vực sản xuất, bao gồm cả máy móc và công cụ; Seiketsu (Tiêu chuẩn hóa) - Ghi chép lại các quy trình và

hướng dẫn, sau đó truyền đạt đến toàn bộ nhân viên để đảm bảo mọi người hiểu và thực hiện đúng quy trình; Shitsuke (Tinh tấn) - Định kỳ tổ chức đánh giá hiệu quả của 5S, từ đó đưa ra các biện pháp điều chỉnh và cải tiến phù hợp.

2.2.5. Kanban

Kanban là hệ thống kéo (pull system) sử dụng các tín hiệu trực quan – thường là các thẻ Kanban – để báo hiệu khi nào cần sản xuất thêm sản phẩm hoặc chuyển giao nguyên vật liệu giữa các công đoạn. Doanh nghiệp cần xác định rõ các công đoạn trong quy trình sản xuất nơi có khả năng xảy ra tồn kho hay chậm trễ, từ đó đưa vào hệ thống Kanban. Mỗi loại sản phẩm hoặc nguyên liệu sẽ được gắn với một thẻ Kanban chứa thông tin về số lượng, thời điểm đặt hàng hay sản xuất, giúp kích hoạt quá trình sản xuất khi cần thiết. Để hệ thống hoạt động hiệu quả, toàn bộ nhân viên cần được đào tạo về cách sử dụng và ý nghĩa của các thẻ Kanban, cũng như hiểu được vai trò của mình trong việc duy trì luồng sản xuất ổn định. Thường xuyên giám sát hiệu quả của hệ thống Kanban qua các chỉ số như mức tồn kho, thời gian chờ và hiệu suất sản xuất, từ đó điều chỉnh quy trình để đạt được hiệu quả tối ưu.

2.2.6. Bảo trì năng suất toàn diện (TPM)

Bảo trì năng suất toàn diện (Total Productive Maintenance – TPM) là một triết lý quản lý và một hệ thống các hoạt động nhằm tối đa hóa hiệu quả sử dụng của máy móc thiết bị trong quá trình sản xuất [7]. Trong môi trường sản xuất tinh gọn, TPM không chỉ giúp giảm thiểu thời gian ngừng máy và hỏng hóc mà còn góp phần nâng cao chất lượng sản phẩm và tối ưu hóa toàn bộ quy trình sản xuất tại các doanh nghiệp. Đối với doanh nghiệp cơ khí TPM có thể triển khai theo năm bước: Đánh giá hiện

trạng → Lập kế hoạch và đào tạo → Thiết lập chỉ số đo lường → Thực hiện bảo trì tự chủ → Liên tục cải tiến.

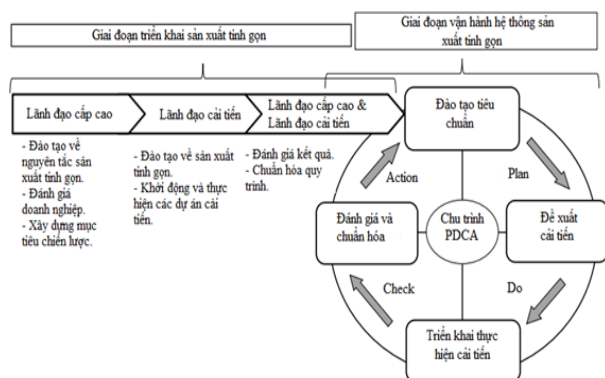
2.2.7. Hiệu quả thiết bị tổng thể (OEE)

Mục tiêu chiến lược của việc triển khai TPM là giảm thiểu sự cố máy móc bất ngờ làm gián đoạn sản xuất. Chỉ số hiệu quả thiết bị tổng thể (OEE) bao gồm kết quả từ tất cả các hoạt động sản xuất thiết bị vào một hệ thống đo lường giúp các nhóm sản xuất và vận hành cải thiện hiệu suất thiết bị và do đó giảm chi phí thiết bị. Việc áp dụng OEE giúp doanh nghiệp nhận diện các điểm gây lãng phí trong quá trình vận hành thiết bị và xây dựng cơ sở cho cải tiến liên tục theo mô hình sản xuất tinh gọn. Nếu mục tiêu chính của TPM là loại bỏ hoặc giảm thiểu mọi tổn thất liên quan đến hệ thống sản xuất để cải thiện hiệu quả sản xuất chung. Đo lường OEE là cơ bản để xây dựng và thực hiện chiến lược cải tiến TPM.

3. GIẢI PHÁP TRIỂN KHAI SẢN XUẤT TINH GỌN TẠI DOANH NGHIỆP

Sản xuất tinh gọn giúp doanh nghiệp cơ khí giảm lãng phí, tăng năng suất và nâng cao chất lượng sản phẩm. Để hình thành hệ thống sản xuất tinh gọn tại một doanh nghiệp, việc đào tạo các nhà lãnh đạo thay đổi và triển khai một số dự án thí điểm là chưa đủ. Cần phải thực hiện những thay đổi trong mọi quy trình của doanh nghiệp, bao gồm cả quy trình quản lý và hỗ trợ. Giai đoạn triển khai tinh gọn vào hoạt động của doanh nghiệp cần phát triển thành các quy trình tổ chức hệ thống, duy trì các tiêu chuẩn hiện hành và cải tiến liên tục.





Hình 3. Giới thiệu quy trình triển khai sản xuất tinh gọn

Quy trình triển khai sản xuất tinh gọn tại doanh nghiệp sản xuất cơ khí có thể phân chia ra nhiều giai đoạn. Trước tiên, thực hiện đào tạo cho đội ngũ quản lý cấp cao, lãnh đạo cải tiến về triết lý sản xuất tinh gọn, xác định đây là hệ thống tổ chức liên tục cải tiến nhằm xây dựng tất cả các quy trình thành một luồng liên tục tạo ra giá trị. Lãnh đạo cần hiểu rằng Lean không chỉ là một tập hợp các công cụ cải tiến mà còn là một hệ thống quản lý toàn diện, hướng đến loại bỏ lãng phí, tối ưu hóa quy trình và gia tăng giá trị cho khách hàng. Nội dung đào tạo cho các nhóm lãnh đạo cần có sự tương đồng để không có những mâu thuẫn trong giai đoạn triển khai và tổ chức sản xuất tinh gọn. Xác định tình trạng doanh nghiệp để người lập kế hoạch hành động tiếp theo, cũng như giảm thiểu rủi ro khi sử dụng các phương pháp và công cụ mới. Khởi xướng dự án và đào tạo nhóm làm việc, với sự tham gia của đội ngũ lãnh đạo sẽ tạo ra sự hứng khởi trong quá trình thực hiện. Tiếp đến triển khai dự án, đánh giá và phân tích kết quả một cách có hệ thống các dự án đã triển khai. Trong đó, tiến hành đánh giá việc đạt được các mục tiêu đã đề ra, đồng thời đánh giá các quy trình ảnh hưởng đến việc đạt được các mục tiêu này, cũng như đánh giá tác động của những thay đổi đến các quy trình quan trọng khác của doanh nghiệp. Bước cuối

cùng là chuẩn hóa cải tiến và phê duyệt tiêu chuẩn. Chuẩn hóa là cần thiết để hình thành các quy tắc thực hiện các hành động nhất định với sự tham gia của tất cả những người thực hiện quy trình nhằm đạt được các mục tiêu đã đề ra.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích việc áp dụng giải pháp sản xuất tinh gọn tại các doanh nghiệp sản xuất cơ khí, đặc biệt là trong việc tối ưu hóa quy trình sản xuất và giảm thiểu lãng phí. Quy trình sản xuất tinh gọn, khi được triển khai đúng cách, có thể mang lại nhiều lợi ích về hiệu quả, chất lượng và năng suất lao động.

Thông qua nghiên cứu, tác giả nhận thấy rằng việc áp dụng các công cụ Lean như 5S, TPM, Kaizen, và các nguyên lý Lean cơ bản đã giúp các doanh nghiệp cơ khí không chỉ cải thiện năng suất mà còn cải thiện chất lượng sản phẩm và giảm thiểu chi phí sản xuất. Các chỉ số về hiệu quả sử dụng thiết bị, tỷ lệ sản phẩm lỗi và tỷ lệ hao hụt nguyên vật liệu sẽ được cải thiện rõ rệt sau khi áp dụng các giải pháp này.

Tuy nhiên, một thách thức lớn trong việc áp dụng Lean là thay đổi văn hóa tổ chức và sự tham gia của nhân viên vào quá trình cải tiến liên tục. Điều này yêu cầu sự chỉ đạo mạnh mẽ từ lãnh đạo cấp cao cũng như việc đào tạo nhân viên để họ có thể nhận thức rõ vai trò và lợi ích của việc áp dụng Lean trong công việc hàng ngày.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.25. ❖

Ngày nhận bài: 20/02/2025

Ngày phản biện: 14/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Ohno, Taiichi, “*Toyota production system: beyond large-scale production*”. CRC Press, 1988.
- [2]. Karim, Azharul, and Kazi Arif-Uz-Zaman. “*A methodology for effective implementation of lean strategies and its performance evaluation in manufacturing organizations*”. Business Process Management Journal 19, no. 1 (2013): 169-196.
- [3]. J. P. Womack, D. T. Jones, D. Roos, “*The Machine that Changed the World: The Story of Lean Production*”. Macmillan Publishing Company, New York, 1990.
- [4]. Dal Forno, A., Pereira, F., Forcellini, F. and Kipper, L. (2014), “*Value stream mapping: a study about the problems and challenges found in the literature from the past 15 years about application of Lean tools*”. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 72, Nos. 5-8, pp.779-790.
- [5]. Maasouman, M. and Demirli, K. (2015), “*Development of a lean maturity model for operational level planning*”. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 83, Nos. 5-8, pp.1171-1188.
- [6]. Marodin, G. and Saurin, T. (2013), “*Implementing lean production systems: research areas and opportunities for future studies*”. International Journal of Production Research, Vol. 51, No. 22, pp.6663-6680.
- [7]. Pakdil, F. and Leonard, K. (2014), “*Criteria for a lean organisation: development of a Lean assessment tool*”. International Journal of Production Research, Vol. 52, No. 15, pp.4587-4607.

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU ĐỘ BỀN KẾT CẤU THÂN TÀU HÀNG KHÔ BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

OPTIMIZATION STUDY ON THE STRUCTURAL STRENGTH OF DRY CARGO
SHIP USING THE FINITE ELEMENT METHOD

TS. Đàm Văn Tùng

Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: tungdv.mtb@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả tối ưu hóa độ bền kết cấu thân tàu hàng khô bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Nghiên cứu tập trung vào việc phân tích và đánh giá tối ưu độ bền kết cấu dàn đáy và dàn mạn, hai khu vực chịu tải trọng lớn trong quá trình khai thác. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng, các tính toán thiết kế cơ bản ban đầu cho giá trị dư bền lớn về độ bền kết cấu, điều này cho phép các kỹ sư thiết kế xem xét các phương án tối ưu hơn trong lựa chọn kết cấu nhằm giảm chi phí tôn vỏ trong quá trình đóng mới tàu thủy.

Từ khóa: Độ bền kết cấu; Thân tàu; Tàu hàng khô; Phần tử hữu hạn (PTHH).

ABSTRACT

The paper presents the results of optimizing the structural strength of a dry cargo ship using the finite element method. The study focuses on analyzing and optimizing the structural strength of the bottom and side structures, which are the two main load-bearing areas during operation. The research findings indicate that the initial design calculations provide a high structural strength margin, allowing design engineers to explore more optimized structural options. This optimization can lead to a reduction in hull plate costs during the shipbuilding process while maintaining the required structural strength.

Keywords: Structural strength; Ship hull; Dry cargo ship; Finite element method (FEM).

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong thiết kế kết cấu tàu hàng, việc xây dựng và phân tích độ bền kết cấu đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo độ an toàn của tàu, chi phí đóng mới và tính hiệu quả trong quá trình hoạt động trên biển. Thân tàu có kết cấu phức tạp, là khu vực nâng đỡ toàn bộ kết

cấu, đồng thời chịu toàn bộ tải trọng từ hàng hóa, thiết bị và áp lực của sóng biển. Tính toán độ bền kết cấu tàu hàng cần tập trung vào việc phân tích độ bền chung toàn tàu và độ bền cục bộ trên từng khu vực. Hiện nay, các tính toán độ bền kết cấu tàu hàng đều đang dựa trên các công thức giải tích được quy định dựa theo yêu cầu của các tổ chức đăng kiểm và kết quả của

các tính toán này có độ dư bền tương đối lớn trong một số trường hợp. Độ dư bền lớn mang lại tính an toàn trong quá trình hoạt động của tàu, tuy nhiên lại làm gia tăng chi phí tôn vỏ và đóng mới tàu hàng [1].

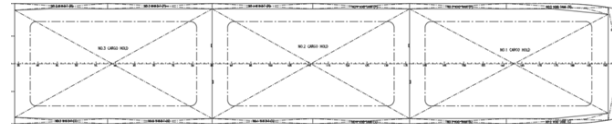
Trong giai đoạn thiết kế cơ bản tàu thủy hiện nay, quy cách kết cấu thân tàu phần lớn đang được tính toán dựa theo các phương pháp giải tích được phê duyệt theo các quy phạm thuộc các tổ chức đăng kiểm. Tuy nhiên, với sự phát triển của các phần mềm mô phỏng trong việc xử lý các bài toán về độ bền kết cấu đã đặt ra hướng đi mới cho việc nghiên cứu. Trong đó, phần tử hữu hạn - PTHH (Finite Element Method - FEM) là một phương pháp hiện đại và linh hoạt trong việc phân tích độ bền kết cấu, đặc biệt là trong lĩnh vực kỹ thuật tàu thủy [2, 3, 4].

Phương pháp PTHH cho phép mô phỏng và phân tích các kết cấu có hình dạng phức tạp, không đối xứng và phân tích các trạng thái ứng suất - biến dạng của kết cấu, từ đó giúp các kỹ sư phát hiện và đưa ra các đề xuất phương án cho việc xây dựng kết cấu. Trong nghiên cứu này, bằng phương pháp PTHH, tác giả tập trung vào việc phân tích độ bền kết cấu thân tàu hàng khô 12.000 DWT dưới tác dụng của các tải trọng trong quá trình hoạt động, đồng thời đưa ra giải pháp tối ưu hóa độ bền kết cấu thân tàu thông qua công cụ mô phỏng.

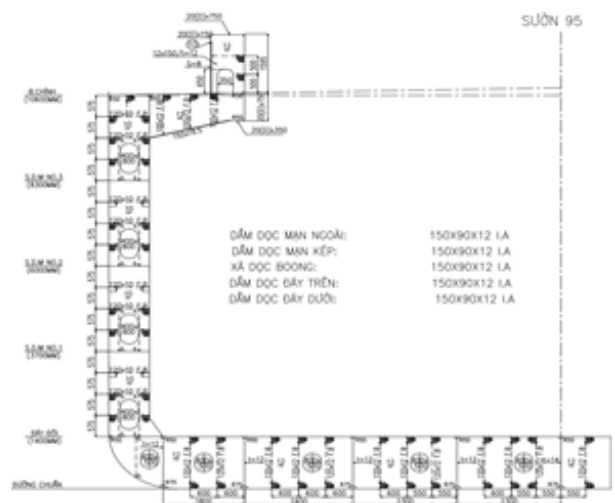
2. ĐẶC ĐIỂM THIẾT KẾ MÔ HÌNH TÀU MẪU

Tàu hàng khô 12.000 DWT sử dụng trong nghiên cứu được hạ thủy và đi vào hoạt động từ năm 2022, hoạt động trên vùng biển Quốc tế (không giới hạn). Tàu được thiết kế theo các tiêu chuẩn thuộc Quy phạm DNV [5]. Mô hình tàu mẫu bố trí 3 hầm hàng nằm từ vị

trí sườn 34 đến sườn 190 (Hình 1), với hệ kết cấu khung ngang nhằm chống chịu tác động từ nhiều loại tải trọng khác nhau trong quá trình khai thác. Kết cấu mặt cắt ngang và các thông số chính của tàu được thể hiện trên hình 2 và bảng 1.



Hình 1. Bố trí khoang hàng tàu hàng khô 12.000 DWT



Hình 2. Kết cấu mặt cắt ngang tàu hàng 12.000 DWT

Bảng 1. Thông số kỹ thuật tàu hàng 12.000 DWT

Các thông số kỹ thuật	Đơn vị	Giá trị
Chiều dài lớn nhất	[m]	128.05
Chiều dài thiết kế	[m]	120.00
Chiều rộng thiết kế	[m]	20.00
Chiều cao mạn	[m]	10.20
Mớn nước	[m]	7.6

Kết cấu khu vực hầm hàng đóng vai trò quan trọng trong tổng thể kết cấu thân tàu hàng khô, đây là khu vực chịu ảnh hưởng trực tiếp

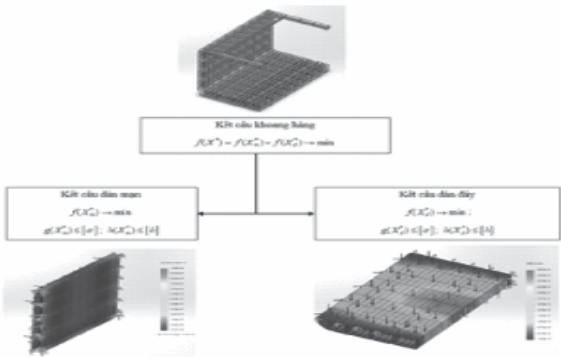
từ tải trọng hàng hóa và áp lực nước biển lên vỏ tàu. Độ bền kết cấu của khu vực này phụ thuộc vào nhiều yếu tố như dạng kết cấu sườn, vật liệu chế tạo, phương pháp hàn và liên kết giữa các bộ phận. Thông tin quy cách về kết cấu thuộc khu vực hầm hàng tàu mẫu được thể hiện trên Hình 2.

3. THIẾT LẬP BÀI TOÁN TỐI ƯU

Với tính chất chịu tải phức tạp trong quá trình khai thác, trong nghiên cứu này, tác giả tập trung vào việc phân tích và tối ưu độ bền kết cấu thân tàu khu vực khoang hàng tàu mẫu (Khoang hàng số 2 từ sườn 85 đến sườn 136). Bài toán tối ưu trong nghiên cứu được xây dựng dựa trên việc tối ưu kết cấu thân tàu vùng khoang hàng nhằm thu lại khối lượng kết cấu nhỏ nhất nằm trong giới hạn cho phép về độ bền kết cấu theo các yêu cầu thuộc quy phạm DNV.

Kết cấu thân tàu mẫu vùng khoang hàng được xây dựng dựa trên ba phần kết cấu chính gồm kết cấu dàn mạn, kết cấu dàn đáy và kết cấu dàn boong. Trong nghiên cứu, nhóm tác giả

tập trung vào việc tối ưu hóa từng phần kết cấu thuộc khu vực khoang hàng, cụ thể nhóm tiến hành tối ưu hóa từng phần kết cấu bao gồm kết cấu dàn mạn và kết cấu dàn đáy thuộc khu vực khoang hàng, do đây là khu vực kết cấu chịu tải trọng lớn từ nước biển và hàng hóa. Sơ đồ thiết lập bài toán được thể hiện trên Hình 3. Bảng 3 mô tả các thông số thiết lập được sử dụng trong bài toán. Trong đó, các biến tối ưu sử dụng trong nghiên cứu được thiết lập dựa trên các thông số quy cách kết cấu theo từng khu vực và được ràng buộc dựa theo tiêu chuẩn về độ bền của vật liệu kết cấu (Ứng suất và độ võng của kết cấu).



Hình 3. Sơ đồ thiết lập bài toán tối ưu hóa độ bền kết cấu thân tàu tàu hàng khô 12.000 DWT

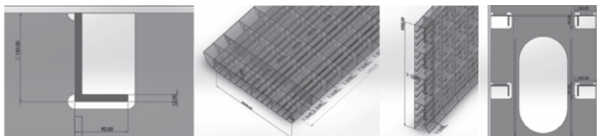
Bảng 2. Thiết lập thông số bài toán tối ưu hóa

Kết cấu	Biến tối ưu (ký hiệu)	Giá trị (đơn vị)	Điều kiện ràng buộc	Hàm mục tiêu
Dàn mạn	Kích thước sườn khõe (S_m)	7; 8; 9; 10 (mm)	Ứng suất kết cấu: $\sigma \leq 360MPa$ Chuyển vị của kết cấu: $h \leq 15mm$	Khối lượng kết cấu: $m_m \rightarrow \min$
	Kích thước dầm dọc mạn (L_m)	L130; L140; L150; L160		
	Kích thước tôn vỏ (t_m)	10; 11; 12; 13 (mm)		
Dàn đáy	Kích thước đà ngang (S_d)	8; 9; 10; 11 (mm)	Ứng suất kết cấu: $\sigma \leq 360MPa$ Chuyển vị của kết cấu: $h \leq 15mm$	Khối lượng kết cấu: $m_d \rightarrow \min$
	Kích thước dầm dọc đáy (L_d)	L130; L140; L150; L160		
	Kích thước tôn đáy đôi (t_d)	10; 11; 12; 13 (mm)		

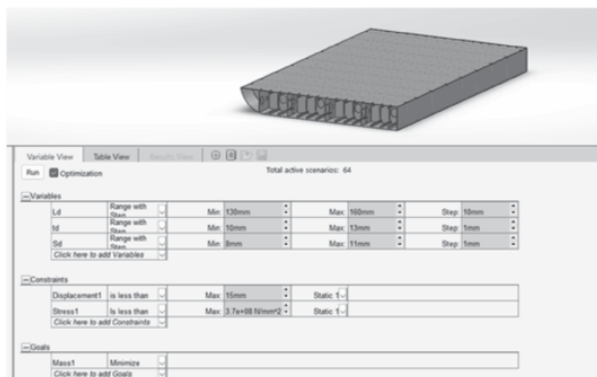
4. THIẾT LẬP MÔ PHÒNG

Để nghiên cứu tính toán và giải quyết bài toán tối ưu độ bền kết cấu thân tàu mẫu, nhóm tác giả đã tiến hành dựng lại mô hình 3D và thiết lập chạy mô phỏng trên ứng dụng Solidworks Simulation.

Mô hình 3D kết cấu thân tàu mẫu được xây dựng dựa trên hồ sơ kỹ thuật của tàu mẫu. Trong đó, kích thước về quy cách của hệ kết cấu dàn mạn và dàn đáy được thiết lập tham số hóa nhằm phục vụ cho việc giải quyết bài toán tối ưu hóa khi các biến tối ưu thay đổi giá trị (Hình 4, 5).



Hình 4. Mô hình 3D tham số hóa kích thước kết cấu dàn đáy và dàn boong theo kích thước tàu mẫu



Hình 5. Thiết lập thông số đầu vào cho bài toán tối ưu trên Solidworks Simulation

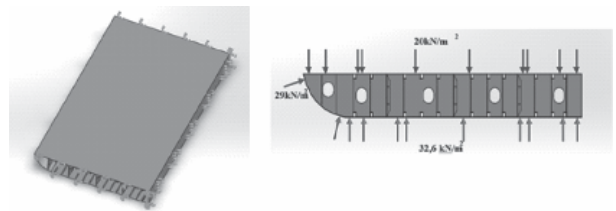
Trong tính toán mô phỏng độ bền kết cấu, độ chính xác của kết quả đầu ra phụ thuộc vào việc thiết lập điều kiện biên, tải trọng và lưới tính toán của bài toán. Dựa trên hoạt động thực tế của tàu mẫu và các tài liệu nghiên cứu tin cậy về tính toán độ bền kết cấu, với mô hình kết cấu dàn mạn, điều kiện biên của mô hình

được gán gố cố định tại vị trí vách kín nước thuộc sườn 85 và sườn 136, và gố di động tại vị trí đáy đôi. Trong khi đó, với mô hình kết cấu dàn đáy, điều kiện biên của mô hình được thiết lập gố cố định tại vị trí vách kín nước hai đầu khoang hàng và điều kiện đối xứng tại mặt cắt dọc tâm của khoang hàng (Hình 6).

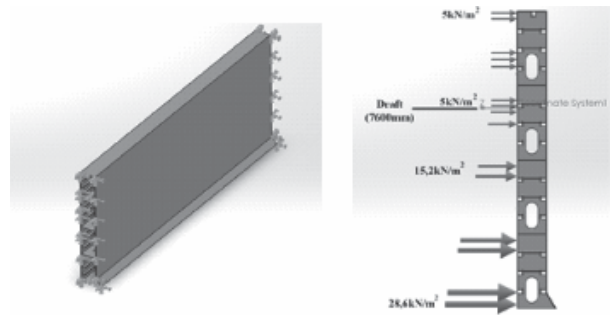
Tải trọng tác dụng lên kết cấu thân tàu tại khu vực khoang hàng bao gồm tải trọng do hàng hóa và áp lực từ nước biển tác động trực tiếp trong quá trình khai thác. Thông số của các tải trọng này được xác định dựa theo các mục 5.1, 5.2 thuộc Chapter 3, Quy phạm DNV [5].

$$P = P_s + P_w + P_c$$

Trong đó: P_s - Áp suất thủy tĩnh (MPa); P_w - Áp suất sóng tác dụng lên vỏ tàu; P_c - Tải trọng hàng hóa (Hình 6).



a) Kết cấu dàn đáy

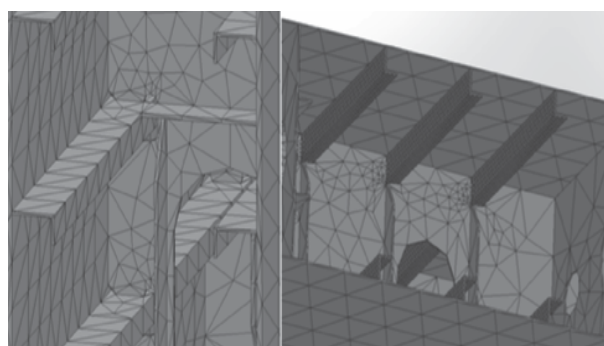


b) Kết cấu dàn mạn

Hình 6. Mô hình điều kiện biên và tải trọng tác dụng lên kết cấu thân tàu

Bài báo sử dụng phương pháp chia lưới Curvature-Based Mesh trong Solidworks 

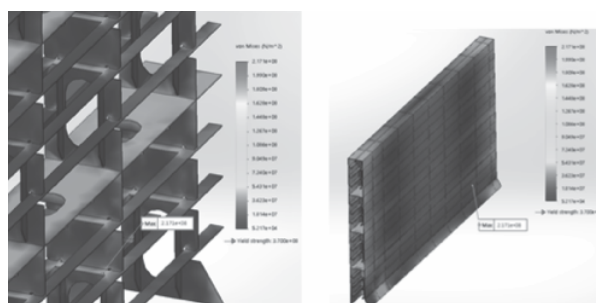
Simulation để tạo lưới phần tử trên bề mặt mô hình. Phương pháp này cho phép chia lưới hiệu quả trên cả bề mặt phẳng và cong, đảm bảo tính liên tục của lưới trong quá trình mô phỏng. Kích thước phần tử lưới được lựa chọn trong khoảng từ 50mm đến 350mm. Bên cạnh khả năng thiết lập kích thước lưới tùy chỉnh cho từng chi tiết, Solidworks Simulation còn cho phép tự động điều chỉnh thông số lưới phù hợp với hình dạng bề mặt và phạm vi kích thước đã thiết lập (Hình 7) [5, 6, 7].



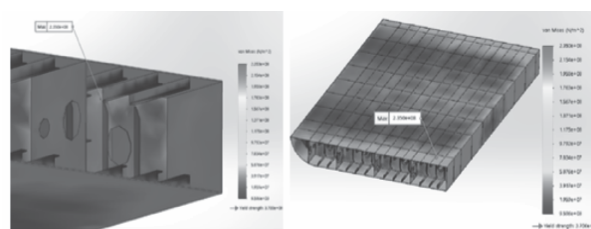
Hình 7. Kết quả chia lưới phần tử

5. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Kết quả tính toán mô phỏng độ bền kết cấu dàn mạn và dàn đáy theo phương án ban đầu của tàu mẫu cho thấy sự phân bố ứng suất không đồng đều trên toàn bộ kết cấu. Đối với kết cấu dàn đáy, vùng có ứng suất lớn nhất tập trung tại các nút liên kết giữa kết cấu dọc (sống dọc đáy, dầm dọc đáy) và kết cấu ngang (đà ngang) (Hình 8a). Đây là khu vực chịu ảnh hưởng của tải trọng tập trung, dẫn đến hiện tượng tập trung ứng suất cục bộ, có thể gây nguy cơ mất ổn định hoặc phá hủy môi trong quá trình khai thác tàu.



a) Kết cấu dàn mạn

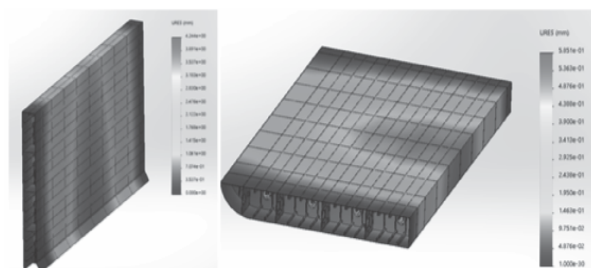


b) Kết cấu dàn đáy

Hình 8. Kết quả phân bố ứng suất theo phương án tàu mẫu

Tương tự, đối với kết cấu dàn mạn, ứng suất lớn nhất được ghi nhận tại vị trí liên kết giữa dầm dọc mạn, sống dọc mạn và kết cấu ngang (sườn khở) của mạn tàu (Hình 8b). Nguyên nhân chính là do sự thay đổi độ cứng cục bộ tại các nút liên kết, kết hợp với ảnh hưởng của tải trọng sóng và lực tác động lên vỏ tàu trong điều kiện vận hành thực tế.

Kết quả về thông số chuyển vị kết cấu của dàn mạn và dàn đáy hoàn toàn nằm trong giới hạn cho phép theo tiêu chí về độ bền (Hình 9).



a)

b)

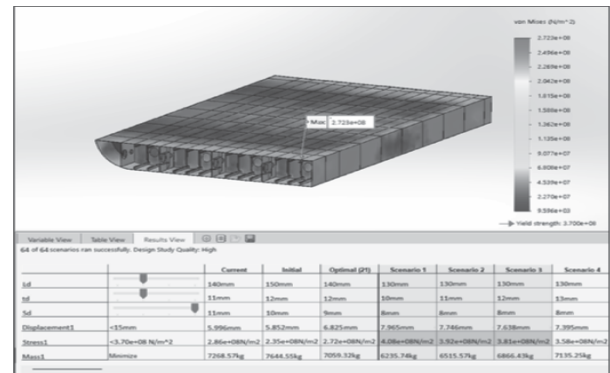
Hình 9. Kết quả phân bố giá trị chuyển vị trên kết cấu dàn mạn (a) và dàn đáy (b)

Các kết quả tính toán mô phỏng cho thấy tỷ lệ dư bền của vật liệu cao hơn đáng kể so với tiêu chuẩn về độ bền kết cấu tàu thủy (35%). Điều này cho thấy cần xem xét điều chỉnh quy cách kết cấu thân tàu nhằm tối ưu hóa thiết kế, giảm thiểu khối lượng và chi phí vật liệu tôn vỏ trong quá trình đóng mới tàu thủy, đồng thời vẫn đảm bảo các tiêu chí về độ bền kết cấu.

Dựa trên các thông số đầu vào của bài toán, nghiên cứu đã tiến hành phân tích tổng cộng 128 phương án tính toán độ bền kết cấu của dàn mạn và dàn đáy tàu mẫu bằng phần mềm mô phỏng Solidworks Simulation. Kết quả cho thấy có 108 phương án đáp ứng yêu cầu về độ bền kết cấu (chiếm 84,3%), trong khi đó 16 phương án không đạt tiêu chuẩn. Số liệu này chứng tỏ dải thông số về quy cách kết cấu thân tàu đảm bảo độ bền kết cấu là khá rộng, mang lại nhiều lựa chọn cho các kỹ sư thiết kế trong việc tìm ra phương án thiết kế tối ưu.

Trên Hình 10 thể hiện kết quả mô phỏng của các phương án theo bài toán về tối ưu độ

bền kết cấu dàn đáy. Trong đó, tại phương án tối ưu giá trị ứng suất lớn nhất đạt 272MPa tăng 15,7% so với phương án ban đầu; giá trị chuyển vị đạt 6,82mm cao hơn 16,5% so với phương án ban đầu; khối lượng tôn vỏ thu được là 7059kg giảm 7,7% so với khối lượng ban đầu.



Hình 10. Bảng kết quả tối ưu kết cấu dàn đáy

Trong khi đó, với kết cấu dàn mạn giá trị ứng suất cực đại đạt 259MPa tăng 19,3% so với phương án ban đầu; giá trị chuyển vị đạt 5,1mm cao hơn 20,3% so với phương án ban đầu; khối lượng tôn vỏ thu được là 7856kg giảm 6,9% so với khối lượng ban đầu (Bảng 2).

Bảng 3. Kết quả tối ưu độ bền kết cấu thân tàu hàng khô 12.000 DWT

Kết cấu	Thông số bài toán	Phương án ban đầu	Phương án tối ưu
Dàn mạn	Kích thước sườn khỏe (S_m)	9mm	8mm
	Kích thước dầm dọc mạn (L_m)	L150	L140
	Kích thước tôn vỏ (t_m)	12mm	12mm
	Ứng suất cực đại	217MPa	259MPa
	Chuyển vị	4,2mm	5,1mm
	Khối lượng	8437kg	7856kg
Dàn đáy	Kích thước đà ngang (S_d)	12mm	9mm
	Kích thước dầm dọc đáy (L_d)	L150	L140
	Kích thước tôn đáy đôi (t_d)	13mm	12mm
	Ứng suất cực đại	235MPa	272MPa
	Chuyển vị	5,85mm	6,82mm
	Khối lượng	7644kg	7059kg



6. KẾT LUẬN

Bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn thông qua công cụ mô phỏng số để nghiên cứu và đánh giá độ bền kết cấu khoang hàng của tàu hàng khô 12.000 DWT. Nghiên cứu cũng tiến hành tính toán và tối ưu hóa độ bền kết cấu dàn mạn và dàn đáy của khoang hàng. Kết quả cho thấy phương án tối ưu giúp cải thiện các tiêu chí về độ bền kết cấu, đồng thời giảm 14,6% khối lượng tôn vỏ so với thiết kế ban đầu. Việc tối ưu hóa thiết kế không chỉ giúp giảm đáng kể khối lượng vật liệu sử dụng mà vẫn đảm bảo độ bền kết cấu trong giới hạn cho phép. Ứng suất và chuyển vị gia tăng nhưng vẫn nằm trong phạm vi an toàn, khẳng định tính khả thi của phương án tối ưu trong thực tế.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.23.❖

Ngày nhận bài: 20/02/2025

Ngày phản biện: 14/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Caridis, P. (2024), “*Local Strength of Ship Structures*”. CRC Press.
- [2]. Servis, D., Voudouris, G., Samuelides, M., & Papanikolaou, A. (2003), “*Finite element modelling and strength analysis of hold No.1 of bulk carriers*”. Marine Structures, 16(8), 601-626.
- [3]. Akbar M. S., Prabowo A.R. (2021), “*Analysis of plated-hull structure strength against hydrostatic and hydrodynamic loads: A case study of 600 TEU container ships*”. Journal of the Mechanical Behavior of Materials, Vol.30, pp.237-248
- [4]. Bin Liu, C.Guedes Soares (2020), “*Ultimate strength assessment of ship hull structures subjected to cyclic bending moments*”. Journal of Ocean Engineering, Vol.215.
- [5]. DNV Rules for classification. Part 3, Hull/sec. 5 External loads 2022.
- [6]. Đàm Văn Tùng (2024), “*Nghiên cứu ảnh hưởng của hình dạng cầu dẫn lên độ bền cục bộ kết cấu cầu dẫn trên tàu cao tốc hai thân hoạt động trên nước tĩnh*”. Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải, 79, 27-32.
- [7]. Бугаев В.Г., “*CAD/CAM/CAE – системы. Автоматизированное проектирование судов*”. Издательство ДВГТУ, Владивосток, 2008.

GIẢI PHÁP THÚC ĐẨY HOẠT ĐỘNG LIÊN KẾT, HỢP TÁC VỚI DOANH NGHIỆP ĐỂ NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG ĐÀO TẠO PHỤC VỤ PHÁT TRIỂN NGÀNH CÔNG NGHIỆP CHẾ BIẾN, CHẾ TẠO TỈNH QUẢNG NINH

SOLUTIONS TO PROMOTE LINKAGES AND COOPERATION WITH ENTERPRISES TO IMPROVE TRAINING QUALITY FOR THE DEVELOPMENT OF THE PROCESSING AND MANUFACTURING INDUSTRY IN QUANG NINH PROVINCE

ThS. Trần Đức Quý, TS. Lê Quý Chiến*, ThS. Nguyễn Thị Thanh Hoa,
ThS. Ngô Thị Hoài, ThS. Phạm Đức Cường
Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh

*Email: chiencodienqn@gmail.com

TÓM TẮT

Phát triển nguồn nhân lực, nhất là nguồn nhân lực chất lượng cao được xác định là một trong những khâu đột phá của tỉnh Quảng Ninh nói chung và Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh (ĐHCNQ) nói riêng, nhằm tạo tiền đề phát triển kinh tế - xã hội bền vững, góp phần đẩy mạnh thực hiện sự nghiệp Công nghiệp hóa, hiện đại hóa (CNH, HĐH) đất nước. Việc đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao không chỉ là một hướng đi đúng, có tính chiến lược lâu dài mà còn giúp cho hệ thống các trường đại học, cao đẳng, dạy nghề trong tỉnh nói riêng và đất nước phát triển bền vững. Nhìn từ góc độ chất lượng nguồn nhân lực, bài báo này đề cập đến vấn đề một số giải pháp đẩy mạnh hoạt động liên kết, hợp tác với doanh nghiệp để nâng cao chất lượng đào tạo phục vụ phát triển ngành công nghiệp chế biến, chế tạo tỉnh Quảng Ninh đồng thời đáp ứng yêu cầu của người sử dụng lao động.

Từ khóa: Công nghiệp hóa, hiện đại hóa; Cơ khí động lực; Chất lượng nguồn nhân lực; Chất lượng đào tạo; Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh.

ABSTRACT

Developing human resources, particularly high-quality human resources, has been identified as one of the key breakthrough strategies for Quang Ninh province in general and Quang Ninh University of Industry (QUI) in particular. This strategy aims to lay the foundation for sustainable socio-economic development and contribute to accelerating the process of industrialization and modernization (I&M) of the country. The training of high-quality human resources is not only a strategically sound long-term direction but also a crucial factor in ensuring the sustainable development of the higher education, vocational training, and technical education systems in the province and across the country. From the perspective of human resource quality, this article

discusses several solutions to strengthen linkages and cooperation with enterprises to enhance training quality in order to support the development of the processing and manufacturing industry in Quang Ninh province while meeting the demands of employers.

Keywords: *Industrialization and modernization; Mechanical engineering; Human resource quality; Training quality; Quang Ninh University of Industry.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Chất lượng nguồn nhân lực là điều kiện nền tảng để duy trì sức cạnh tranh, hiệu quả hoạt động của mỗi doanh nghiệp (DN), nhà trường và của cả nền kinh tế. Thời gian qua, Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh đã khẳng định được mục tiêu chất lượng đào tạo, từng bước thực hiện định hướng trở thành cơ sở đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao có uy tín trong tỉnh Quảng Ninh và khu vực. Nhà trường đã đặt mục tiêu việc làm của sinh viên sau khi tốt nghiệp là thước đo về chất lượng đào tạo, để khẳng định thương hiệu cũng như uy tín của nhà trường với doanh nghiệp và sinh viên. Ban chấp hành Đảng bộ nhà trường đã xây dựng nghị quyết chỉ đạo việc chú trọng nâng cao chất lượng đội ngũ, liên tục cải tiến chương trình đào tạo, đổi mới phương pháp giảng dạy, phương pháp đánh giá, tăng cường cơ sở vật chất,... Đồng thời, phát triển các hoạt động đào tạo gắn kết, hợp tác với doanh nghiệp. Với mục tiêu “Đào tạo nguồn nhân lực cho xã hội”, “Hợp tác đôi bên cùng có lợi” được thực hiện theo từng cấp độ như: Tiếp cận; Hợp tác; Duy trì để phát triển bền vững đã được Nhà trường đặc biệt quan tâm và thực hiện trong thời gian vừa qua.

2. NỘI DUNG

2.1. Thực trạng công tác liên kết, hợp tác giữa nhà trường với doanh nghiệp để nâng cao chất lượng đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao

2.1.1. Công tác đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao của tỉnh Quảng Ninh

Từ tầm nhìn chiến lược, tỉnh Quảng Ninh đã nỗ lực xây dựng quy hoạch nhằm phát triển nguồn nhân lực cả về quy mô, cơ cấu và chất lượng. Tỉnh Quảng Ninh phấn đấu đến năm 2030, tầm nhìn đến năm 2035 là địa phương có nguồn nhân lực chất lượng cao, đẳng cấp quốc tế.

Nghị quyết Đại hội Đảng bộ tỉnh Quảng Ninh lần thứ XV xác định trong giai đoạn 2020-2025, phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao và lao động có kỹ năng gắn với nhanh chóng tăng quy mô và nâng cao chất lượng dân số là khâu đột phá, cấp bách. Đây là cơ sở để Quảng Ninh hiện thực hóa mục tiêu trở thành tỉnh dịch vụ, công nghiệp hiện đại, là một trong những trung tâm phát triển năng động, toàn diện của phía Bắc. Hiện tỉnh đang triển khai nhiều giải pháp nhằm thu hút và nâng cao chất lượng nguồn nhân lực, đáp ứng yêu cầu phát triển trong giai đoạn tới.

Theo đó, Quảng Ninh đã chủ động xây dựng nhiều cơ chế, chính sách phát triển nguồn nhân lực gắn với chuyển dịch cơ cấu lao động theo định hướng, quy hoạch phát triển Kinh tế – Xã hội (KT-XH) của tỉnh. Nổi bật ở giai đoạn trước là Nghị quyết số 15-NQ/TU ngày 09/6/2014 của Ban Chấp hành Đảng bộ tỉnh về đẩy mạnh cải cách hành chính và phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao của tỉnh đến năm 2020, tầm nhìn đến năm 2030; Quyết

định số 2704/QĐ-UBND ngày 17/11/2014 của Ủy ban Nhân dân (UBND) tỉnh phê duyệt quy hoạch phát triển nhân lực của tỉnh đến năm 2020, tầm nhìn đến năm 2030; Quyết định số 293/QĐ-UBND ngày 30/01/2015 của UBND tỉnh phê duyệt đề án đào tạo, bồi dưỡng, nâng cao chất lượng và phát triển toàn diện nguồn nhân lực của tỉnh đến năm 2020.

Ở giai đoạn gần đây là Nghị quyết số 35/2021/NQ-HĐND của Hội đồng Nhân dân (HĐND) tỉnh về việc quy định chính sách thu hút, đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao tại Trường Đại học Hạ Long, Trường Cao đẳng Việt – Hàn Quảng Ninh, Trường Cao đẳng Y tế Quảng Ninh; chủ đề công tác năm 2022 về phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao; Kế hoạch số 117/KH-UBND ngày 13/5/2022 triển khai thực hiện Quyết định số 146/QĐ-TTg ngày 28/01/2022 của Thủ tướng Chính phủ phê duyệt Đề án nâng cao nhận thức, phổ cập kỹ năng và phát triển nguồn nhân lực chuyển đổi số quốc gia đến năm 2025, định hướng đến năm 2030; xây dựng Đề án phát triển nguồn nhân lực tỉnh Quảng Ninh đến năm 2025, tầm nhìn đến năm 2030...

Song song với đó, Quảng Ninh còn có nhiều chính sách thu hút, hỗ trợ học tập đối với sinh viên học các chuyên ngành phục vụ sự phát triển của tỉnh; thường đối với người có tài năng và sinh viên giỏi; hỗ trợ học nghề thuộc danh mục nghề khuyến khích đào tạo và hỗ trợ học phí học văn hóa cho học sinh tốt nghiệp Trung học cơ sở (THCS) học tiếp lên trình độ trung cấp, cao đẳng trên địa bàn tỉnh... Đồng thời đẩy mạnh liên kết vùng, hợp tác trong nước và quốc tế về phát triển nguồn nhân lực.

Trong đó, tỉnh đã ký kết thỏa thuận hợp tác đào tạo với các trường đại học hàng đầu Việt Nam và quốc tế để liên kết đào tạo, bồi dưỡng

Cán bộ, công chức, viên chức (CBCCVC) của tỉnh, tăng cường đào tạo đối với các ngành, lĩnh vực mà tỉnh đang cần như du lịch, ngoại ngữ, quản trị kinh doanh, thương mại quốc tế, chuyên gia về quản lý các khu kinh tế, khu công nghiệp (KKT, KCN), đào tạo sau đại học cho đội ngũ CBCCVC của tỉnh, đào tạo giáo viên, giảng viên của Trường Đại học Hạ Long; Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh, đồng thời thu hút nhân tài cho chiến lược phát triển KT-XH của tỉnh đề ra.

Để bảo đảm chất lượng công tác đào tạo, bồi dưỡng, tỉnh Quảng Ninh đã mở rộng quy mô, cơ cấu lại và nâng cao chất lượng đào tạo Trường Đào tạo cán bộ Nguyễn Văn Cừ. Được đầu tư xây dựng cơ sở mới, dạy và học tập trung, từ năm 2016 đến nay, trường đã tổ chức hàng trăm lớp đào tạo, bồi dưỡng cho hàng nghìn CBCCVC toàn tỉnh về đào tạo lý luận chính trị (LLCT); bồi dưỡng kiến thức quản lý nhà nước; bồi dưỡng chuyên môn, nghiệp vụ, ngoại ngữ, tin học (Trường ĐHCNQN, cử đi học LLCT tại trường ĐTCB tỉnh với hơn 50 lượt, trên 100 lượt bồi dưỡng khác)... Các chương trình đào tạo, bồi dưỡng ngày càng được đổi mới với việc tăng cường đào tạo chuyên môn sâu, cập nhật kiến thức mới, tập trung vào công tác xây dựng Đảng, xây dựng chính quyền. Trong đó, ưu tiên đào tạo bồi dưỡng các lĩnh vực cụ thể mà tỉnh đang tập trung chỉ đạo, điều hành, những vấn đề mang tính cấp thiết. Đặc biệt, công tác sắp xếp tinh giản tổ chức, bộ máy, biên chế, cơ cấu lại đội ngũ, thí điểm hợp nhất cơ quan, đơn vị, nhất thể hóa và tăng cường kiêm nhiệm các chức danh cũng được tỉnh thực hiện đồng bộ, thống nhất từ tỉnh đến cơ sở.

Một điểm nhấn nữa, trong tiến trình chuyển đổi số tỉnh Quảng Ninh đang thực hiện, nhiệm vụ cấp bách là phải xây dựng được nguồn “nhân lực số” và “công dân số” đáp ứng

được yêu cầu của việc sáng tạo, quản trị, vận hành, khai thác hiệu quả các nền tảng số. Hiện nay, tỉnh đã lên kế hoạch tổng thể cho việc đào tạo, bồi dưỡng kiến thức, kỹ năng công nghệ cho CBCCVC, người dân và thu hút nguồn nhân lực chất lượng cao về công nghệ thông tin để phục vụ tiến trình chuyển đổi số. Trong đó, trọng tâm là đổi mới và hiện đại hóa các cơ sở giáo dục để đào tạo nguồn “nhân lực số” ngay từ trên ghế nhà trường; gắn chặt với việc đào tạo, đào tạo lại, bồi dưỡng kiến thức và phát triển kỹ năng số trong các cơ quan nhà nước và trong khu vực tư nhân; đồng thời nhanh chóng nghiên cứu, tham mưu, ban hành và triển khai thực thi các cơ chế, chính sách tìm kiếm, thu hút, trọng dụng nhân tài trong lĩnh vực công nghệ thông tin làm việc cho tỉnh. Mục tiêu đến năm 2025, 100% CBCCVC trong cơ quan hành chính nhà nước sử dụng thành thạo các ứng dụng của chính quyền số; trên 60% dân số có tài khoản thanh toán điện tử và sử dụng thành thạo các dịch vụ đô thị thông minh; 100% người dân có định danh số... Đến năm 2030, 100% CBCCVC cấp huyện, cấp xã xử lý công việc trên nền tảng số; tỷ lệ dân số có tài khoản thanh toán điện tử và sử dụng các dịch vụ số đạt trên 90%...

Bên cạnh đó, Trường ĐHCNQN ngoài việc được Bộ Công Thương quan tâm đầu tư hàng năm về mọi mặt (Cơ sở vật chất phục vụ đào tạo...); Đã được tỉnh Quảng Ninh đầu tư xây dựng nâng cấp sửa chữa Ký túc xá sinh viên nước ngoài; khuôn viên trường và một số hạng mục đang được tiếp tục quan tâm. Với mục tiêu nâng cao chất lượng đầu vào, Bộ, tỉnh và Nhà trường ban hành chính sách học bổng thu hút và khuyến khích sinh viên học tập tại Trường ĐHCNQN.

Chúng ta dễ nhận thấy, chất lượng nguồn nhân lực luôn được coi là yếu tố tiên

quyết và đang được Quảng Ninh triển khai từng bước, bài bản, vừa đào tạo và bồi dưỡng, vừa thu hút, phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao cho các lĩnh vực, ngành nghề tỉnh cần.

Với những giải pháp thiết thực, phù hợp, công tác đào tạo, bồi dưỡng cán bộ của Quảng Ninh đã đạt nhiều kết quả quan trọng, mang lại những chuyển biến tích cực, rõ nét trong chất lượng nguồn nhân lực từ tỉnh đến cơ sở. Với nhiều giải pháp đồng bộ, nguồn nhân lực của tỉnh cơ bản duy trì được tốc độ phát triển hợp lý về số lượng và chất lượng. Trong giai đoạn 2015-2024, số cán bộ, công chức, viên chức của Quảng Ninh được tham gia các lớp đào tạo, bồi dưỡng ước khoảng trên 200 nghìn lượt. Trong đó, số lượng CBCCVC giữ chức vụ lãnh đạo, quản lý được cử đi đào tạo, bồi dưỡng tại nước ngoài là hơn một nghìn lượt. Đội ngũ cán bộ của tỉnh Quảng Ninh qua đào tạo, bồi dưỡng đã khẳng định, phát huy được trình độ, năng lực của mình, cơ bản đáp ứng yêu cầu thực thi nhiệm vụ mà tỉnh đề ra; góp phần đưa Quảng Ninh trở thành địa bàn phát triển năng động, thu hút sự quan tâm, đầu tư của các nhà đầu tư, doanh nghiệp có tiềm lực trong nước và nước ngoài; thúc đẩy kinh tế – xã hội.

Đến nay, tỉnh Quảng Ninh đã có 45 cơ sở đào tạo nghề, trung bình tuyển sinh đào tạo nghề nghiệp hơn 34 nghìn người/năm. Quy mô nguồn nhân lực của tỉnh hiện có gần 800 nghìn người (tăng 8,2% so với năm 2015). Chất lượng nguồn nhân lực được nâng lên rõ rệt, tỷ lệ lao động qua đào tạo đạt trên 85%, trong đó lao động có bằng cấp, chứng chỉ đạt gần 50%, thuộc nhóm dẫn đầu cả nước.

Thời gian tới, tỉnh Quảng Ninh xác định tiếp tục dành sự quan tâm, đầu tư thỏa đáng để phát triển nguồn nhân lực, nhất là nguồn nhân lực chất lượng cao, xác định đây là một trong

những chiến lược quan trọng, tạo đà cho Quảng Ninh bứt phá, trở thành tỉnh công nghiệp hiện đại, là trung tâm du lịch đẳng cấp, hiện đại của khu vực phía Bắc và cả nước.

2.1.2. Thực trạng công tác liên kết, hợp tác với các doanh nghiệp hiện nay của Khoa Cơ khí - Động lực và nhà trường

Trường ĐHCNQN là cơ sở giáo dục đại học công lập trực thuộc Bộ Công Thương đứng chân trên địa bàn tỉnh Quảng Ninh, với bề dày thành tích hơn 66 năm xây dựng và phát triển, Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh đã đào tạo trên 80.000 cán bộ, thạc sĩ, cử nhân, kỹ sư tốt nghiệp ra trường phục vụ cho các ngành kinh tế – xã hội trọng điểm của đất nước và tỉnh Quảng Ninh, nhiều thế hệ cán bộ, kỹ sư trưởng thành từ quá trình đào tạo của nhà trường hiện đang giữ những vị trí lãnh đạo quan trọng trong các cơ quan nhà nước ở Trung ương, tỉnh Quảng Ninh, các tập đoàn, công ty trong và ngoài ngành khai khoáng...

Được sự quan tâm lãnh đạo, chỉ đạo sát sao của các cấp ủy Đảng, Ban giám hiệu nhà trường và các phòng ban chức năng, nhất là việc ban hành các chủ trương, chính sách cho công tác liên kết, hợp tác với các doanh nghiệp trong việc đào tạo và sử dụng nguồn nhân lực, đặc biệt là nguồn nhân lực chất lượng cao; công tác tham mưu, quản lý, chỉ đạo của cấp trên có nhiều đổi mới mang lại hiệu quả tích cực, tạo niềm tin và động lực cho toàn trường giữ vững kỷ cương, trách nhiệm và uy tín. Đội ngũ cán bộ quản lý cấp khoa, bộ môn và giảng viên trẻ, nhiệt tình, năng động, có trình độ cao, cán bộ giảng dạy nhìn chung có tinh thần trách nhiệm cao, có tinh thần học tập, bồi dưỡng nâng cao chuyên môn, nghiệp vụ sư phạm, có ý thức đổi mới phương pháp và nâng cao hiệu quả giáo dục, trong quản lý.

Cấp ủy Đảng, Hội đồng trường, Ban Giám hiệu nhà trường xác định rõ: Với chủ trương xây dựng cơ chế, chính sách xây dựng Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh theo mô hình đại học công nghệ, mở rộng liên kết hợp tác, trở thành trung tâm thu hút đào tạo và phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao trong tỉnh và khu vực phía Bắc. Đồng thời, nhà trường mở rộng các mô hình cơ sở đào tạo, dạy nghề chất lượng cao, ưu tiên các lĩnh vực ngành nghề đang thiếu như công nghiệp chế biến, chế tạo, du lịch, dịch vụ...; tạo dựng chuỗi liên kết lao động sau đào tạo với doanh nghiệp, động viên mọi thành phần kinh tế tham gia. Chú trọng đào tạo kỹ năng, tay nghề của người học. Kết hợp hài hòa giữa đào tạo, đào tạo lại với thu hút nhân lực chất lượng cao gắn với tăng nhanh quy mô, chất lượng dân số trong khu vực.



Hình 1. Hình ảnh khuôn viên chính của Trường ĐHCNQN - QUI

*** Điểm nét về nguồn lực đáp ứng về nhu cầu công tác đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao của trường phục vụ phát triển ngành công nghiệp chế biến, chế tạo của tỉnh Quảng Ninh:**

Với đội ngũ dày dặn kinh nghiệm gồm 166 giảng viên, trong đó: Giảng viên có trình độ tiến sĩ là 29 người, giảng viên có trình độ thạc sĩ là 129 người, 05 giảng viên đang làm NCS trong và ngoài nước.

Với hệ thống cơ sở vật chất ngày càng được hoàn thiện, hiện đại hoá, đáp ứng yêu cầu đào tạo đa ngành, đào tạo nguồn nhân lực chất lượng cao, bao gồm hệ thống phòng học, giảng

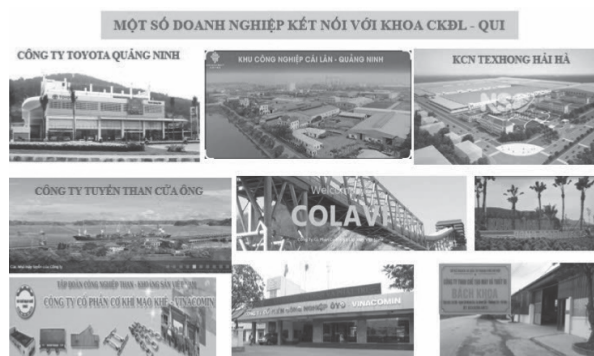
đường đạt tiêu chuẩn đã và đang được xây dựng; hệ thống phòng thực hành, thí nghiệm (Xưởng thực hành Cơ khí - Ô tô; Xưởng thực hành Cắt gọt kim loại; Trung tâm Điện - Tự động hóa; Trung tâm Công nghệ thiết bị cơ điện tử; Phòng thực hành IOT, Trung tâm Trung tâm Ngoại ngữ - tin học; Trung tâm Thực nghiệm - Sản xuất...), thư viện đang được hoàn chỉnh, hiện đại hoá. Hiện trường có 02 cơ sở đào tạo khang trang tại Thành phố Đông Triều và Thị xã Quảng Yên với tổng diện tích đất đai là 31ha, đảm bảo điều kiện phục vụ công tác đào tạo, thực hành thực tập, lao động sản xuất và nghiên cứu khoa học.

* Công tác liên kết đào tạo và kết nối doanh nghiệp tại Khoa Cơ khí - Động lực – QUI

Công tác liên kết đào tạo và kết nối doanh nghiệp đang được Nhà trường chú trọng trong những năm gần đây, hàng chục doanh nghiệp được kết nối với Khoa Cơ khí - Động lực là cơ sở để chuyển giao công nghệ, thực hành, thực tập cũng như cơ hội việc làm cho sinh viên sau tốt nghiệp.

Khoa cùng các Bộ môn đã chủ động liên kết với các công ty, doanh nghiệp về lĩnh vực Công nghệ kỹ thuật cơ khí - Công nghệ kỹ thuật ô tô, lĩnh vực kỹ thuật tuyển khoáng để tạo điều kiện về cơ sở vật chất phục vụ cho công tác thực hành - thực tập của sinh viên cũng như cập nhật thực tế cho giảng viên, là cơ hội tìm kiếm việc làm cho sinh viên sau khi tốt nghiệp (Công ty TNHH MTV - Toyota Quảng Ninh; Công ty TNHH Toyota Nankai Hải Phòng; Công ty TNHH Thaco Auto Quảng Ninh; Công ty Cổ phần Ô tô Thành Công Quảng Ninh (Huyndai - QN); Công ty Cổ phần Kinh doanh Ô tô Cẩm Phả Quảng Ninh (FORD QN); Công ty Cổ phần TMDV Ô tô Hòa Bình Minh Quảng Ninh (MITSUBISHI - QN); Công ty Cổ phần Cơ khí

và Lắp máy Việt Nam - Colavi; Công ty Cổ phần Công nghiệp Ô tô - Vinacomin, Cẩm Phả; Công ty Cổ phần Cơ khí Mạo Khê; Công ty Cổ phần Ngân Trí, Yên Thọ; Công ty Cổ phần Cơ khí & TM Phúc Thành; Công ty TNHH Tuấn Bắc - Mạo Khê; Công ty Cổ phần Cơ khí - Dịch vụ và TM Bắc Sơn, Uông Bí; Công ty Cổ phần Cơ khí Uông Bí; Công ty TNHH Inox Tâm Long, Hạ Long; Công ty TNHH Sản xuất thiết bị Nam Sơn, Hạ Long; Công ty TNHH CK-CTM Thắng Lợi - Đông Triều; Gara Ô tô Kiên Cường - Mạo Khê; Công ty TNHH Chế tạo Máy và Thiết bị Bách khoa - Hà Nội; Công ty TNHH Công nghệ CAD/CAM Việt Nam; Công ty CP than Mạo Khê; Công ty Tuyển than Cửa Ông, Hòn Gai, Công ty than Uông Bí, Công ty CP than Vàng Danh, Tổng công ty Apatit Việt Nam, Công ty Mỏ tuyển Đồng Sin Quyền, KCN Cái Lân QN, KCN Đông Mai, KCN Texhong Hải Hà...) như hình 2.



Hình 2. Một số doanh nghiệp có kết nối với Khoa Cơ khí - Động lực, Trường ĐHCNQN - QUI.

* Thực trạng công tác kết nối doanh nghiệp và nhà trường

Để sinh viên ra trường đáp ứng được các yêu cầu của xã hội, có cơ hội lựa chọn việc làm phù hợp, thì sinh viên cần được trang bị những kiến thức, kỹ năng làm việc tiệm cận với các yêu cầu của DN, như vậy vai trò của DN là hết sức quan trọng. Theo đó, Trường Đại học

Công nghiệp Quảng Ninh đã không ngừng mở rộng, củng cố quan hệ với DN thông qua các hình thức cơ bản sau:

- Doanh nghiệp tham gia, góp ý xây dựng chuẩn đầu ra, chương trình đào tạo

Để khắc phục tồn tại trong nội dung đào tạo như chưa đi sâu vào thực tế chuyên ngành, các học phần đại cương, lý thuyết còn quá nặng trong khi điều quan trọng là phải rèn luyện kỹ năng làm việc cho sinh viên, hiện nay, trong quy trình xây dựng chuẩn đầu ra (CĐR) chương trình đào tạo (CTĐT), đề cương chi tiết (ĐCCT) các học phần của từng chuyên ngành, khoa và nhà trường luôn khảo sát ý kiến của DN. Với định hướng ứng dụng, nhà trường xây dựng các chương trình đào tạo theo các chuẩn mực tiên tiến, thường xuyên cập nhật với thực tế; gắn liền lý thuyết với thực hành; tăng cường gắn kết nhà trường với các viện nghiên cứu, các đơn vị sản xuất, kinh doanh; tăng thời lượng thực hành và thực tập cho sinh viên. Quá trình xây dựng, hiệu chỉnh, hoàn thiện chương trình đào tạo được diễn ra thường xuyên, liên tục trên cơ sở vừa đảm bảo tính ổn định, kế thừa, đồng thời bám sát với sự phát triển thực tế của xã hội nói chung, của các DN nói riêng.

Qua phản hồi của DN, cơ sở đào tạo cập nhật CĐR - CTĐT, đổi mới phương pháp giảng dạy, đảm bảo tăng cường thời lượng thực hành, thực tập, cung cấp cho người học cơ hội được tiếp xúc sớm với ngành nghề mình lựa chọn; Chú trọng đào tạo kỹ năng và thái độ, rèn luyện tính kỷ luật và tác phong làm việc nghiêm túc (đây vốn là những điểm yếu của sinh viên mới tốt nghiệp ra trường). Từ việc đánh giá của các nhà sử dụng lao động cần điều chỉnh kịp thời các nội dung có liên quan.

Về tài liệu phục vụ công tác đào tạo, với

sự hợp tác của DN, những thành tựu khoa học công nghệ mới nhất đang được sử dụng trong và ngoài nước, được cập nhật thường xuyên cho việc hoàn thiện giáo trình, tài liệu tham khảo, chuyên khảo, nhờ đó kiến thức thu nhận được của sinh viên trong suốt quá trình đào tạo được cập nhật, gần và gắn với thực tế giúp sinh viên mới ra trường rút ngắn thời gian làm quen với công việc.

- Doanh nghiệp góp ý nội dung giảng dạy

Nhà trường còn có các trung tâm, xưởng thực hành - thực tập nhằm đào tạo kỹ năng thực hành các nghiệp vụ của DN gắn liền với hoạt động kinh doanh của các DN. Khoa và nhà trường đã chủ động hợp tác, mời các DN tham gia trực tiếp vào nội dung đào tạo.

- Mời doanh nghiệp tham gia giảng dạy thực tế

Để giúp sinh viên hình dung rõ hơn về công việc của mình sau khi ra trường, khoa và nhà trường phối hợp với các DN tổ chức các khoá kiến tập, thực tập, sinh viên có thể trực tiếp tham gia vào một số công việc trong các hoạt động kinh doanh tại DN (như Công ty Toyota Việt Nam, Công ty Pegatron VN, Công ty TNHH Kỹ thuật điện tử TONLY, Công ty TNHH Lite On Việt Nam, Công ty than Hòn Gai - TKV...). Rất nhiều sinh viên trong quá trình thực tập tại DN đã chứng tỏ được năng lực của mình, được DN đề nghị làm việc khi còn chưa nhận bằng tốt nghiệp (như Công ty TNHH MTV - Toyota Quảng Ninh; Công ty TNHH Toyota Nankai Hải Phòng; Công ty TNHH Thaco Auto Quảng Ninh; Công ty Cổ phần Ô tô Thành Công Quảng Ninh (Huyndai - QN); Công ty Cổ phần Kinh doanh Ô tô Cẩm Phả Quảng Ninh (FORD QN); Công ty Cổ phần TMDV Ô tô Hòa Bình Minh Quảng



Ninh (MITSUBISHI - QN); Công ty Cổ phần Cơ khí và Lắp máy Việt Nam - Colavi; Công ty Cổ phần Công nghiệp Ô tô - Vinacomin, Cẩm Phả...).

- Doanh nghiệp phối hợp trong nghiên cứu khoa học

Nhà trường và khoa đã thực hiện nhiều đề tài nghiên cứu các cấp, kết hợp giữa nhà trường và DN, với sự tham gia của giảng viên, sinh viên, giải quyết thành công nhiều vướng mắc, tồn tại của các DN.

- Hỗ trợ tìm kiếm việc làm cho sinh viên

Khoa và nhà trường thường xuyên quan tâm, chú trọng hỗ trợ sinh viên tìm kiếm việc làm. Nhà trường đẩy mạnh hoạt động của các trung tâm giới thiệu việc làm, hợp tác DN cho sinh viên. Hợp tác giữa nhà trường và DN là yếu tố quan trọng giúp giải quyết việc làm cho sinh viên.

Với sự hỗ trợ của doanh nghiệp, sinh viên sẽ được đào tạo bằng kiến thức, kỹ năng thực tế thay vì lý thuyết suông, chất lượng đào tạo và đặc biệt là triển vọng việc làm nâng cao. Nắm vững kiến thức chuyên môn, thành thạo kỹ năng, chủ động và sáng tạo trong công việc sẽ giúp các em sinh viên sau khi ra trường hoàn toàn tự tin với công việc được giao, trong khi đó DN cũng không còn phải lo lắng về vấn đề mất thời gian đào tạo lại cho nhân viên.

- Tham gia hội thảo, ngày hội tuyển dụng, tập huấn, chia sẻ kinh nghiệm cho sinh viên

Nhà trường đã tổ chức các khóa tập huấn ngắn hạn, trang bị cho sinh viên những kỹ năng mềm cần thiết cho quá trình tìm kiếm, lựa chọn công việc phù hợp như: Kỹ năng

thuyết trình, kỹ năng giao tiếp, làm quen với các bài kiểm tra trí tuệ. Song song với đó, nhà trường đã mời các DN tổ chức các ngày hội tuyển dụng, ngày hội tư vấn việc làm - định hướng nghề nghiệp, cung cấp tới toàn thể sinh viên các cơ hội việc làm, chế độ đãi ngộ, cơ hội thăng tiến. Sinh viên được đảm bảo không phải trả bất kỳ một chi phí nào cho việc tìm kiếm thông tin việc làm, thông tin tuyển dụng cũng như trong suốt quá trình tuyển dụng của các DN, đồng thời qua các chương trình hội thảo này, các bạn sinh viên sẽ có định hướng tổng thể về công việc cũng như sự nghiệp của mình trong tương lai.

Ngoài ra, các DN, nhà tuyển dụng cũng dành nhiều thời gian chia sẻ một số kinh nghiệm, lời khuyên bổ ích đến các bạn sinh viên trong quá trình tìm kiếm việc làm, phát triển năng lực bản thân như cần chú ý đến phong thái, thái độ, cử chỉ.

- Khó khăn ảnh hưởng tới mối quan hệ giữa nhà trường và doanh nghiệp

Việc kết nối các trường đại học - DN đã và đang được áp dụng khá rộng rãi ở Việt Nam và tỉnh Quảng Ninh cũng như khu vực nói riêng, mang đến nhiều lợi ích cho cả trường đại học và DN, đặc biệt là sinh viên, tuy nhiên, sự hợp tác này còn tồn tại một số vấn đề sau:

+ Hợp tác trường đại học - DN thời gian vừa qua còn mang tính ngắn hạn, chưa cam kết đảm bảo duy trì nguồn nhân lực và chất lượng đào tạo đồng đều ở các sinh viên. Chưa có các hợp tác đạt được thành công mang tính dài hạn giữa các bên. Trường đại học và các DN chưa coi các hợp tác giữa hai bên là phương tiện, giải pháp đóng góp vào sự phát triển để thực hiện chiến lược của mỗi bên.

+ Về phương thức, các trường đại học chủ yếu thực hiện hình thức nhận tài trợ từ DN. Số lượng các ký kết hợp tác và số lượng các đối tác có xu hướng tăng về mặt số lượng nhưng vẫn chiếm tỷ trọng thấp.

+ Về nội dung, hợp tác thời gian qua chủ yếu là ở hoạt động đào tạo, cung ứng lao động cho DN. Hợp tác trong nghiên cứu khoa học và công nghệ còn hạn chế và chưa theo kịp xu thế phát triển của thế giới.

+ Vai trò hỗ trợ đào tạo của DN đối với đào tạo sinh viên còn khiêm tốn, rất ít các cuộc trao đổi của chủ các DN, lãnh đạo DN, nhà quản lý... được thực hiện cho sinh viên trên lớp học do những ràng buộc về mặt bằng cấp của người đứng trên bục giảng.

+ Vai trò thúc đẩy hợp tác lớn nhất vẫn là lãnh đạo hai bên, đặc biệt là lãnh đạo DN và cựu sinh viên, chưa được xây dựng trên cơ sở những cam kết có tính chất lâu dài và bền vững giữa các bên.

***Với các thông tin trên, nhóm tác giả đưa ra một số khuyến nghị như sau:**

2.2. Một số giải pháp để đẩy mạnh liên kết, hợp tác với doanh nghiệp nâng cao chất lượng đào tạo

2.2.1. Bồi dưỡng, nâng cao chất lượng đội ngũ cán bộ, giảng viên thông qua các hoạt động liên kết với doanh nghiệp

Là cơ sở giáo dục đại học, trách nhiệm quan trọng là phải đào tạo nguồn nhân lực, nhất là nguồn nhân lực chất lượng cao trong một thế giới việc làm đang thay đổi bởi sự tác động của tiến bộ công nghệ.

Muốn làm được điều này, trước tiên nhà trường tập trung vào công tác nâng cao chất lượng đội ngũ cán bộ/giảng viên. Đây là khâu đột phá, then chốt của nhà trường, thông qua các chương trình đào tạo, bồi dưỡng thường xuyên, đồng bộ về các mặt như: bồi dưỡng phương pháp giảng dạy, phương pháp đánh giá, kỹ năng lập kế hoạch và lãnh đạo cấp phòng, khoa, xây dựng chuẩn đầu ra, chương trình đào tạo, đề cương chi tiết học phần, kiểm định chất lượng đào tạo,... Nhà trường đã thực hiện khẩu hiệu “cải tiến liên tục” để thực hiện hoàn thành tất cả các mục tiêu đề ra.

2.2.2. Xây dựng bộ phận chuyên trách thực hiện Hợp tác doanh nghiệp và Hỗ trợ việc làm sinh viên thuộc Phòng Công tác học sinh, sinh viên

- Tổ chức ký kết hợp tác liên kết giữa nhà trường và doanh nghiệp.

Hàng năm, nhà trường tổ chức ký kết hợp tác giữa nhà trường và doanh nghiệp trên cơ sở tìm kiếm của các khoa chuyên môn và Bộ phận chuyên trách Hợp tác doanh nghiệp và Hỗ trợ việc làm sinh viên ở nhiều lĩnh vực khác nhau. Đến nay, trường đã chính thức hợp tác với trên 50 doanh nghiệp và đã tổ chức triển khai các nội dung hợp tác như:

- + Hợp tác xây dựng, thẩm định chương trình đào tạo và tài liệu giảng dạy;
- + Tổ chức hội thảo chuyên môn với sự tham gia của doanh nghiệp;
- + Tham quan, thực tập của giảng viên và sinh viên;
- + Tài trợ học bổng, thiết bị dạy học.

Luôn cam kết đầu ra là một mục tiêu quan trọng mà trường đã thực hiện trong những năm qua. 

Bộ phận chuyên trách Hợp tác doanh nghiệp và Hỗ trợ việc làm sinh viên của nhà trường có chức năng làm đầu mối triển khai, thực hiện các hoạt động hợp tác giữa nhà trường và doanh nghiệp; thực hiện công việc hỗ trợ, phục vụ sinh viên, phối hợp với các doanh nghiệp, đơn vị tổ chức các hoạt động tư vấn, hướng nghiệp, giới thiệu việc làm, đào tạo và bồi dưỡng các kỹ năng cần thiết cho sinh viên trước khi ra trường. Hàng năm đều phối hợp với các doanh nghiệp tổ chức ngày hội việc làm vào thời gian chuẩn bị kết thúc năm học.

Kết quả đạt được trong những năm qua:

Sinh viên tốt nghiệp có một số ngành nghề 100% sinh viên có việc làm ngay như: Tự động hóa thiết kế công nghệ cơ khí; Kỹ thuật cơ khí Ô tô; Công nghệ kỹ thuật điện - điện tử... (80% doanh nghiệp tuyển dụng, 20% tự tạo việc làm); một số sinh viên đang học đã có việc làm thêm tại doanh nghiệp.

2.2.3. Tổ chức đưa giảng viên, sinh viên tham quan thực tế, thực tập trải nghiệm tại doanh nghiệp

Mô hình “Tham quan trải nghiệm doanh nghiệp” được nhà trường triển khai ngay từ đầu khóa đối với tất cả sinh viên khi nhập trường. Đảm bảo 100% sinh viên được tham quan, thực tập thực tế tại doanh nghiệp, số lượng doanh nghiệp tiếp nhận thực tập tăng, đáp ứng nhu cầu tiếp cận môi trường thực tế tại doanh nghiệp của sinh viên nhà trường.

Mô hình này đã đem lại hiệu quả rõ rệt đối với chất lượng đào tạo của nhà trường. Sinh viên tham gia các hoạt động này vừa được trải nghiệm thực tế môi trường làm việc vừa tích

lũy được kinh nghiệm chuyên môn, khả năng thích nghi, khả năng tự học, rèn luyện các kỹ năng mềm, tính kỷ luật và đặc biệt sinh viên có thể hình dung và hiểu rõ hơn về công việc trong tương lai của mình để có động lực phấn đấu học tập. Đối với giảng viên có thêm cơ hội được bổ sung nâng cao kiến thức thực tế và cập nhật xu thế kịp thời giúp cho bài giảng thêm sinh động, dễ hiểu và thu hút sinh viên hơn. Doanh nghiệp có được nhân lực đảm bảo cho hoạt động sản xuất, giảm chi phí đào tạo lại cho lao động khi tuyển dụng.

2.2.4. Tổ chức ngày hội việc làm, tư vấn giới thiệu việc làm cho sinh viên sau tốt nghiệp

Nhằm hỗ trợ cho sinh viên tìm kiếm được việc làm phù hợp sau khi tốt nghiệp, trường đã triển khai các giải pháp:

- Tiếp nhận và đăng ký thông tin tuyển dụng của doanh nghiệp lên website.

- Tạo trang facebook giới thiệu việc làm của Trường ĐHCNQN.

- Tổ chức chương trình gặp gỡ, đối thoại giữa doanh nghiệp và sinh viên các khoa, thông qua ngày hội việc làm doanh nghiệp trực tiếp phỏng vấn sinh viên tuyển thực tập hoặc sinh viên chuẩn bị tốt nghiệp vào làm việc tại doanh nghiệp.

- Gửi thông tin tuyển dụng của doanh nghiệp đến Email, Zalo cá nhân của sinh viên và gọi điện trực tiếp cho sinh viên về thông tin việc làm.

- Tổ chức ngày hội việc làm, mời doanh nghiệp tham gia tuyển dụng, giới thiệu các vị trí việc làm doanh nghiệp đang có nhu cầu tuyển dụng, sinh viên được tiếp xúc, trao đổi

trực tiếp với doanh nghiệp, tìm hiểu các vị trí tuyển dụng doanh nghiệp đang có nhu cầu.

- Tập huấn kỹ năng phỏng vấn, viết hồ sơ và tham gia các hoạt động giao lưu dành cho sinh viên tham gia ngày hội.

2.2.5. Khảo sát tình hình việc làm của sinh viên sau khi tốt nghiệp và khảo sát doanh nghiệp về chất lượng đào tạo của trường

Hàng năm, nhà trường tiến hành khảo sát tình hình việc làm của sinh viên sau tốt nghiệp. Theo báo cáo kết quả khảo sát hằng năm cho thấy, tỷ lệ sinh viên có việc làm đúng và liên quan đến ngành ngay khi tốt nghiệp đạt 80%, 90% sau một năm. Mức thu nhập bình quân của sinh viên tại thời điểm khảo sát đạt trên 6 triệu đồng/tháng.

Kết quả khảo sát cũng cho thấy tỷ lệ sinh viên đánh giá học được kiến thức, từ chương trình đào tạo của nhà trường rất cao và cho rằng những kiến thức, kỹ năng học được tại trường là rất cần thiết.

Hoạt động này giúp cho nhà trường kịp thời nắm bắt tình hình việc làm của sinh viên sau khi tốt nghiệp, các vấn đề kiến thức, kỹ năng còn thiếu, cũng như ý kiến đánh giá của sinh viên về hoạt động đào tạo của nhà trường để kịp thời bổ sung, điều chỉnh chương trình đào tạo cho phù hợp với nhu cầu sử dụng lao động của doanh nghiệp.

Nhà trường cũng tiến hành khảo sát các doanh nghiệp về mức độ đáp ứng yêu cầu công việc của sinh viên nhà trường đang làm việc tại doanh nghiệp. Kết quả khảo sát cho thấy đa số sinh viên của trường đang làm việc tại doanh nghiệp đều đáp ứng tốt yêu cầu công việc tại nơi làm việc, Qua đó, cho thấy doanh nghiệp

đánh giá rất tích cực về lực lượng lao động do nhà trường đào tạo.

Hoạt động này đã giúp nhà trường phân tích, đánh giá, tiếp cận được những yêu cầu khắt khe của doanh nghiệp về sử dụng người lao động trong thời kỳ hội nhập kinh tế và đang chịu sức ép ảnh hưởng từ cuộc cách mạng công nghiệp 4.0.

Nhà trường tổ chức giao lưu đối thoại với sinh viên mỗi học kỳ 1 lần để nghe tâm tư nguyện vọng và các phản ánh từ sinh viên, từ đó có các giải pháp điều chỉnh kịp thời. Đồng thời luôn giữ vững mối quan hệ với cựu sinh viên, thường xuyên tổ chức các buổi giao lưu giữa cựu sinh viên và sinh viên. Thông qua hoạt động này, sinh viên có thêm kênh để trao đổi, định hướng nghề nghiệp trong tương lai. Chính cựu sinh viên cũng là những người đóng góp tích cực vào hoạt động đổi mới của nhà trường.

2.2.6. Xây dựng và cải tiến CDR, chương trình đào tạo phù hợp với tình hình thực tế

Chuẩn đầu ra, chương trình đào tạo được xây dựng, cập nhật, cải tiến thường xuyên (2 năm/lần) theo hướng tiếp cận với thực tế, phù hợp với yêu cầu của doanh nghiệp và áp dụng cho các trình độ đào tạo của nhà trường. Tất cả các chương trình đào tạo đều được thiết kế và công bố chuẩn đầu ra, thuận tiện để áp dụng phương pháp dạy học tiên tiến và tổ chức đào tạo theo hướng hợp tác cùng doanh nghiệp.

Toàn bộ chương trình đào tạo của nhà trường được thiết kế theo hướng tăng cường tính ứng dụng, thực hành; gắn kết chặt chẽ với doanh nghiệp và nhu cầu thị trường lao động; tạo sự hài lòng tối đa cho doanh nghiệp, người học. Các chương trình đào tạo của nhà trường đều có sự tham gia xây dựng, góp ý của các chuyên gia đến từ các doanh nghiệp. 

Trường đã áp dụng học chế tín chỉ từ năm 2008. Hiện tại, 100% chương trình đào tạo trình độ Thạc sĩ và Đại học được tổ chức theo học chế tín chỉ (hiện tại nhà trường đang đào tạo 02 ngành Thạc sĩ; 11 ngành/22 chuyên ngành trình độ Đại học và các trình độ khác).

3. KẾT LUẬN

Trong nền kinh tế thị trường, đất nước ngày càng phát triển và hội nhập sâu rộng trong khu vực và trên thế giới thì mối gắn kết giữa nhà trường và doanh nghiệp là rất quan trọng xuất phát từ yêu cầu khách quan của quy luật kinh tế, quy luật cung cầu, đảm bảo hài hòa lợi ích từ ba bên: Nhà nước - Nhà trường - Doanh nghiệp. Có thể khẳng định rằng mối gắn kết bền vững giữa nhà trường và doanh nghiệp có vị trí đặc biệt quan trọng trong việc đảm bảo và nâng cao chất lượng sản phẩm đào tạo của nhà trường, đồng thời là nguồn nhân lực chất lượng đầu vào của doanh nghiệp.

Xây dựng và phát triển mối quan hệ giữa nhà trường với các DN, nhà tuyển dụng là một trong những nhân tố quyết định trong việc nâng cao chất lượng đào tạo. Với một tinh thần cầu thị, khoa và nhà trường rất trân trọng những ý kiến đóng góp thẳng thắn, đầy tâm huyết của các đơn vị DN để không ngừng cải tiến phương pháp giảng dạy, đổi mới, nâng cao chất lượng đào tạo nhằm đáp ứng nhu cầu sử dụng nguồn chất lượng cao của xã hội. Chính sự kết nối, hiểu được những nhu cầu của DN cũng giúp khoa và nhà trường điều chỉnh công tác đào tạo phù hợp, nâng cao chất lượng nhân lực đáp ứng tốt nhu cầu tuyển dụng.

Quan hệ hợp tác giữa nhà trường và doanh nghiệp là tất cả mọi hình thức tương tác trực tiếp hay gián tiếp, có tính chất cá nhân hay tổ chức giữa trường đại học và các doanh

nh nghiệp nhằm hỗ trợ lẫn nhau vì lợi ích của cả hai bên. Việc gắn kết đào tạo giữa nhà trường và doanh nghiệp là một giải pháp hiệu quả là mắt xích quan trọng, then chốt để giải quyết vấn đề việc làm của sinh viên sau khi tốt nghiệp, đáp ứng nhu cầu nguồn nhân lực có tay nghề cao, chất lượng cao của xã hội.

Việc liên kết đào tạo giữa nhà trường và doanh nghiệp đã giải quyết được vấn đề bất cập trong thị trường lao động hiện nay ở Việt Nam nói chung, tỉnh Quảng Ninh và khu vực. ❖

Ngày nhận bài: **08/3/2025**

Ngày phản biện: **18/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Lê Quý Chiến (2024), “*Khai thác và sử dụng nguồn nhân lực để thúc đẩy, mở rộng công tác liên kết, hợp tác giữa nhà trường với các doanh nghiệp của Khoa Cơ khí - Động lực, Trường ĐHCNQN*”.
- [2]. Nguyễn Thị Tuyết Nga (2023), “*Giải pháp nâng cao hiệu quả kết nối doanh nghiệp và các trường đại học tại Việt Nam*”.
- [3]. Quang Thọ (2020), “*Phát triển nguồn nhân lực chất lượng cao ở Quảng Ninh*”.
- [4]. Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh (2024), “*Tổng kết công tác đào tạo năm học 2023-2024 và phương hướng nhiệm vụ năm học 2024-2025*”.
- [5]. Phòng Công tác học sinh - sinh viên, Trường ĐHCNQN (2024), “*Tổng hợp biên bản ghi nhớ hợp tác giữa Trường ĐHCNQN và doanh nghiệp*”, Giai đoạn 2019-2024.
- [6]. Web: www.google.com.vn

MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG HỌC CỦA NGÓN TAY GIẢ ĐEO ĐƯỢC ĐIỀU KHIỂN BẰNG GÂN TRONG RECURDYN

MODELING AND KINEMATICS SIMULATION OF A TENDON-DRIVEN WEARABLE PROSTHETIC FINGER IN RECURDYN

Nguyễn Hùng Linh^{1,2}, Lương Quốc Việt^{2,*}

¹Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Trường Cao đẳng Công nghệ Thủ Đức

²Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công Thương TP. Hồ Chí Minh

*Email: vietlq@huit.edu.vn

TÓM TẮT

Ngón tay giả là sự thay thế cho tình trạng cụt chi trên, tức là mất một phần ngón tay. Ngón tay ảo duy nhất là điểm then chốt của bàn tay cơ học khéo léo, cần thiết kế và phân tích cơ học để tùy chỉnh nhằm đáp ứng hiệu quả nhu cầu của người dùng. Bài báo này áp dụng mô hình hóa và mô phỏng động học của ngón tay giả đeo được điều khiển bằng gân. Trong nghiên cứu này, mô hình 3D của bàn tay giả được vẽ dựa trên kích thước bàn tay người bình thường bằng cách sử dụng SIEMENS NX, một phần mềm CAD nổi tiếng. Sau đó, hệ thống ngón tay ảo được phân tích bằng cách sử dụng phần mềm động lực học đa thân nổi tiếng RECURDYN. Kết quả mô phỏng phản ánh chuyển động của ngón tay giả. Những kết quả này có thể được sử dụng để phát triển khả năng điều khiển và đánh giá hiệu suất thiết kế sau này.

Từ khóa: Ngón tay giả; Robot đeo được; Cơ sinh học; RECURDYN; Máy truyền động bằng gân; SIEMENS NX.

ABSTRACT

Prosthetic fingers are replacements for upper extremity amputation refers to partial finger loss. The single virtual finger is the key point of the dexterous mechanical hand, that is required mechanical design and analysis for customizing to effectively meet the needs of users. This paper adopts a modeling and kinematics simulation of a tendon-driven wearable prosthetic finger. In this study, a 3D model of prosthetic hands is drawn based on a normal human hand's size by using SIEMENS NX, which is a famous CAD software. And the virtual finger system is then analyzed by using the famous multi-body dynamics software RECURDYN. The simulation results reflect the motion of the prosthetic finger. These results can be used to develop the control and evaluate the design performance late on.

Keywords: Prosthetic finger; Wearable robot; Biomechanics; RECURDYN; Tendon actuator; SIEMENS NX.



*DANH TỪ:

α_1, α_2 = Góc tiếp xúc của ròng rọc;
 $\beta_C, \beta_D, \beta_T, \beta_F$ = Góc giữa trục x và R_C ,
 R_D, T, F tương ứng;
 F = Lực tiếp xúc;
 M_0, M = Mô men xoắn của động cơ và
mô men xoắn đầu vào bằng nhau;
 r_0, r_p = Góc tỏa ra của ròng rọc;
 R_A, R_B, R_C, R_D = Lực phản ứng tại khớp
A, B, C và D tương ứng;
 T_1, T_2 = Lực gân;
 $l_{BC}, l_{CD}, l_{BC}, l_{AC}$ = Chiều dài giữa khớp A,
B, C và D;
EMG = Điện cơ đồ;
DOF = Mức độ tự do;
s = Hành trình của gân.

1. GIỚI THIỆU

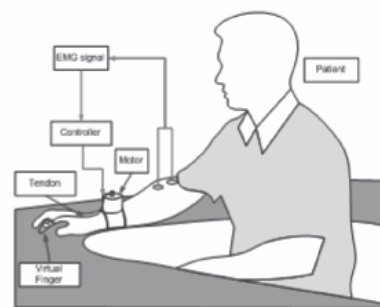
Hơn 2 triệu người bị cắt cụt hoặc mất ngón tay do các rối loạn sức khỏe gây ra bởi nhiễm trùng, khuyết tật bẩm sinh, tiểu đường, ung thư hoặc các bệnh khác [1]. Nhiều người bị mất một phần hoặc toàn bộ ngón tay có thể sử dụng ngón tay giả. Trong tất cả các nghiên cứu trước đây, ngón tay giả có thể được chia thành ngón tay thụ động và ngón tay chủ động [2]. Ngón tay giả thụ động có thể được tùy chỉnh và sản xuất bằng cách sử dụng máy in 3D [3], [4]. Tuy nhiên, ngón tay giả thụ động chủ yếu có mục đích thẩm mỹ. Trong quá trình phát triển công nghệ, nhiều nhà nghiên cứu đã nghiên cứu ngón tay giả chủ động bao gồm nhiều cảm biến và nguồn điện bên ngoài để linh hoạt cảm nắm một vật thể và các chức năng khác của bàn tay. Ví dụ, Sang-Eun Baek [5] đã đưa ra sự so sánh về mặt động học của ngón tay giả giữa mô phỏng và thử nghiệm. Rozaimi Ghazali [6] đã áp dụng bộ điều khiển Fuzzy-PID cho bàn tay giả có cảm biến EMG. Pierluigi Rea [7] đã giới thiệu khái niệm về khái niệm ngón tay ảo chưa được kích hoạt. Nhiều khái niệm tiên tiến khác

và các thiết kế hiện đại với nhiều cảm biến và bộ truyền động hơn được trình bày trong [8]. Ngày nay, ngón tay giả vẫn là chủ đề nóng với nhiều vấn đề cần giải quyết như giảm trọng lượng và chi phí sản xuất, chức năng linh hoạt hơn, chắc chắn và sử dụng được lâu dài,...

Với mục đích này, dự án ngón tay giả được thành lập. Bước đầu tiên, ngón tay ảo đơn lẻ được yêu cầu thiết kế cơ học và phân tích để tùy chỉnh nhằm đáp ứng hiệu quả nhu cầu của người dùng. Bài báo này trình bày mô hình hóa và mô phỏng động học của ngón tay giả đeo được điều khiển bằng gân thụ động. Trong nghiên cứu này, mô hình 3D của ngón tay giả đeo được vẽ dựa trên kích thước bàn tay người bình thường bằng cách sử dụng SIEMENS NX, một phần mềm CAD nổi tiếng. Sau đó, hệ thống ngón tay ảo được phân tích bằng cách sử dụng phần mềm động lực học đa thân nổi tiếng RECURDYN.

Bài báo này được tổ chức như sau. Trong chương 2, cấu trúc của hệ thống ngón tay giả được mô tả. Trong chương 3, mô hình hóa ngón tay giả bằng phần mềm RECURDYN được trình bày chi tiết. Và, kết quả mô phỏng và thảo luận được trình bày trong chương 4. Cuối cùng, kết luận và các công trình trong tương lai sẽ được đưa ra trong chương 5.

2. SƠ ĐỒ HỆ THỐNG NGÓN TAY GIẢ

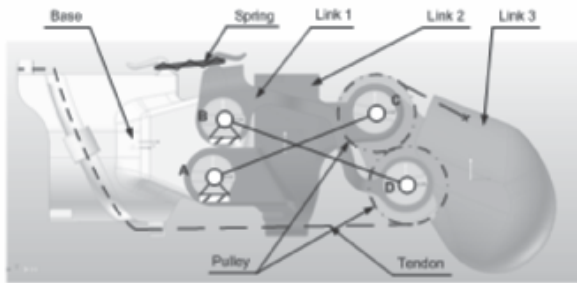


Hình 1. Hệ thống ngón tay giả

Hình 1 cho thấy hệ thống ngón tay giả của dự án của chúng tôi. Tín hiệu EMG được lấy từ một vùng đặc biệt trên bệnh nhân cụt chi để dự đoán chuyển động của ngón tay bị mất. Thuật toán học máy được phát triển để hoàn thành nhiệm vụ này. Sau đó, tín hiệu EMG được sử dụng để điều khiển động cơ, là nguồn năng lượng để điều khiển chuyển động của ngón tay giả. Phần quan trọng nhất của hệ thống này là thiết kế ngón tay giả cơ học để làm hài lòng người dùng.

3. MÔ HÌNH HÓA NGÓN TAY GIẢ

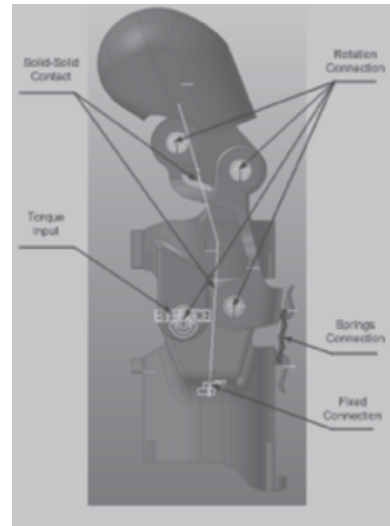
Cấu trúc cơ học của ngón tay giả của chúng tôi được thể hiện trong Hình 2. Như có thể thấy, ngón tay có thể được đơn giản hóa thành các liên kết thanh 1-DOF 4, trong đó hai liên kết 1 và 2 giao nhau. Ngón tay được cung cấp năng lượng bên ngoài thông qua một gân chắc và bền. Một lò xo, kết nối đế và liên kết 1, được thêm vào để phục hồi vị trí ban đầu trong giai đoạn nghỉ (động cơ tắt).



Hình 2. Cấu trúc ngón tay giả

Mô hình ngón tay giả được trình bày chi tiết trong Hình 3. Phần đế được cố định với mặt đất trong môi trường phần mềm RECURDYN. Mỗi liên kết của ngón tay kết nối với các liên kết khác bằng phép nối xoay. Để khai báo va chạm giữa một liên kết và một liên kết khác, hợp đồng rắn-rắn được thiết lập như có thể thấy trong Hình 3. Để đơn giản hóa mô hình ngón

tay giả, một đầu vào mô-men xoắn được thiết lập thay cho bộ truyền động gân.



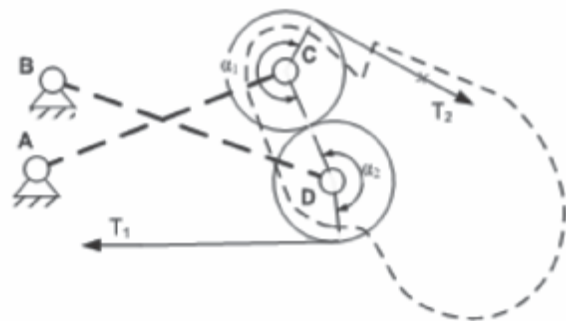
Hình 3. Mô hình ngón tay giả

Giá trị mô men xoắn có thể được tính toán bằng cách sử dụng phương pháp Euler-Newton. Hình 4-6 hiển thị sơ đồ vật thể tự do của gân, liên kết 3 và liên kết 2, tương ứng. Lực gân có thể được mô hình hóa bằng cách sử dụng mô hình Euler [9] như có thể được đưa ra bởi:

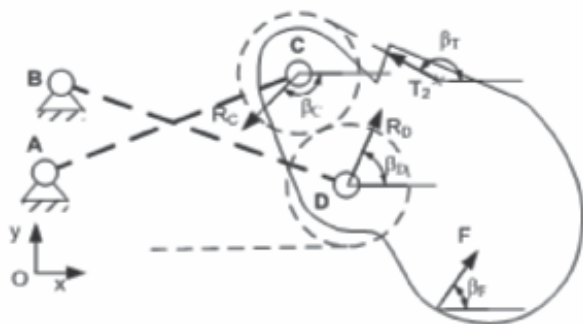
$$T_2 = T_1 e^{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (1)$$

Lực gân T_1 có thể được xác định từ mô-men xoắn của động cơ:

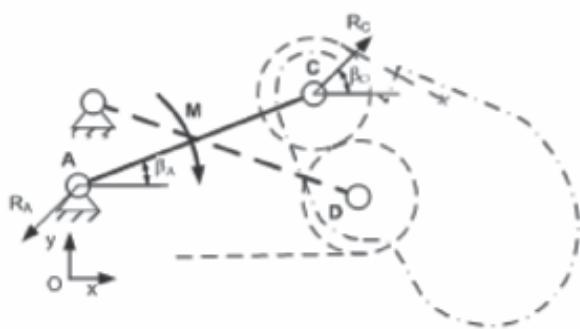
$$T_1 = M_0 / r_0 \quad (2)$$



Hình 4. Sơ đồ thân tự do của gân



Hình 5. Sơ đồ vật thể tự do của liên kết 3



Hình 6. Sơ đồ vật thể tự do của liên kết 2

Từ sơ đồ vật thể tự do của liên kết 3, các phương trình lực có thể được thiết lập:

$$\begin{cases} R_D \cos(\beta_D) + R_C \cos(\beta_C) + T_2 \cos(\beta_T) + F \cos(\beta_F) = 0 \\ R_D \sin(\beta_D) + R_C \sin(\beta_C) + T_2 \sin(\beta_T) + F \sin(\beta_F) = 0 \\ T_2 r_p + R_D l_{CD} + F l_{CF} \sin(\beta_{CF}) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Các lực phản ứng R_C , R_D và F có thể được xác định bằng cách giải phương trình 3. Theo sơ đồ vật thể tự do của liên kết 2, giá trị mô men xoắn có thể được đưa ra bởi:

$$M = R_C l_{AC} \sin(\beta_C - \beta_A) \quad (4)$$

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá hiệu suất của ngón tay giả, hai mô phỏng được thực hiện là mô phỏng lộ trình và mô phỏng tiếp xúc.

4.1. Mô phỏng lộ trình

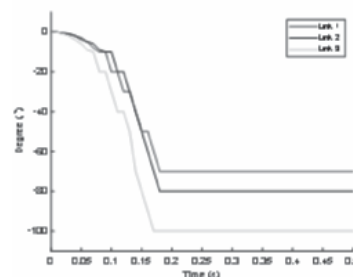
Mục tiêu của mô phỏng này là đánh giá lộ trình của ngón tay giả và xác minh khả năng nắm bắt. Lộ trình của ngón tay được thể hiện trong Hình 7. Như có thể thấy, chuyển động của ngón tay giả gần giống với ngón tay thật. Tuy nhiên, góc cuối của liên kết 1 và 2 nhỏ hơn 90° , nhỏ hơn khả năng của ngón tay thật. Vì vậy, có một khoảng cách nhỏ ở vị trí cuối cùng của ngón tay giả, như có thể thấy trong Hình 8-9. Do đó, ngón tay giả không thể khép lại thành một bó so với ngón tay người bình thường.

Một tham số quan trọng khác là hành trình hoặc độ dịch chuyển tuyến tính của gân. Theo giả định rằng gân luôn chịu lực căng [10] và độ dịch chuyển của gân chỉ bị ảnh hưởng bởi góc tiếp xúc của ròng rọc D, do đó độ dịch chuyển tuyến tính của gân có thể được đưa ra:

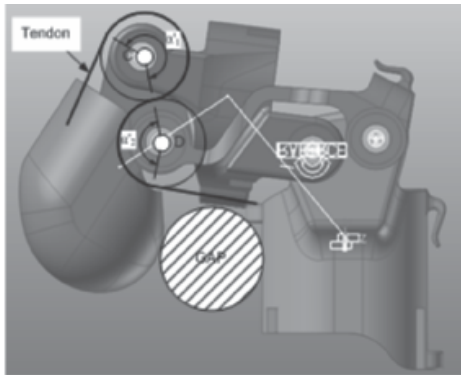
$$s = r_p(\alpha'_2 - \alpha_2) \pi / 180 \quad (5)$$



Hình 7. Đường đi của ngón tay



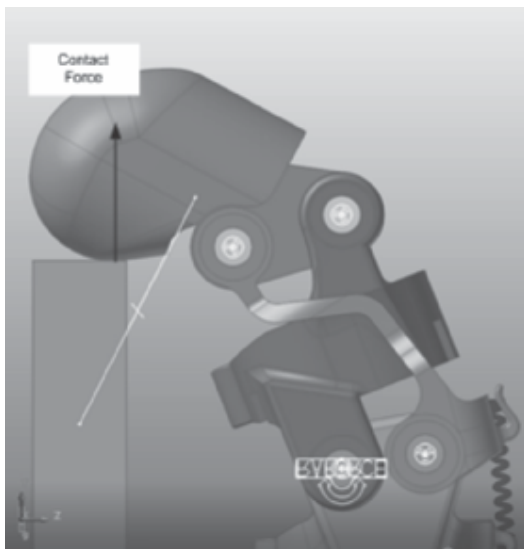
Hình 8. Góc lặn của các liên kết



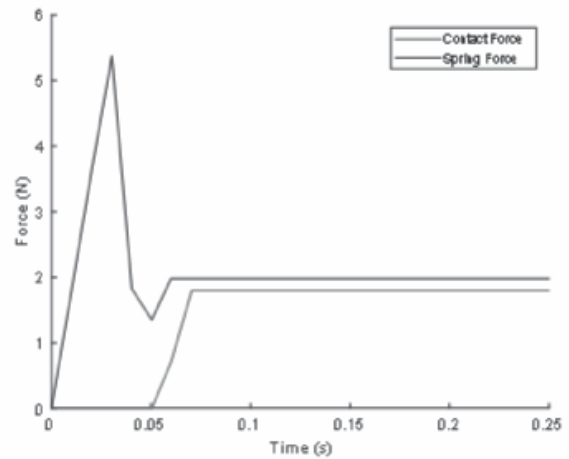
Hình 9. Vị trí cuối cùng của ngón tay

4.2. Mô phỏng tiếp xúc

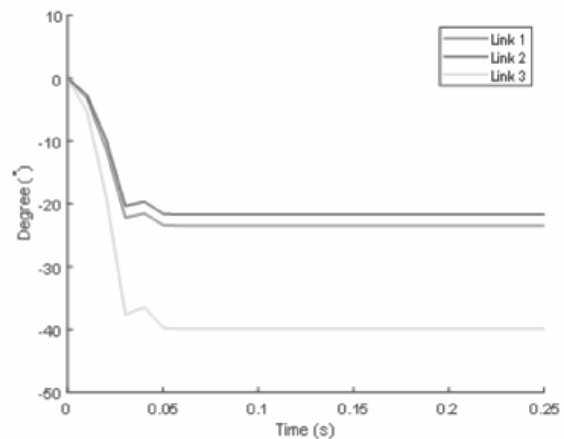
Mục tiêu của mô phỏng này là xác định lực tiếp xúc của ngón tay giả trong khi nắm một vật. Hình 10 cho thấy mô phỏng tiếp xúc của ngón tay. Trong bối cảnh này, mắt xích 3 của ngón tay tiếp xúc với một hộp được cố định trên mặt đất. Kết quả mô phỏng được hiển thị trong Hình 11 và 12. Mô-men xoắn đầu vào không đổi ở mức 1 Nmm, ngón tay giả tiếp xúc với hộp tại thời điểm $t = 0,05$ giây. Sau khi tiếp xúc, lực tiếp xúc tăng lên cho đến khi đạt đến điểm tương đương ở gần 2N. Giá trị này có thể được tính toán từ các Công thức 1-3.



Hình 10. Đường đi của ngón tay



Hình 11. Lực tiếp xúc và lực lò xo



Hình 12. Góc lặn của các liên kết

5. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày mô phỏng ngón tay giả đeo được điều khiển bằng gân bằng cách sử dụng RECURDYN. Trong nghiên cứu này, hai loại mô phỏng là mô phỏng đường đi đầy đủ và mô phỏng tiếp xúc được thực hiện. Cả hai kết quả mô phỏng đều cho thấy chuyển động của ngón tay giả gần giống với ngón tay thật. Tuy nhiên, có một số nhược điểm như hạn chế về góc ở vị trí cuối cùng,... sẽ được cải thiện trong tương lai. Hơn nữa, mô hình ngón tay giả này được sử dụng để xây dựng mô phỏng đồng



thời giữa MATLAB-RECURDYN để phát triển bộ điều khiển. Và, nguyên mẫu của ngón tay giả sẽ được sản xuất bằng cách sử dụng máy in 3D.❖

Ngày nhận bài: **20/02/2025**

Ngày phản biện: **12/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. L. Dunai, M. Novak, and C. García Espert, “Human Hand Anatomy-Based Prosthetic Hand”. *Sensors*, vol. 21, no. 1, p. 137, Dec. 2020, doi: 10.3390/s21010137.
- [2]. K. Xu, H. Liu, Z. Zhang, and X. Zhu, “Wrist-Powered Partial Hand Prosthesis Using a Continuum Whiffle Tree Mechanism: A Case Study”. *IEEE Trans. NEURAL Syst. Rehabil. Eng.*, pp. 609-618, Mar. 2018, doi: 10.1109/TNSRE.2018.2800162.
- [3]. D. Lim, T. Georgiou, A. Bhardwaj, G. D. O’Connell, and A. M. Agogino, “Customization of a 3D Printed Prosthetic Finger Using Parametric Modeling”. In *Volume 2A: 44th Design Automation Conference*, Quebec City, Quebec, Canada, Aug. 2018, p. V02AT03A034. doi: 10.1115/DETC2018-85645.
- [4]. K. J. Young, J. E. Pierce, and J. M. Zuniga, “Assessment of body-powered 3D printed partial finger prostheses: a case study”. *3D Print. Med.*, vol. 5, no. 1, p. 7, Dec. 2019, doi: 10.1186/s41205-019-0044-0.
- [5]. Sang-Fun Baek, Seung-Hi Lee, and J. H. Chang, “Design and control of a robotic finger for prosthetic hands”. In *Proceedings 1999 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human and Environment Friendly Robots with High Intelligence and Emotional Quotients (Cat. No.99CH36289)*, Kyongju, South Korea, 1999, vol. 1, pp. 113-117. doi: 10.1109/IROS.1999.812990.
- [6]. R. Ghazali, M. Z. Saad, S. Y. S. Hussien, M. H. Jali, F. N. Zohedi, and T. A. Izzuddin, “Intelligent Controller Design for Multifunctional Prosthetics Hand”. *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, vol. 6, no. 6, pp. 495-501, 2017, doi: 10.18178/ijmerr.6.6.495-501.
- [7]. P. Rea, “On the Design of Underactuated Finger Mechanisms for Robotic Hands”. In *Advances in Mechatronics*, H. Martinez-Alfaro, Ed. InTech, 2011. doi: 10.5772/24304.
- [8]. E. Difonzo, G. Zappatore, G. Mantriota, and G. Reina, “Advances in Finger and Partial Hand Prosthetic Mechanism”. *Robotics*, vol. 9, no. 4, p. 80, Oct. 2020, doi: 10.3390/robotics9040080.
- [9]. Y. Cho, B. Kang, C. Park, and J. Cheong, “Kinematics of Elastic Tendons for Tendon-Driven Manipulators With Transmission Friction”. *IEEEASME Trans. Mechatron.*, vol. 27, no. 1, pp. 202-213, Feb. 2022, doi: 10.1109/TMECH.2021.3060424.
- [10]. L.-W. Tsai, “Design of Tendon-Driven Manipulators”. *J. Mech. Des.*, vol. 117, no. B, pp. 80-86, Jun. 1995, doi: 10.1115/1.2836474.

NGHIÊN CỨU CÁC MÔ HÌNH TOÁN NHẪM XÁC ĐỊNH LỰC CƯỜNG HÓA HỆ THỐNG LÁI TRÊN XE DU LỊCH

RESEARCH ON MATHEMATICAL MODELS TO DETERMINE THE FORCE TO REINFORCE THE STEERING SYSTEM ON TOURIST VEHICLES

Trần Trọng Thế*, Nguyễn Thanh Bình, Bùi Ánh Hưng
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

*Email: tnthe@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả lựa chọn các mô hình toán nhằm xác định lực trợ lực trong hệ thống lái trợ lực thủy lực của xe du lịch. Trên cơ sở các thông số hình học hình thang lái và lực cản tối đa của bánh lái, tác giả đã lựa chọn được các mô hình toán và xác định được lực cường hóa cần thiết có giá trị lớn nhất quy dẫn về vành tay lái $P_{CHmax} = 363,9N$.

Qua đó, đề xuất các giải pháp cường hóa hệ thống lái, như tối ưu hóa thiết kế, tích hợp cơ cấu hỗ trợ lực lái. Kết quả làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu sâu hơn về mô phỏng và đánh giá về hiệu quả kỹ thuật, kinh tế và tính khả thi khi ứng dụng thực tế nhằm nâng cao độ an toàn, độ tin cậy và tuổi thọ của hệ thống lái xe du lịch, góp phần vào chất lượng vận tải hành khách.

Từ khóa: Cường hóa; Thủy lực; Hệ thống lái trợ lực.

ABSTRACT

This paper presents the results of selecting mathematical models to determine the power assist force in the hydraulic power steering system of passenger cars. Based on the geometric parameters of the steering trapezoid and the maximum resistance of the steering wheel, the author has selected mathematical models and determined the necessary reinforcement force with the largest value converted to the steering wheel $P_{CHmax} = 363.9N$.

Thereby, proposing solutions to strengthen the steering system, such as optimizing the design, integrating the steering force support mechanism. The results serve as reference material for further studies on simulation and evaluation of technical efficiency, economy and feasibility in practical application to improve the safety, reliability and service life of the steering system of passenger cars, contributing to the quality of passenger transport.

Keywords: Reinforced; Hydraulic; Power steering system.



1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong bối cảnh ngành du lịch Việt Nam ngày càng phát triển, nhu cầu sử dụng xe du lịch chất lượng cao, đảm bảo an toàn và tiện nghi ngày càng gia tăng. Hệ thống lái, một trong những bộ phận quan trọng bậc nhất của xe, đóng vai trò then chốt trong việc đảm bảo an toàn vận hành và sự thoải mái cho cả người lái và hành khách [1]. Đặc biệt đối với xe du lịch thường xuyên di chuyển trên nhiều loại địa hình khác nhau, từ đường bằng phẳng trong đô thị đến đường đèo dốc quanh co, hệ thống lái phải chịu đựng nhiều tác động phức tạp.

Thực tế cho thấy, trong quá trình vận hành, hệ thống lái của xe du lịch có thể phải đối mặt với các vấn đề như độ rơ lớn, độ nhạy kém, khó điều khiển khi tải nặng hoặc khi di chuyển trên địa hình xấu [2]. Những vấn đề này không chỉ gây khó khăn cho người lái, làm giảm sự thoải mái của hành khách mà còn tiềm ẩn nguy cơ mất an toàn giao thông. Nguyên nhân của các vấn đề trên có thể xuất phát từ nhiều yếu tố, bao gồm thiết kế chưa tối ưu, vật liệu chế tạo không đủ độ bền hoặc sự hao mòn trong quá trình sử dụng [3].

Do đó, việc nghiên cứu kỹ lưỡng các lực tác động lên hệ thống lái của xe du lịch và đề xuất các giải pháp cải thiện tính năng cho hệ thống này là vô cùng cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn. Một hệ thống lái được cường hóa hiệu quả sẽ góp phần nâng cao độ an toàn, độ tin cậy, kéo dài tuổi thọ của xe, đồng thời mang lại trải nghiệm lái và di chuyển tốt hơn cho người lái và hành khách trên các hành trình du lịch. Xuất phát từ nhu cầu cấp thiết này, bài báo “Nghiên cứu các mô hình toán nhằm xác định lực cường hóa hệ thống lái trên xe du lịch” có ý nghĩa thực tiễn.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Nghiên cứu tài liệu: Tiến hành thu thập, phân tích và tổng hợp các tài liệu khoa học, sách chuyên khảo, tạp chí, bài báo, tiêu chuẩn kỹ thuật liên quan đến hệ thống lái ô tô nói chung và xe du lịch nói riêng. Đặc biệt chú trọng đến các nghiên cứu về cấu tạo, nguyên lý hoạt động, các loại lực tác động lên hệ thống lái, các phương pháp tính toán và các giải pháp cường hóa đã được áp dụng.

Nghiên cứu các tiêu chuẩn và quy định: Tìm hiểu các tiêu chuẩn kỹ thuật, quy định an toàn liên quan đến hệ thống lái của xe du lịch trong nước và quốc tế để làm cơ sở đánh giá và đề xuất các giải pháp.

Cụ thể là: Từ thông số kỹ thuật xe, tính toán động học hình thang lái, xác định thông số hình thang lái, xây dựng các mô hình toán tính toán lực cản bánh xe, tính toán lực cường hóa đảm bảo động học quay vòng của các bánh xe dẫn hướng.

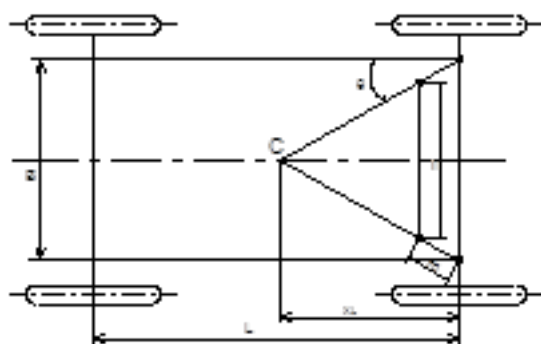
2.1. Xác định kích thước hình thang lái và góc quay bánh dẫn hướng

Mối quan hệ góc quay của bánh xe dẫn hướng bên trong (α), ngoài (β), đối với tâm quay vòng [2].

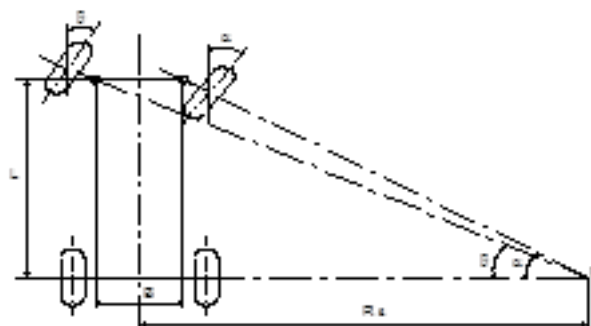
$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{B_0}{L} \quad (1)$$

Hình thang lái Đantô là cơ cấu đảm bảo gần đúng, khi có các thông số: B_0 , L , m , n , θ thì xác định α , β bằng công thức sau:

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cdot \cos(\theta + \alpha)}{B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - B_0 \cdot \sin(\theta + \alpha) - 2m \cdot \sin^2 \theta + 2B_0 \cdot \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cdot \cos^2(\theta + \alpha) + [B_0 - m \cdot \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (2)$$



Hình 1. Sơ đồ động học hình thang lái khi xe đi thẳng.



Hình 2. Sơ đồ động học quay vòng xe có hai bánh dẫn hướng phía trước.

Chọn $m = (0,14 \div 0,16)B_0 = 0,15.1480 = 222 \text{ (mm)}$; $\Delta\beta = \beta_{lt} - \beta_{tt}$

Từ (1) và (2), ta lập được mối quan hệ giữa α và β phụ thuộc vào góc θ .

Bảng 1. Bảng quan hệ giữa α và β phụ thuộc vào góc θ (đơn vị đo độ)

α_{lt}		0.00	5.00	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00
β_{lt}		0.00	4.74	9.03	12.95	16.53	19.85	23.05	26.00	28.92
$\theta_1 = 24.04^\circ$	β_1	0.00	4.79	9.17	13.18	16.80	20.05	22.90	25.34	27.33
	$\Delta\beta_1$	0.00	-0.05	-0.14	-0.23	-0.27	-0.20	0.15	0.66	1.59
$\theta_2 = 23^\circ$	β_2	0.00	4.80	9.21	13.26	16.95	20.27	23.21	25.74	27.85
	$\Delta\beta_2$	0.00	-0.06	-0.18	-0.31	-0.42	-0.42	-0.16	0.26	1.07
$\theta_3 = 22^\circ$	β_3	0.00	4.81	9.25	13.35	17.10	20.49	23.51	26.14	28.34
	$\Delta\beta_3$	0.00	-0.07	-0.22	-0.40	-0.57	-0.64	-0.46	-0.14	0.58
$\theta_4 = 25^\circ$	β_4	0.00	4.78	9.13	13.09	16.66	19.84	22.61	24.96	26.86
	$\Delta\beta_4$	0.00	-0.04	-0.10	-0.14	-0.13	0.01	0.44	1.04	2.06

2.2. Xác định mômen cản quay vòng và lực lái lớn nhất

Lực đặt lên vành lái được xác định lớn nhất khi lực cản quay vòng đạt giá trị cực đại. Lúc đó, mômen cản quay vòng trên một bánh xe dẫn hướng M_c sẽ bằng tổng số mômen cản lăn M_1 , mômen ma sát giữa bánh xe và mặt đường M_2 và mômen ổn định M_3 gây nên bởi các góc đặt bánh xe và trụ đứng [1, 2].

Mômen cản lăn tại bánh xe M_1 :

$$M_1 = G_{bx} \cdot f \cdot a \quad (3)$$

Mômen cản do ma sát giữa bánh xe và mặt đường M_2 :

$$M_2 = G_{bx} \cdot \varphi \cdot x \quad (4)$$

Việc tính toán mômen M_3 tương đối phức tạp nên giá trị mômen cản M_3 được kể

đến bởi hệ số χ .

Mômen cản quay vòng tại một bánh xe dẫn hướng là:

$$M = (M_1 + M_2)\chi \quad (5)$$

Như vậy, mômen cản quay vòng tại cầu dẫn hướng được tính như sau:

$$M_c = \frac{2(M_1 + M_2)\chi}{\eta_l} \quad (6)$$

2.3. Xác định lực cực đại tác dụng lên vành tay lái

Để xác định lực cực đại tác dụng lên vành tay lái của xe du lịch, chúng ta cần xem xét đến các yếu tố sau [1, 2]:

- Các lực cản tác động lên hệ thống lái:

Lực cản quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi người lái cần vượt qua khi xoay vô lăng. Lực này phát sinh do ma sát giữa lốp xe và mặt đường, đặc biệt lớn khi xe đứng yên hoặc di chuyển ở tốc độ thấp và khi vào cua gấp.

Lực cản từ hệ thống lái: Bao gồm ma sát trong các khớp nối, ổ bi, cơ cấu lái và lực cản từ bộ trợ lực lái (nếu có) khi chưa kích hoạt hoặc khi hoạt động ở mức tối thiểu. Lực quán tính của các bộ phận trong hệ thống lái xuất hiện khi người lái tác động một cách nhanh chóng lên vô lăng để thay đổi hướng lái.

- Tỷ số truyền của hệ thống lái: Tỷ số truyền cơ cấu lái (ví dụ: tỷ số truyền giữa vòng quay vô lăng và góc xoay của bánh xe dẫn hướng) và tỷ số truyền của các bộ phận khác trong hệ thống lái (nếu có).

- Bán kính của vành tay lái: Lực tác dụng lên vành tay lái sẽ tạo ra một mômen

xoắn, mômen này được truyền qua hệ thống lái để xoay bánh xe.

Lực cản quay vòng tác dụng là lớn nhất.

$$P_{max} = M_c \frac{1}{R.i_{tr}\eta_{th}} \quad (7)$$

2.4. Xây dựng đặc tính cường hóa lái

Ta biết rằng khi chưa có cường hóa, muốn quay vòng ô tô thì người lái phải tác dụng một lực lớn lên vành tay lái để thắng được lực cản quay vòng lớn nhất.

Đặc tính của cường hóa chỉ rõ đặc trưng quá trình làm việc của bộ cường hóa lái. Nó biểu thị mối quan hệ giữa lực mà người lái đặt lên vành tay lái P_l và mômen cản quay vòng của các bánh dẫn hướng M_c [1, 2].

Khi không có cường hóa thì lực đặt lên vành tay lái chỉ phụ thuộc vào mômen cản quay vòng các bánh xe dẫn hướng:

$$P_l = \frac{M_c}{R.i_{tr}.i_d.\eta_{th}}(N) \quad (8)$$

$$\text{Hay } P_l = A.M_c(N); \text{ Với } A = \frac{1}{R.i_{tr}.i_d.\eta_{th}} = \text{hằng số}$$

Do đó, đường đặc tính là những đường bậc nhất đi qua gốc tọa độ. Khi hệ thống lái được lắp cường hóa, đường đặc tính của nó cũng biểu thị mối quan hệ giữa lực tác dụng lên vành tay lái và mômen cản quay vòng các bánh xe dẫn hướng M_c . Đây cũng là mối quan hệ bậc nhất.

Khi van phân phối ở vị trí trung gian thì lực cường hóa quy dẫn lên vành tay lái $P_c = 0$ nên mômen cản quay vòng $M_c = 0$.

Qua phân tích các mô hình trên cũng như ảnh hưởng của các thông số đến đặc tính lái, tác giả có các kiến nghị sau để đảm bảo an toàn cho hành khách và thuận tiện cho người lái:

- Tối ưu hóa thiết kế cơ cấu lái: Nghiên cứu và đề xuất các cải tiến trong thiết kế cơ cấu lái (ví dụ: bánh răng - thanh răng, trục vít - êcu bi) nhằm giảm thiểu ma sát, tăng độ bền và độ chính xác khi truyền lực.

- Phát triển và tích hợp các hệ thống trợ lực lái tiên tiến: Nghiên cứu và ứng dụng các công nghệ trợ lực lái hiện đại như trợ lực lái điện (EPS) với các thuật toán điều khiển thông minh, có khả năng điều chỉnh lực hỗ trợ linh hoạt theo tốc độ và điều kiện lái.

- Nghiên cứu các giải pháp giảm chấn và hấp thụ rung động: Đề xuất các biện pháp giảm thiểu tác động của rung động từ mặt đường lên hệ thống lái, tăng cường sự ổn định và thoải mái cho người lái.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

Với các mô hình đã lập được như trên, tác giả áp dụng nghiên cứu thực hiện trên xe Toyota Land Cruiser GX 1999 [4], với các thông số đầu vào như sau: $G_1 = 15700(N)$; $L = 2,850 (m)$; $B = 1,640 (m)$; $B_0 = 1,480 (m)$; thông số lốp 285/50R20; $f = 0,04$; $\chi = 1,1$; $\eta_{th} = 0,7$.

Theo (6), ta tính được mômen cản lớn nhất $M_c = 1475(Nm)$.

Phương trình cân bằng lực cản quay vòng và lực cường hóa:

$$P_{max} = M_c \frac{1}{R.i_c.i_v.\eta_{th}} = P_l = M_c \frac{1}{R.i_v.i_d.\eta_{th}} = 513,9(N)$$

Cụ thể, chọn điểm bắt đầu cường hóa:

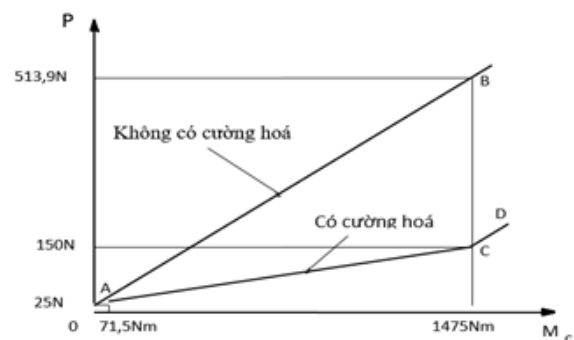
$$P_{L0} = 25(N); M_{c0} = \frac{P_{l0}}{A} = \frac{25}{2,86} = 71,5(N)$$

Vậy $A[71,5; 25]$

Khi lực đặt lên vành tay lái lớn hơn 25(N) đường đặc tính đặc trưng cho hoạt động của cường hóa ở giai đoạn này cũng là đường bậc nhất nhưng có độ dốc thấp hơn so với đường đặc tính khi chưa có cường hóa. Khi mômen cản quay vòng lớn hơn $M_c = 1475(Nm)$ thì hệ thống lái làm việc như hệ thống lái cơ khí ban đầu. Cụ thể là người lái muốn quay vòng ô tô thì phải tác dụng lên vành tay lái một lực $P_l > P_c$.

Chọn $P_{LCHmax} = 150(N)$, $M_{cCHmax} = 1475$. Điểm C[1475;150].

Đồ thị các đường đặc tính khi chưa cường hóa $P_{l0} = f(M_{c0})$ và được lắp bộ cường hóa $P_{lCH} = f(M_{cCH})$ được thể hiện ở hình dưới đây.



Hình 3. Đồ thị đặc tính của bộ cường hóa

Đặc tính khi chưa có cường hóa là đường bậc nhất, đoạn OB. Đặc tính khi cường hóa là đường bậc nhất gãy khúc và thấp hơn đường đặc tính khi chưa cường hóa. Đoạn OA: $P_{L0} = f(M_{c0})$ lực do người lái hoàn toàn đảm nhận, bộ cường hóa chưa làm việc. Đoạn AC:

$P_{LCHmax} = f(M_{cCH})$ biểu thị lực mà người lái cảm nhận về chất lượng mặt đường. Hiệu số các tọa độ hai đường P_c và P_l chính là lực tạo nên bởi bộ cường hóa. Lực cường hóa cực đại quy dẫn về vành tay lái: $P_{CHmax} = P_{L0max} - P_{LCHmax} = 513,9 - 150 = 363,9(N)$.

4. KẾT LUẬN

Sau khi nghiên cứu tính toán lực cường hóa hệ thống lái xe du lịch, nhóm tác giả có thể đưa ra một vài kết luận sau:

- Phân tích và làm rõ các lực tác động lên hệ thống lái xe du lịch.

- Lựa chọn được các mô hình toán phù hợp để tính toán hệ thống lái và định hướng

cho việc nghiên cứu các giải pháp cường hóa hệ thống lái xe du lịch trong thực tế. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2005), “*Lý thuyết ô tô máy kéo*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Trọng Hoan (2019), “*Thiết kế tính toán ô tô - máy kéo*”. NXB. Giáo dục.
- [3]. Nguyễn Khắc Trai (2003), “*Cấu tạo gầm xe con*”. NXB. Giao thông Vận tải.
- [4]. Toyota Land Cruiser GX 1999 Workbook, Toyota Motor Corporation.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ ĐIỀU KHIỂN MỜ ĐỂ XÂY DỰNG HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH VÒNG QUAY ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN TÀU THỦY

RESEARCH ON THE APPLICATION OF FUZZY CONTROL TECHNOLOGY TO BUILD A SPEED CONTROLLING SYSTEM OF MARINE DIESEL GENERATOR

ThS. **Phạm Anh Đức**

Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: ducpa.mtb@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Trên tàu thủy, động cơ diesel được trang bị để lái chân vịt, lái máy phát điện, lái các thiết bị phục vụ. Các loại phụ tải này thường thay đổi thường xuyên làm cho vòng quay của động cơ không ổn định. Vì vậy, cần thiết phải có bộ điều chỉnh vòng quay để duy trì ổn định vòng quay của động cơ bằng cách điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp vào động cơ. Trong nghiên cứu này, tác giả nghiên cứu bộ điều khiển tự động vòng quay Fuzzy PID với nhiều ưu điểm so với bộ điều chỉnh PID truyền thống.

Từ khoá: Bộ điều khiển; Điều khiển PID; Điều khiển mờ.

ABSTRACT

Diesel engines have been widely used in ships to drive propeller, generator and some kind of service equipments. These loads are usually various therefore speed of engine is not stable. It is necessary to adjust the amount of fuel supplied to engine to maintain the stable speed. In this study, I research a self-tuning Fuzzy PID controller to take above mission with many advantages in comparing with classical PID controller.

Keywords: Control system; PID control; Fuzzy control.



1. MỞ ĐẦU

Trên tàu thủy, động cơ diesel được trang bị để lái chân vịt, lái máy phát điện, lái các thiết bị phục vụ như bơm, máy nén khí... Động cơ diesel khi hoạt động với các phụ tải loại này có các đặc điểm là phụ tải (với động cơ lái máy phát) hoặc điều kiện khai thác (với động cơ lái chân vịt) thường xuyên thay đổi. Do đó, năng lượng tiêu thụ (phụ tải của động cơ) thường xuyên thay đổi, dẫn đến vòng quay của động cơ bị dao động nếu giữ nguyên đặc tính cấp năng lượng (giữ nguyên tay ga của động cơ).

Vì vậy, yêu cầu đặt ra là phải điều chỉnh năng lượng cấp (điều chỉnh tay ga để thay đổi lượng nhiên liệu cấp) cho phù hợp với năng lượng tiêu thụ (phụ tải của động cơ). Để thực hiện điều này, các bộ tự động điều chỉnh vòng quay thường được sử dụng để điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp vào động cơ phù hợp với tải nhằm duy trì ổn định vòng quay của động cơ. Các bộ điều chỉnh vòng quay truyền thống được sử dụng thường là các bộ điều chỉnh PID. Các bộ điều chỉnh này có ưu điểm là độ chính xác và tin cậy cao, đòi hỏi ít công sức của người khai thác, tuy nhiên nó cũng có nhược điểm là thời gian điều chỉnh và độ quá điều chỉnh thường khá lớn [1].

Trong nghiên cứu này, tác giả hướng tới một bộ điều chỉnh mới nhằm khắc phục được các nhược điểm của bộ điều chỉnh PID truyền thống và cải tiến hoạt động của bộ tự động điều chỉnh vòng quay động cơ diesel lái máy phát điện tàu thủy. Bộ điều chỉnh vòng quay này kết hợp giữa bộ điều chỉnh PID truyền thống và bộ điều chỉnh Fuzzy.

2. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN VÒNG QUAY FUZZY PID

Bộ điều khiển PID kinh điển được thiết kế dựa trên các phương pháp đã biết như phương pháp tổng hợp hệ thống Ziegler và Nichols, Offerein, Chien Hrones Reswick, thời gian tổng Kuhn, tối ưu modul, tối ưu đối xứng [2, 3]. Một bộ điều khiển PID với đầu vào sai lệch $e(t)$, đầu ra $u(t)$ có mô hình toán học như sau:

$$u(t) = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right]$$

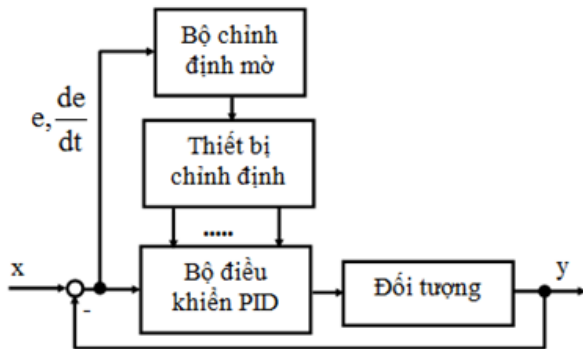
Các tham số K_P , K_I , K_D của bộ điều khiển PID được chỉnh định trên cơ sở phân tích tín hiệu chủ đạo và tín hiệu ra của hệ thống, chính xác hơn là sai lệch $e(t)$ và đạo hàm de/dt của sai lệch [2]. Các tham số cho bộ điều khiển PID được chỉnh định bằng các phương pháp như qua phiếm hàm mục tiêu, chỉnh định trực tiếp song phương án trên đều phải mò mẫm và không đáp ứng được khi đối tượng thay đổi thông số. Để đơn giản và dễ áp dụng, ta sử dụng phương pháp chỉnh định mờ của Zhao, Tomizuka và Isaka (Hình 1). Với giả thiết các tham số K_P , K_D bị chặn, tức là:

$$K_P \in [K_P^{\min}, K_P^{\max}] \text{ và } K_D \in [K_D^{\min}, K_D^{\max}]$$

$$K_P = \frac{K_P - K_P^{\min}}{K_P^{\max} - K_P^{\min}} \text{ và}$$

$$K_D = \frac{K_D - K_D^{\min}}{K_D^{\max} - K_D^{\min}} \text{ để có } 0 \leq K_P \leq 3; \\ 0 \leq K_D \leq 1.5$$

$$\text{Trong đó: } \alpha = \frac{T_I}{T_D} \Rightarrow K_I = \frac{K_P^2}{\alpha K_D}$$



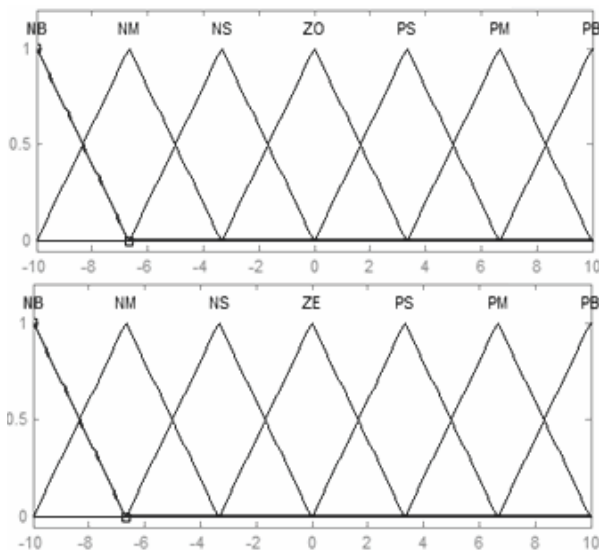
Hình 1. Phương pháp chỉnh định mờ tham số bộ điều tốc PID

*Định nghĩa các biến vào và ra:

Sai lệch = Tín hiệu đo trừ tín hiệu đặt,
 $e(t) = \text{Đo} - \text{Đặt}$.

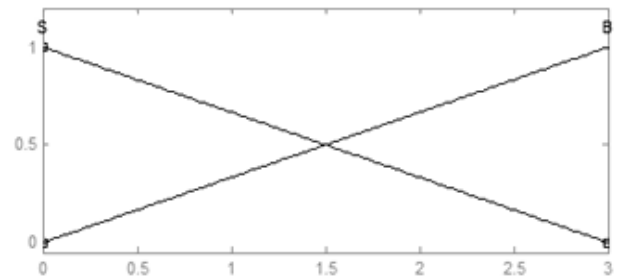
Tốc độ thay đổi tín hiệu: $de(t) = [e(t)(i + 1) - e(t)(i)]/T$, với T là chu kỳ lấy mẫu, i là lần lấy mẫu.

Số lượng biến ngôn ngữ: NB - Âm nhiều; NM - Âm vừa; NS - Âm ít; ZE - Không âm; PS - Dương ít; PM - Dương vừa; PB - Dương nhiều.



Hình 2. Tập mờ và hàm thuộc cho sai số $e(t)$ và $de(t)$

Sử dụng các kí hiệu tương ứng sau: S - Nhỏ; M - Nhỏ vừa; M - Trung bình; - lớn. Biến K_p , K_D có hai giá trị mờ S và B và có hàm thuộc như sau:

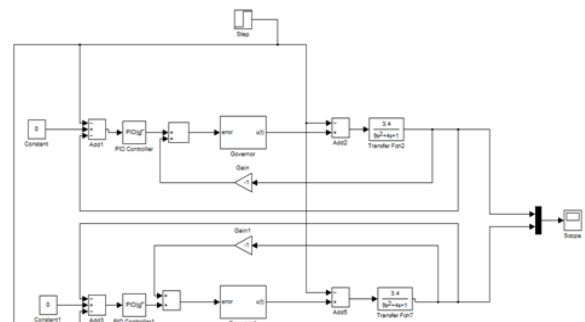


Hình 3. Tập mờ và hàm thuộc cho K_p và K_D

3. MÔ PHỎNG HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH VÒNG QUAY FUZZY PID BẰNG PHẦN MỀM MATLAB

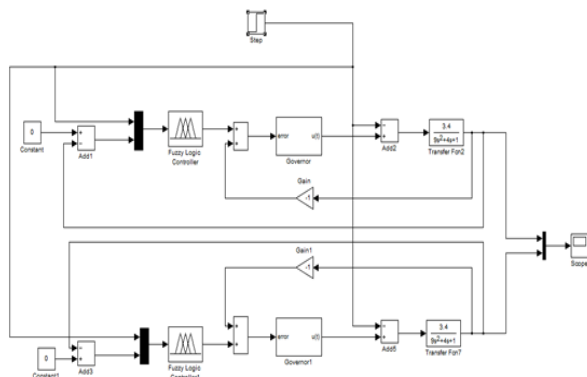
Để mô phỏng bộ điều khiển PID mờ đồng thời so sánh kết quả với bộ điều khiển PID truyền thống, chương trình mô phỏng gồm hai bộ phận chính.

Phần thứ nhất là bộ điều khiển PID truyền thống với các phần tử tỉ lệ, tích phân và vi phân. Bộ điều khiển có hai tín hiệu vào là tín hiệu giá trị đặt và tín hiệu phản hồi tại đầu ra đối tượng điều chỉnh. Các hệ số của bộ điều khiển này được xác định thủ công hoặc có thể sử dụng công cụ PID tuning trong Simulink.



Hình 4. Mô hình hệ thống tự động điều chỉnh vòng quay động cơ Diesel lai máy phát điện sử dụng bộ điều khiển PID

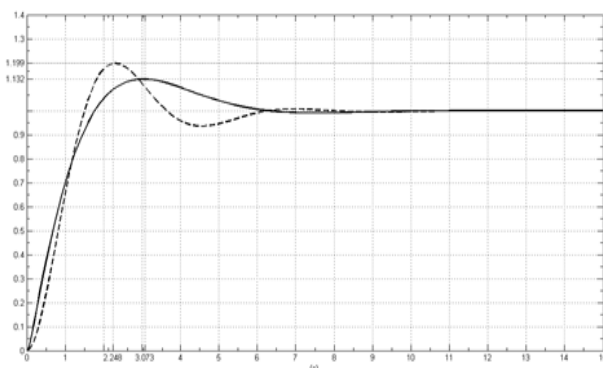
Phần thứ hai là bộ điều khiển PID với các hệ số: K_p , K_d được chỉnh định tự động bằng các bộ điều khiển mờ nằm trong khối “FCLs”. Hệ số K_i được gián tiếp chỉnh định thông qua thông số α .



Hình 5. Mô hình hệ thống tự động điều chỉnh vòng quay động cơ Diesel lai máy phát điện sử dụng bộ điều khiển mờ

4. KẾT QUẢ

*Kết quả mô phỏng trong chế độ không tải

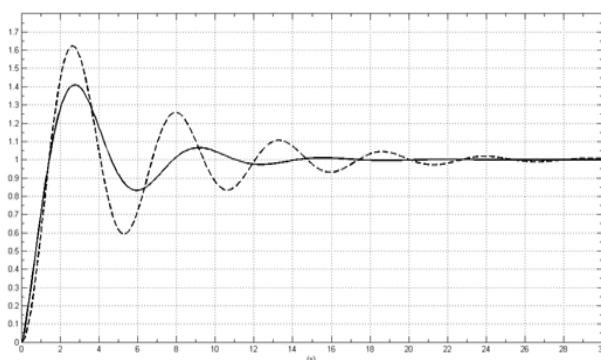


Hình 5. Tín hiệu ra của các bộ điều khiển theo thời gian

Từ kết quả thu được trên đồ thị, ta thấy trong thời gian đầu, đặc tính của bộ điều khiển PID mờ dốc hơn so với đặc tính của bộ điều khiển PID nên tốc độ của động cơ được trang bị bộ điều khiển PID mờ tăng nhanh tới giá trị đặt hơn tốc độ của động cơ được trang bị bộ điều khiển PID. Tại lân cận giá trị đặt thì quá trình lại diễn ra ngược lại, tốc độ của động cơ với

bộ điều khiển PID mờ tăng chậm hơn để làm giảm độ quá điều chỉnh (Độ quá điều chỉnh của bộ điều tốc PID là 19.8%. Độ quá điều chỉnh của bộ điều tốc PID mờ là 13.2%). Đặc điểm này của bộ điều tốc PID mờ giúp cho động cơ nhanh chóng xác lập được trạng thái cân bằng với giá trị đặt mới. Về mặt thời gian điều chỉnh thì cả hai bộ điều khiển có thời gian điều khiển là tương đương nhau.

*Kết quả mô phỏng khi xuất hiện nhiễu trong hệ thống



Hình 6. Tín hiệu ra của các bộ điều khiển khi có nhiễu

Từ đồ thị, ta thấy khi xuất hiện nhiễu trong hệ thống thì tính thích nghi của bộ điều khiển PID mờ tốt hơn rất nhiều so với bộ điều khiển PID. Cụ thể độ quá điều chỉnh lớn nhất của các bộ điều khiển lần lượt là: 40% và 61%. Thời gian điều chỉnh của bộ điều khiển PID mờ (Sau 10.5s) cũng ngắn hơn so với bộ điều khiển PID (Sau khoảng 14.5s).

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã giới thiệu được các phương pháp điều chỉnh tốc độ động cơ diesel, các bộ điều chỉnh tốc độ. Tác giả đã xây dựng được phương pháp chỉnh định các hằng số của bộ điều khiển PID bằng lý thuyết điều khiển mờ, để từ đó xây dựng bộ điều khiển PID mờ phục vụ cho việc điều chỉnh tốc độ động cơ Diesel lai máy phát điện tàu thủy, thiết kế mô hình và mô

phỏng hoạt động của hệ thống bằng các công cụ Fuzzy logic và Simulink tool box trong phần mềm Matlab với kết quả thu được là:

- Độ quá điều chỉnh, thời gian điều chỉnh của bộ điều khiển PID mờ nhỏ hơn so với bộ điều khiển PID;

- Khi xuất hiện nhiễu trong hệ thống thì bộ điều khiển PID mờ duy trì độ sai lệch tốc độ động cơ so với giá trị đặt tốt hơn so với bộ điều khiển PID.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.26.❖

Ngày nhận bài: **06/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. PGS,TS. Lê Văn Học (2008), “*Tự động điều chỉnh và điều khiển động cơ Diesel tàu thủy*”. NXB. Hải Phòng.
- [2]. Phạm Công Ngô (2006), “*Lý thuyết điều khiển tự động*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Karl Johan Astrom, Tore Hagglund (1995), “*PID controller: Theory, design and tuning – Second edition*”. United States of America.

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG PHẦN MỀM TÍNH TOÁN NHIỆT TRỊ THẤP VÀ TIÊU HAO NHIÊN LIỆU TRONG LÒ HƠI BẰNG NGÔN NGỮ LẬP TRÌNH VISUAL BASIC 6.0

A RESEARCH ON BUILDING SOFTWARE TO CALCULATE LOW CALORIFIC VALUE AND FUEL CONSUMPTION IN BOILERS USING VISUAL BASIC 6.0 PROGRAMMING LANGUAGE

Nguyễn Thanh Hào

Khoa Cơ khí Công nghệ, Trường Đại học Nông Lâm Thành phố Hồ Chí Minh

Email: nt.hao@hcmuaf.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu một ứng dụng ngôn ngữ lập trình Visual Basic 6.0 để xây dựng phần mềm tính toán nhiệt trị thấp và tiêu hao nhiên liệu cho lò hơi phục vụ trong việc tính toán chi phí vận hành cũng như tính toán thiết kế lò hơi công nghiệp. Đồng thời, phần mềm này còn có thể ứng dụng trong việc tính toán sơ bộ giá thành sản phẩm sản xuất trong các nhà máy sử dụng lò hơi khi biết được lượng tiêu hao nhiên liệu dùng để đốt lò hơi trong mỗi giờ vận hành.

Từ khóa: Lò hơi; Nhiệt trị thấp; Nhiên liệu; Khí thải.

ABSTRACT

This paper introduces a Visual Basic 6.0 programming language application to build a software to calculate low calorific value and fuel consumption for boilers to serve in calculating operating costs as well as calculating industrial boiler designs. Furthermore, this software can also be applied in the preliminary calculation of the cost of products produced in factories using boilers when knowing the fuel consumption used to burn the boiler in each operating hour.

Keywords: Boiler; Low calorific value; Fuel; Emissions.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong các bài tính toán năng lượng cháy nhiên liệu thông thường, người ta dùng nhiệt trị thấp làm việc Q_l^{lv} , tức là nhiệt lượng tỏa ra khi đốt cháy hoàn toàn 1kg hoặc 1m³ mẫu nhiên liệu ở điều kiện bình thường mà nước trong sản phẩm ở dạng hơi, ta có [1, 2]:

$$Q_l^{lv} = Q_{đv} = 339.C^{lv} + 1030.H^{lv} - 109.(O^{lv} - S^{lv}) - 25.W^{lv}$$

Nhiên liệu bao gồm những chất có khả năng oxy hóa gọi là chất cháy và những chất không có khả năng oxy hóa gọi là chất trơ. Trong thiên nhiên, thành phần nhiên liệu chủ yếu là cacbon (C), hydro (H), oxy (O), lưu huỳnh (S), nitơ (N), độ tro (A) và độ ẩm (W). Từ thành phần làm việc của nhiên liệu, ta có [1, 2]:

$$C^{lv} + H^{lv} + O^{lv} + S^{lv} + N^{lv} + A^{lv} + W^{lv} = 100\%$$

Lượng nhiệt sinh ra trong quá trình cháy được chia ra thành hai phần, một phần dùng để cung cấp cho nước thành hơi (q_1), một phần mất đi trong quá trình làm việc (q_2, q_3, q_4, q_5, q_6). Ta có thể tính được suất tiêu hao của nhiên liệu [1, 2]:

$$\eta = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\%$$

Trong đó:

- q_1 - Nhiệt lượng có ích.
- q_2 - Tổn thất do khói thải mang ra ngoài.
- q_3 - Tổn thất do cháy không hoàn toàn về hóa học.
- q_4 - Tổn thất do cháy không hoàn toàn về cơ học.
- q_5 - Tổn thất do tỏa nhiệt ra môi trường xung quanh.
- q_6 - Tổn thất do tro xỉ mang ra ngoài.

Đây là phương pháp xác định hiệu suất theo cân bằng nghịch, hiệu suất này chưa kể

đến chi phí năng lượng tự dùng nên còn gọi là hiệu suất thô.

Khi xác định được hiệu suất của quá trình cháy, ta có thể xác định được lượng tiêu hao nhiên liệu theo công thức [3 ÷ 5]:

$$B = \frac{D.(i_p - i_{pb}) + D_{th}.(i_{soi} - i_{pb})}{\eta.Q_l^{lv}}.100, \text{ kg/h}$$

Hay:

$$B_t = B(1 - \frac{q_4}{100}), \text{ kg/h}$$

Trong đó:

B - Lượng nhiên liệu tiêu hao trong một giờ, kg/h.

D - Sản lượng hơi sản xuất ra trong một giờ, kg/h.

i_p - Enthalpy của hơi ở áp suất và nhiệt độ ra khỏi lò, kJ/kg.

i_{pb} - Enthalpy của nước cấp, kJ/kg.

i_{soi} - Enthalpy của nước ở nhiệt độ sôi và áp suất trong bao hơi, kJ/kg.

D_{th} - Lưu lượng nước xả lò (phần lập trình không tính cho phần này).

2. XÂY DỰNG LƯỚI ĐỒ THUẬT TOÁN

Trình tự tính toán từ trên xuống dưới là nhập hết các thông số công suất, áp suất và thành phần nhiên liệu. Khi chọn hệ số không khí thừa α sẽ có chỉ dẫn cách chọn hệ số xuất hiện ở góc dưới bên phải, cụ thể giá trị α như sau:

- Đốt nhiên liệu trong buồng lửa ghi:
 $\alpha = 1,3$ đến $1,5$.

- Đốt nhiên liệu trong buồng lửa phun:
+ Lò hơi đốt bột than (phun): $\alpha = 1,13$ đến $1,25$.



+ Lò hơi đốt dầu: $\alpha = 1,03$ đến $1,15$.

+ Lò hơi đốt khí: $\alpha = 1,02$ đến $1,05$.

Giá trị trong combobox kiểu lò hơi bao gồm:

- Lò ghi.
- Lò ghi và phun.
- Lò phun.

Giá trị trong combobox nhiên liệu bao gồm:

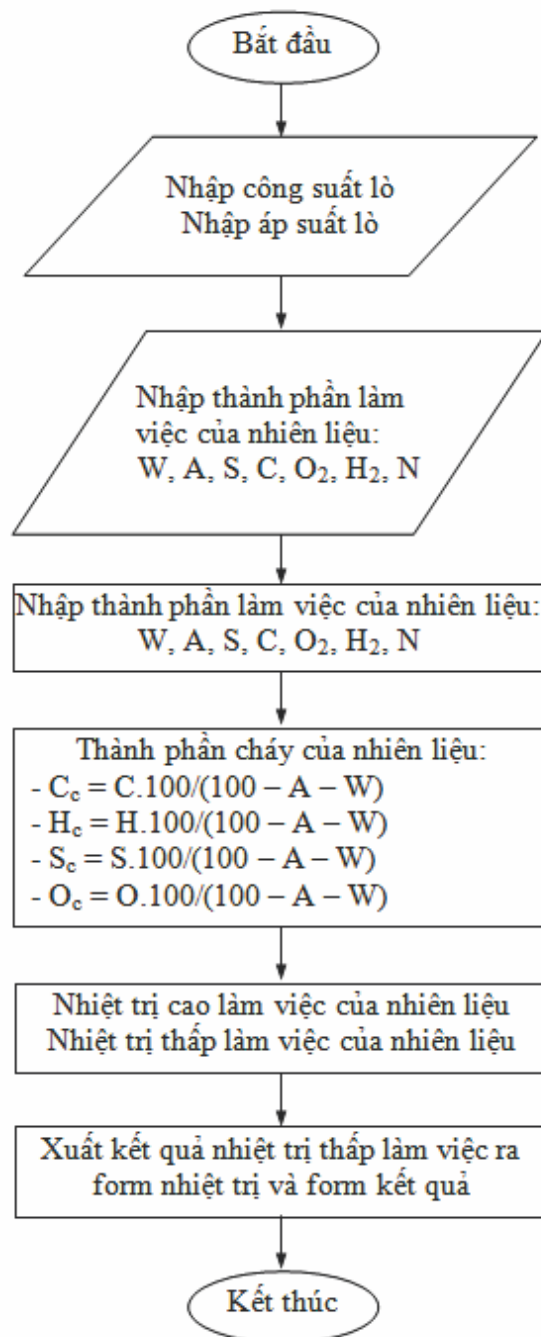
- Than Antraxit.
- Nhiên liệu rắn nhiều chất bốc.
- Nhiên liệu lỏng.
- Nhiên liệu khí.
- Than gầy.

Giá trị trong hai combobox này tuy hơi phức tạp nhưng dữ kiện này chỉ được dùng để xác định sắc thái ngọn lửa trong buồng đốt, người dùng có thể không quan tâm mình chọn kiểu lò hay nhiên liệu có chính xác với lò hơi của mình đang tính hay không. Chỉ cần chọn combobox sao cho đúng sắc thái ngọn lửa của lò mình đang tính, chọn hai combobox theo chỉ dẫn sau:

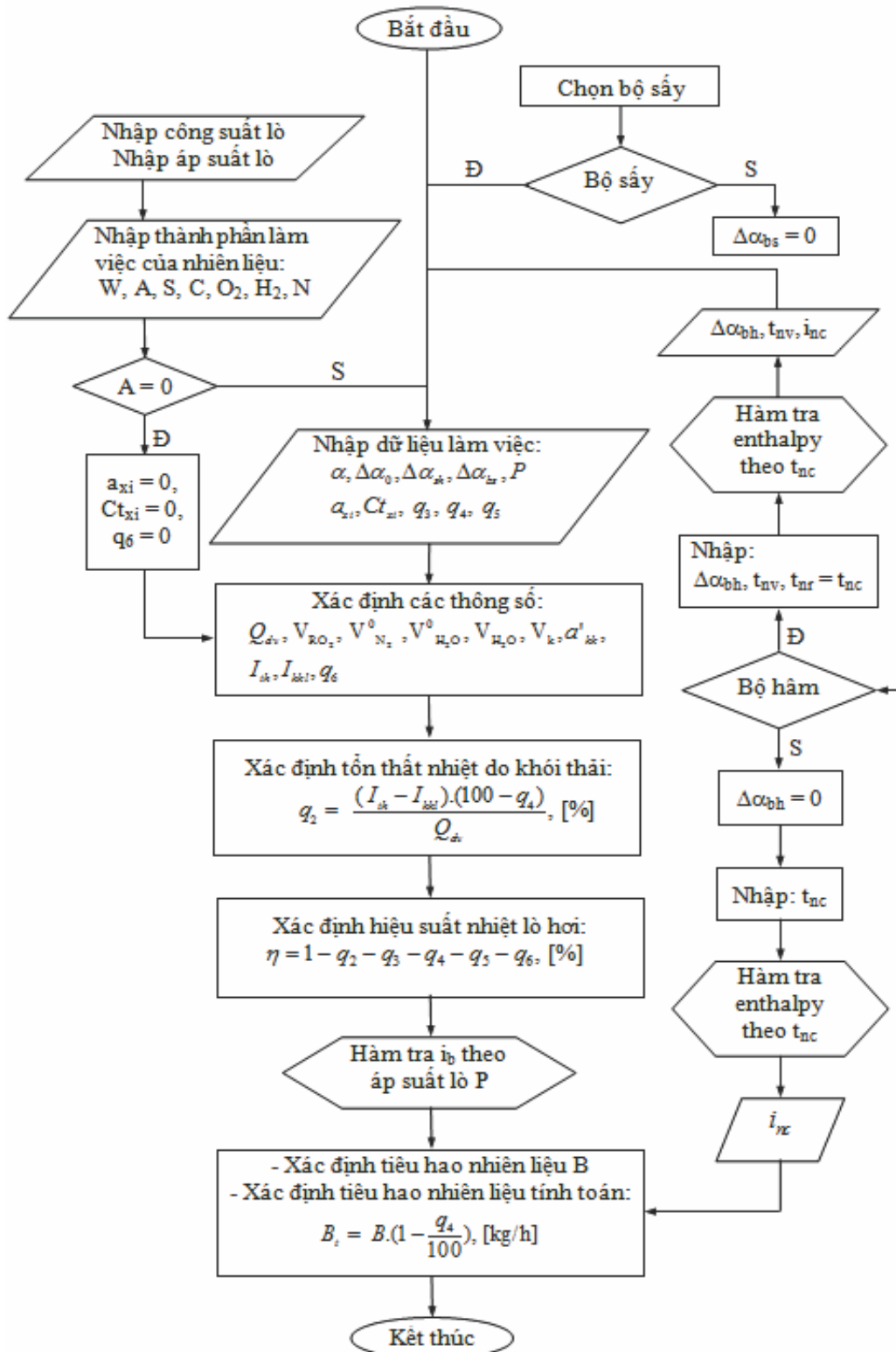
- Ngọn lửa mờ: Khi đốt nhiên liệu khí, Antraxit và than gầy trong lò ghi và lò vừa ghi vừa phun.

- Ngọn lửa sáng vừa: Khi đốt than Antraxit và than gầy trong lò phun.

- Ngọn lửa sáng: Đốt nhiên liệu lỏng và nhiên liệu rắn có nhiều chất bốc.



Hình 1. Lưu đồ thuật toán tính nhiệt trị thấp của nhiên liệu



Hình 2. Lưu đồ thuật toán tính tiêu hao nhiên liệu



3. XÂY DỰNG GIAO DIỆN TÍNH TOÁN

Sau khi nhập đủ dữ liệu yêu cầu người dùng phải nhấn nút tính để xác định nhiệt trị thấp của nhiên liệu sau đó mới chuyển đến tab kế tiếp, hoặc khi người dùng tính xong rồi mà cần thay đổi lại dữ liệu thì cũng phải nhấn lại nút tính, nếu không chương trình sẽ xuất hiện thông báo yêu cầu người dùng thực hiện đúng quy trình tính toán [6, 7].

Hình 3. Giao diện tính nhiệt trị thấp làm việc

Hình 4. Giao diện tính tiêu hao nhiên liệu

4. KẾT LUẬN

Các kết quả tính toán nhiệt trị thấp và tiêu hao nhiên liệu cơ bản trên đây cho phép các kỹ sư chuyên ngành nhiệt lạnh hoặc các sinh viên tra cứu nhanh nhiệt trị thấp khi biết thành phần nhiên liệu và lượng nhiên liệu khi biết hiệu suất nhiệt của lò hơi, từ đó có thể tính toán sơ bộ giá thành sản phẩm có liên quan đến

chi phí đầu tư lò hơi cũng như loại nhiên liệu sử dụng. ❖

Ngày nhận bài: **18/12/2024**

Ngày phản biện: **13/01/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Thanh Hào, “*Nghiên cứu thực nghiệm quá trình cháy nhiên liệu dầu DO trong buồng đốt lò hơi ống lò - ống lửa với hệ số xoay S = 0,6*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 311+312, 2024.
- [2]. Nguyễn Thanh Hào, “*Thiết kế lò hơi*”. NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2009.
- [3]. Nguyễn Thanh Hào, “*Nghiên cứu xây dựng phần mềm tính toán lượng khí thải khi thiêu xác gia cầm dịch bệnh*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 304, 2023.
- [4]. Đỗ Văn Thắng, Nguyễn Công Hân, Trương Ngọc Tuấn, “*Tính nhiệt lò hơi công nghiệp*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật Hà Nội.
- [5]. Nguyễn Thanh Hào, “*Nghiên cứu tính toán lượng khí thải khi đốt rác thải y tế trong các bệnh viện ở Việt Nam*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số tháng 9/2020.
- [6]. Đặng Thế Khoa, Nguyễn Hữu Thiện, “*Giáo trình lập trình ứng dụng Visual Basic*”. NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.
- [7]. Nguyễn Tiến, Ngô Quốc Việt, Phạm Nguyễn Tuấn Kỳ, “*Microsoft Visual Basic*”. NXB. Giáo dục.

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM INVENTOR TÍNH TOÁN HỢP LÝ KẾT CẤU THÉP CỦA NHÀ ĐỖ XE Ô TÔ BỐN TẦNG PHỤC VỤ NHÀ DÂN Ở VIỆT NAM

INVENTOR SOFTWARE APPLICATION TO REASONABLY CALCULATE THE STEEL STRUCTURE OF A FOUR-FLOOR CAR PARKING SYSTEM FOR RESIDENTIAL HOUSES IN VIETNAM

ThS. **Phạm Anh Tuấn**, TS. **Nguyễn Thoại Anh***

Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: thoaianh@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Trong bài báo này, các tác giả đã chỉ ra một vấn đề có tính ứng dụng cao cho nhà dân làm chung cư mini hay văn phòng cho thuê nâng cao giá trị sử dụng bằng cách sử dụng hệ thống nhà đỗ xe cao tầng, cụ thể là nhà đỗ xe bốn tầng. Các tác giả đã lựa chọn hai phương án thiết kế về sử dụng kết cấu thép khác nhau để mô phỏng và tính toán. Từ kết quả nhận được do ứng dụng phần mềm Inventor, tác giả đã phân tích, đánh giá so sánh hai phương án này để đưa ra kiến nghị cho các nhà sản xuất hay các nhà chuyên môn để làm tài liệu tham khảo.

Từ khóa: Nhà dân; Hệ thống đỗ xe 4 tầng; Kết cấu thép; Inventor.

ABSTRACT

In this article, the authors have pointed out a highly applicable issue for residential houses to build mini apartments or offices for rent to increase the value of use by using a high-rise parking system, specifically a four-floor car parking system. The researcher has selected two design options for using different steel structures for simulation and calculation. From the results obtained by applying Inventor software, the author has analyzed, evaluated, and compared these two options to make recommendations for manufacturers or experts to use as reference documents.

Keywords: Residential houses; Four-floor car parking system; Steel structure; Inventor. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, cơ sở hạ tầng đang không đáp ứng kịp tình trạng xe quá nhiều mà không đủ không gian chỗ đỗ xe, gây khó khăn và bức xúc cho người dân. Đồng thời, các công ty tư nhân nhỏ phát triển rất nhanh về số lượng, có nhu cầu cao về các văn phòng cho thuê dẫn đến các công trình nhà dân làm chung cư mini, hay các văn phòng cho thuê được phát triển. Điều này dẫn đến nhiều hệ lụy khác nhau, trong đó vấn đề chỗ đỗ xe trong văn phòng cho thuê là bức thiết và có yếu tố quan trọng trong việc định giá, đánh giá chất lượng phòng cho thuê. Bài báo đưa ra phương án thiết kế nhà đỗ xe 4 tầng là phù hợp.

Kết cấu thép khung chính của nhà đỗ xe là phần quan trọng và có thể tối ưu hóa để giảm chi phí trong gia công, lắp đặt. Kết cấu thép nhà đỗ xe có tính năng tương tự như các kết cấu máy trục thông thường. Sử dụng phần mềm để tính toán, tối ưu kết cấu và đánh giá kết quả an toàn [1, 2]. Trong khi [3, 4] lại quan tâm đến tính toán, thiết kế kết cấu để giảm nhẹ kết cấu tối đa trọng lượng của nó. Vấn đề ứng dụng phần mềm để hợp lý hóa kết cấu nhà đỗ xe 3 tầng [5] cũng đã được công bố trước đây.

Trong bài báo này, phương pháp và mô hình tính toán được dựa trên phần mềm Inventor, bài toán xây dựng hai mô hình kết cấu khác nhau về mặt cắt cột, dầm. Trên cơ sở kết quả tính toán, phân tích đánh giá hai phương án với nhau để đưa ra kết luận thỏa đáng cho các nhà sản xuất hay nghiên cứu tham khảo.

2. NỘI DUNG CHÍNH

2.1. Tổng quan các loại nhà đỗ xe cao tầng đang được sử dụng ở Việt Nam

Đến hiện tại, ở Việt Nam đã sử dụng rất nhiều loại hình nhà đỗ xe bố trí ở từ ngoài trời cho đến ở các tầng hầm, từ các nhà đỗ xe loại 2 tầng, 3 tầng đến 6 tầng đã được sử dụng ở Việt Nam. Tùy theo diện tích mặt bằng, quy mô đầu tư để lựa chọn hệ thống loại nhà đỗ xe cao tầng phù hợp.



Hình 1. Nhà đỗ xe 2 tầng tại số 9 Phạm Văn Đồng - Hà Nội



Hình 2. Nhà đỗ xe 3 tầng tại Vinhomes Symphony - Long Biên



Hình 3. Nhà đỗ xe 6 tầng tại 255 Phan Châu Trinh - Đà Nẵng

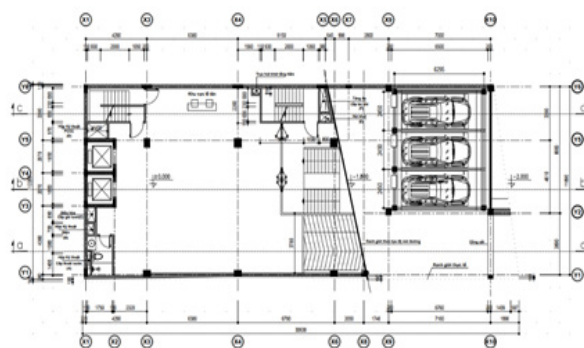


Hình 4. Nhà đỗ xe 4 tầng - Trần Nhật Duật

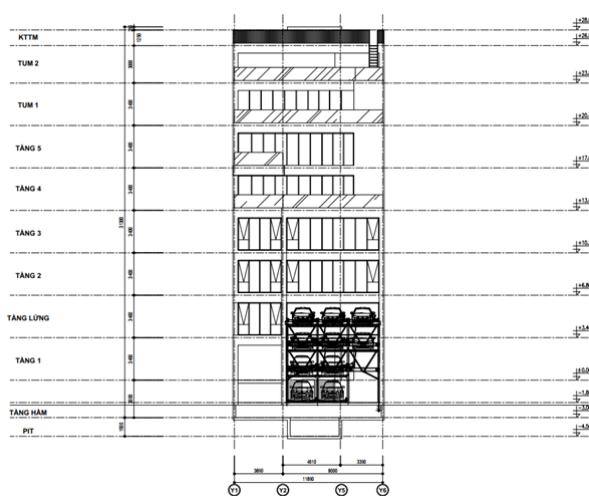
Đối với các chung cư mini, hay trụ sở văn phòng cho thuê cần số chỗ đỗ xe lớn, nếu đáp ứng được nhu cầu này thì giá trị cho thuê tăng lên. Sự hợp lý của nhà đỗ xe 4 tầng được phân tích trên hai quan điểm sau:

- Thứ nhất - Về nhu cầu sử dụng: Mô hình nhà đỗ xe 4 tầng hướng tới đối tượng là các văn phòng cho thuê cần số chỗ đỗ xe ô tô nhiều, vì thế mô hình 4 tầng với 9 chỗ đỗ là phù hợp. Mô hình 5 hay 6 tầng có chi phí xây dựng và giá thành cao chưa phù hợp với các dự án trung bình và nhỏ.

- Thứ hai - Về yếu tố thẩm mỹ: Chiều cao tòa nhà cao tầng của hộ gia đình sẽ phổ biến từ 12m đến 18m. Trong khi chiều cao xây dựng của nhà xe 4 tầng rơi vào khoảng 7,5m, chiều cao này cân đối tương quan giữa chỗ để xe ô tô và chiều cao tòa nhà. Nếu lựa chọn nhà đỗ xe lên 5 hoặc 6 tầng thì chiều cao nhà xe có thể lên đến 9,5m đến 11,6m, như vậy nhìn vào sẽ thấy nhà đỗ xe cao quá nửa ngôi nhà, rất mất thẩm mỹ.



Hình 5. Mặt bằng bố trí nhà đỗ xe 4 tầng



Hình 6. Mặt cắt đứng thể hiện phương án bố trí nhà đỗ xe 4 tầng

2.2. Ứng dụng phần mềm Inventor lập mô hình và tính toán kết cấu khung thép chính

2.2.1. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống nhà đỗ xe 4 tầng

Thiết bị đỗ xe này tận dụng phần không gian tầng 1, 2, 3 có di chuyển ngang sàn đỗ xe, tầng 4 chỉ nâng hạ các sàn đỗ xe. Hệ thống truyền động sử dụng bộ truyền cấp.



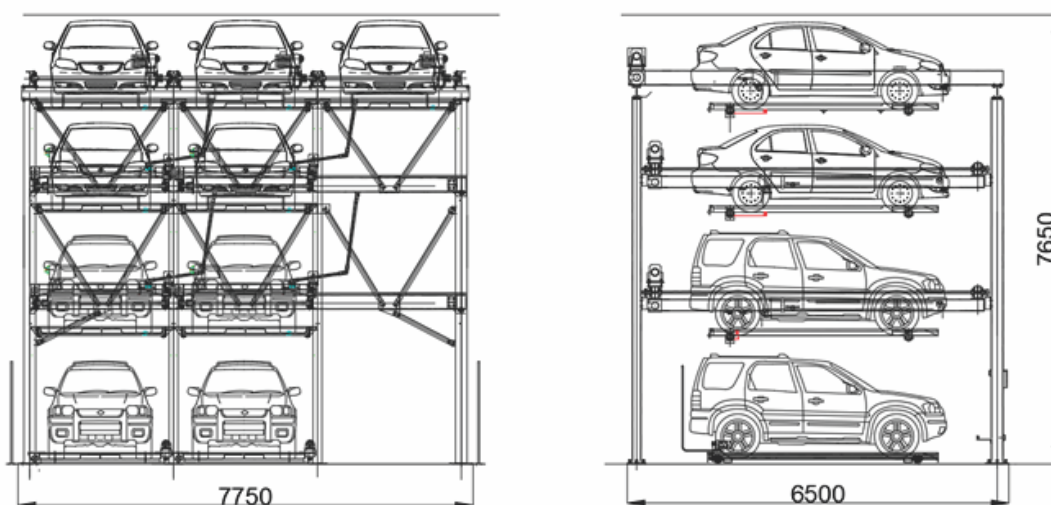
Bảng 1. Hệ thống các bộ phận kết cấu của nhà đỗ xe

1	Kiểu hệ thống	Hệ thống bốn tầng		
2	Số lượng xe chứa tối đa	9 xe		
3	Kích thước: Dài x rộng x cao (mm)	7750x6500x7650		
4	Số khay xếp xe	9 khay		
5	Hệ thống dẫn động	Kiểu nâng tầng 2	Kiểu nâng tầng 3, 4	Kiểu trượt
	Công suất động cơ	2.2 kW	3.7 kW	0.2 kW
	Tốc độ định mức của khay xếp xe	4.5 m/phút	4.5 m/phút	7 m/phút
6	Khay xếp xe: Dài x rộng x cao (mm)	3920x2382x108 mm		

Bảng 2. Các phương án thiết kế kết cấu

TT	Mô tả	Quy cách		Vật liệu thép
		PA 1	PA 2	
1	Cột trước	H200x200x8x12	Hộp 180x180x6	SS400
	Cột sau	H150x150x7x10	Hộp 120x120x6	SS400
2	Dầm ngang trước	I300x150x6,5x9	I250x125x6x9	SS400
	Dầm ngang sau	I250x125x6x9	I250x125x6x9	SS400
3	Dầm dọc	I250x125x6x9	I250x125x6x9	SS400
4	Thanh giằng	V80x80x6	V80x80x6	SS400
5	Thanh bên	U100x50x5	U100x50x5	SS400
6	Ray pallet	Hộp 30x30x3	Hộp 30x30x3	SS400

Phương án thiết kế này có thể bố trí tầng 1, 2 đỗ 4 xe SUV, còn tầng 3, 4 đỗ 5 xe Sedan.

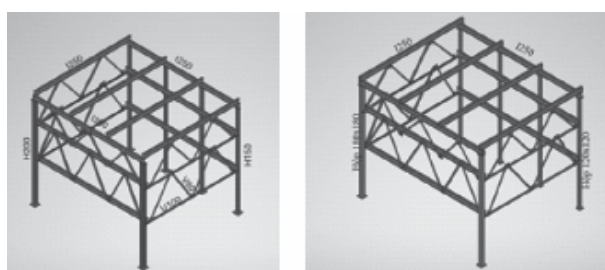


Hình 7. Phương án tổng thể nhà đỗ xe 4 tầng

Kết cấu thép khung chính của nhà đỗ xe này được thiết kế theo nguyên tắc vừa kết hợp liên kết bulong và liên kết hàn để dễ dàng cho công tác chế tạo và lắp dựng. Kết cấu chính gồm hệ chân cột, khung dầm và các thanh giằng liên kết.

2.2.2. Xây dựng mô hình và tính toán trên phần mềm Inventor

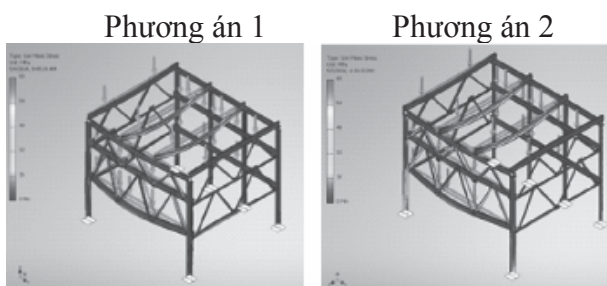
Mô hình tính toán được xây dựng trên phần mềm Inventor với thông số các loại thép định hình gán cho kết cấu. Dưới đây là hai mô hình tính theo PA1 và PA2. Tiết diện các thanh dầm trong mô hình được thể hiện ở hình 6 dưới đây.



Từ Hình 11 cho thấy sự phân bố miền và giá trị ứng suất tại liên kết cột và giằng liên kết tầng 3 của PA2 tốt hơn PA1. Từ Hình 12, ta cũng thấy được phân bố và giá trị ứng suất ở PA2 tốt hơn PA1. Điều này chỉ ra cách sử dụng loại thép đối với PA2 đang tốt hơn so với PA1. Sau khi có kết quả của hai phương án lựa chọn tính toán ở trên, nhóm đề tài đưa ra so sánh, phân tích dựa trên các tiêu chí sau đây:

TT	Tiêu chí	Phương án 1	Phương án 2
1	Tổng khối lượng thép sử dụng	Nặng: 4480.8 kg	Nặng: 3818.73 kg
2	Gia công, chế tạo	Dễ dàng gia công	Tốn thời gian gia công
3	Lắp đặt	Dễ dàng	Dễ dàng
4	Giá thành	Giá thành cao	Giá thành trung bình

* Về khả năng chịu lực:



Hình 13. Phân bố ứng suất ở giới hạn 80 N/mm²

Từ kết quả trên, ta thấy PA1 có độ phân bố ứng suất không đều ở tất cả các kết cấu, chân cột quá cứng thừa bền, trong khi đó dầm dọc tầng 4 lại chịu lực lớn nhất. Do đó, không tận dụng được sức sử dụng vật liệu. Trong khi đó, PA2 ứng suất phân bố đều hơn, nghĩa là sự tận dụng vật liệu tốt hơn.

Tổng kết cho thấy mỗi phương án đều

có những ưu, nhược điểm riêng, tùy theo nhu cầu và sự chấp thuận cụ thể của chủ đầu tư mà lựa chọn cho phù hợp. PA1 thích hợp cho việc gia công nhanh, đơn giản và giá thành cao, còn PA2 thích hợp với những đơn vị có nhà xưởng và máy móc phù hợp để gia công chi tiết, thời gian gia công lâu hơn nhưng giá thành phù hợp.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã đưa ra biện pháp và đánh giá phương án sử dụng nhà đỡ xe cao tầng, nhất là loại 4 tầng cho nhà dân ở nước ta, đáp ứng nhu cầu thiết thực của người dân ở các thành phố lớn đông đúc. Trên cơ sở phương án thiết kế của nhà dân, tác giả đã lựa chọn nghiên cứu mô phỏng và tính toán hai phương án kết cấu thép là PA1 và PA2, kết quả cho thấy tình hình chịu lực, phân bố ứng suất, chuyển vị của hai phương án này. Theo khả năng chịu lực và tính lắp dựng, cả về tổng khối lượng thép cần sử dụng thì PA2 sẽ tốt hơn PA1. Tuy nhiên, về tính gia công thì PA1 sẽ nhanh chóng và thuận tiện hơn PA2. Từ phương pháp và kết quả nghiên cứu này cho phép nhà sản xuất và người sử dụng có nhiều phương án tối ưu cho lựa chọn sản phẩm nhà đỡ xe cao tầng với sản phẩm trong nước. ❖

Ngày nhận bài: 06/3/2025

Ngày phản biện: 22/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Huang Li-Jeng, Syu Hong-Jie, "Seismic Response Analysis of Tower Crane Using SAP2000". Procedia Engineering, Volume 79, Page 513-522, 2014.
- [2]. C-Z Shen, "Study on the Ultimate Load Capacity of Tower crane Structure". National Chao-Yang University of Technology, 2010.
- [3]. Q. Qi, Y. Yu, Q. Dong, G. Xu, and Y. Xin, "Lightweight and green design of general bridge crane structure based on multi-specular reflection algorithm". Advances in Mechanical Engineering, Volume 13, Issue: 10, Page 1-15, 2021.
- [4]. Y-W, Li, "Study on the Seismic-Resistance Requirements of Crane for Construction of High-Rise Buildings". Master Thesis, National Taipei University of Technology, 2005.
- [5]. Nguyễn Quang Minh, "Ứng dụng phần mềm SAP 2000 hợp lý hóa thiết kế kết cấu thép hệ thống đỡ xe ô tô hai tầng với các điều kiện sử dụng ở Việt Nam". Tạp chí Xây dựng, 5/2023.

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG VÀ GIẢI HỆ PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TỰ ĐỘNG TRÊN SÚNG TRƯỜNG STR508

RESEARCH ON ESTABLISHING AND SOLVING THE SYSTEM OF DYNAMIC EQUATIONS FOR THE AUTOMATIC MECHANISM OF THE STR508 RIFLE

TS. Nguyễn Văn Tính, ThS. Mai Văn An, ThS. Tạ Bá Dũng
Viện Vũ khí, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

TÓM TẮT

Súng trường STR508 được thiết kế theo nguyên lý trích khí, piston lùi ngắn, khóa nòng xoay. Trong đó, piston không liên kết cứng với khóa nòng, dưới tác dụng của áp suất khí thuốc trong buồng khí đẩy piston cùng khóa nòng về sau trong một khoảng nhất định sau đó piston dừng lại, khóa nòng tiếp tục chuyển động về sau. Nghiên cứu này trình bày về việc thành lập các phương trình tính toán động lực học cho hệ vũ khí hoạt động theo nguyên lý trích khí, piston lùi ngắn, khóa nòng xoay nói chung, từ đó áp dụng trong giải bài toán động lực học cho từng loại vũ khí cụ thể hoạt động theo nguyên lý nói trên.

Từ khóa: Súng trường; Động lực học.

ABSTRACT

The STR508 rifle is designed based on the gas-operated principle, utilizing a short-stroke piston and rotating bolt mechanism. In this design, the piston is not rigidly connected to the bolt. Under the effect of propellant gas pressure in the gas chamber, the piston and bolt initially move rearward together over a certain distance, after which the piston stops, and the bolt continues its rearward motion independently. This study focuses on establishing general dynamic equations for weapon systems operating under the gas-operated principle with a short-stroke piston and rotating bolt mechanism. These equations are then applicable to solving specific dynamic problems for various types of weapons utilizing the aforementioned operating principle.

Keywords: Submachine gun; Dynamic.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Súng trường STR508 là loại súng trang bị cho cá nhân dùng để tiêu diệt sinh lực địch trong cự ly 300m trở lại. Súng dùng đạn 5,56x45mm NATO, có hai chế độ bắn, phát một và liên thanh. Súng hoạt động theo nguyên lý

trích khí, piston lùi ngắn, khóa nòng xoay. Khi bắn, cụm khóa nòng là khâu cơ sở nhận năng lượng từ áp suất khí thuốc qua piston truyền chuyển động cho toàn bộ cơ cấu của súng hoạt động. Để có cơ sở khoa học cho việc xây dựng tài liệu thiết kế, đảm bảo súng sau khi chế tạo luôn hoạt động tin cậy, cần thiết phải xây dựng



bài toán động lực học máy tự động để nghiên cứu ảnh hưởng của các số thông số kết cấu đến hoạt động của súng.

2. BÀI TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TỰ ĐỘNG

2.1. Cấu tạo máy tự động súng trường STR508



Hình 1. Một số bộ phận chính của súng trường STR508

Súng STR508 (hình 1) bao gồm các bộ phận chính: Nòng súng, Thân súng, Cụm khóa nòng (Thân khóa nòng, Khóa nòng), Cụm lò xo đẩy về (Cốt lò xo đẩy về, Lò xo đẩy về), Khâu truyền khí, Piston đẩy về... Đối với súng

hoạt động theo nguyên lý trích khí, xây dựng bài toán động lực học máy tự động phải kết hợp đồng thời với bài toán nhiệt động buồng khí. Đây là bài toán phức tạp liên quan đến nhiều thông số về kết cấu và thông số của khí thuốc, vì vậy cần có những giả thiết nhằm đơn giản hóa quá trình tính toán mà vẫn đảm bảo sai số là chấp nhận được đối với kết quả tính toán.

Việc thành lập và giải bài toán động lực học máy tự động giúp tính toán được tốc độ bắn lý thuyết, đồng thời xây dựng được phương án điều chỉnh các thông số kết cấu phù hợp với thực tế sản xuất mà không làm thay đổi tính năng chiến kỹ thuật của súng.

2.2. Bài toán động lực học máy tự động

Trên cơ sở các giả thiết cơ bản, kết hợp với kết cấu thực tế của súng và đạn xây dựng hệ phương trình giải bài toán động lực học của súng như sau [1], [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{dt} = \xi_1 \xi_2 \frac{p \cdot S}{\varphi \cdot m} \\ \frac{dl}{dt} = \xi_1 \xi_3 \cdot v \\ \frac{dz}{dt} = \xi_2 \frac{p}{I_k} \\ \frac{d\omega_c}{dt} = \xi_2 \chi \cdot \omega (1 + 2\lambda z) \frac{p}{I_k} - \sum_{i=1}^n \xi_i G_{bi} - (1 - \xi_3) G_d \\ \frac{dw}{dt} = \xi_2 \frac{1 - \alpha \delta}{\delta} \chi \cdot \omega (1 + 2\lambda z) \frac{p}{I_k} + \xi_3 s v \\ \frac{dp}{dt} = \frac{1}{w} \left\{ \left[\xi_2 \frac{p \chi \cdot \omega}{I_k} \left(f - K_p \frac{1 - \alpha \delta}{\delta} \right) (1 + 2\lambda z) - \xi_3 K_p s v \right] - K_p \left[\sum_{i=1}^n \xi_i G_{bi} + (1 - \xi_3) G_d \right] - K_t p \right\} \\ \frac{dX}{dt} = V_{Kh} \\ \frac{dV}{dt} = \frac{\xi_4 p S - \xi_5 \Pi - \xi_6 R_v - \xi_7 P_b}{M_{Kh}} \end{array} \right. \quad (1.1)$$

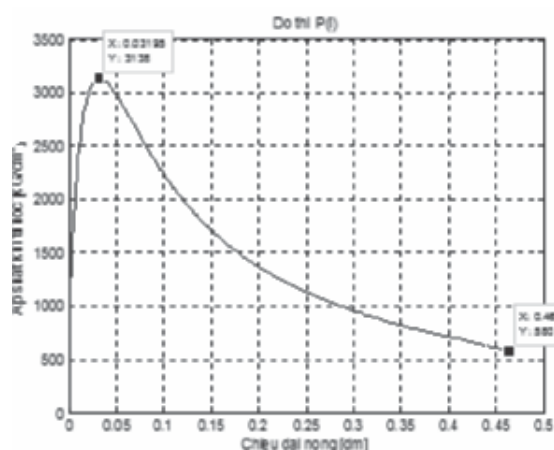
3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

Sử dụng phương pháp tích phân số trên phần mềm MATLAB 2011b giải hệ phương trình 1.1. Với các thông số đầu vào của đạn 5,56x45mm NATO, thông số kết cấu của súng trường STR508 và tham khảo [1], [2], ta thu được các kết quả như sau:

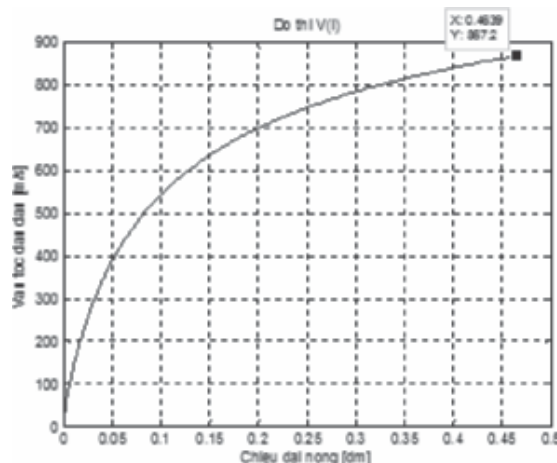
Bảng 1. Các thông số cơ bản tính toán động lực học máy tự động

TT	Tên thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Chiều dài nòng súng	L_0	dm	5,08
2	Chiều khương tuyến	L_{kt}	dm	4,652
3	Khối lượng của cụm khóa nòng	m_{KN}	kg	0,585
4	Khối lượng của lò xo đẩy về	m_{lxdv}	kg	0,001
5	Khối lượng của vỏ đạn	m_{VD}	kg	$7,14 \cdot 10^{-3}$
6	Khối lượng của viên đạn	m_D	kg	0,012
7	Độ cứng của lò xo đẩy về	C_{DV}	kG/m	4,5
8	Lực nén sơ bộ của lò xo đẩy về	Π_{DV0}	kG	4,45
9	Lực tách viên đạn ra khỏi hộp tiếp đạn	F_b	kG	1,35
10	Diện tích bề mặt trong ban đầu của buồng đạn	F_{bm}	dm ²	0,06
11	Hệ số ma sát giữa vỏ đạn và thành buồng đạn	K_{ms}		0,15
12	Hệ số tăng nặng của đầu đạn	φ		1,16

3.1. Kết quả giải bài toán TPT



Hình 2. Đồ thị biến thiên áp suất khí thuốc

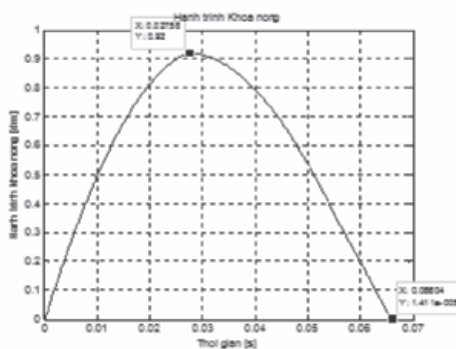


Hình 3. Đồ thị thay đổi vận tốc đầu đạn

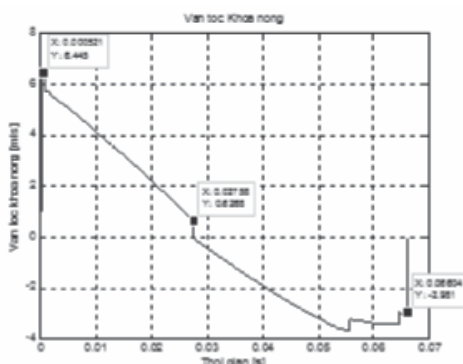
- Sơ tốc đầu đạn: $V_0 = 867,2 \text{ m/s}$;
- Áp suất lớn nhất: $P_{\max} = 3138 \text{ kG/cm}^2$;
- Áp suất khí thuốc tại miệng nòng:
 $P_{\text{dn}} = 580,1 \text{ kG/cm}^2$.

3.2. Kết quả bài toán động lực học máy tự động

- Hành trình lùi lớn nhất của khóa nòng:
 $l_{\text{kn}} = 0,92 \text{ dm}$;
- Thời gian lùi: $t_k = 0,02858 \text{ s}$;
- Tổng thời gian lùi và đẩy lên: $0,06604 \text{ s}$;
- Vận tốc lớn nhất của khóa nòng:
 $V_{\max} = 6,445 \text{ m/s}$;
- Vận tốc va chạm sau cùng:
 $V_{\text{vc}} = 0,6268 \text{ m/s}$;
- Vận tốc của cụm khóa nòng đẩy lên và chạm với hộp nòng: $V_{\text{dl}} = 2,981 \text{ m/s}$.



Hình 4. Đồ thị dịch chuyển cụm khóa nòng theo thời gian



Hình 5. Đồ thị vận tốc của cụm khóa nòng theo thời gian

* Nhận xét kết quả tính toán:

Kết quả tính toán cho thấy quy luật thay đổi áp suất khí thuốc và vận tốc đầu đạn phù hợp với đạn 5,56x45mm NATO. Đồ thị hành trình và vận tốc khóa nòng (khâu cơ sở) là hợp lý. Như vậy, việc xây dựng các phương trình tính toán và xác định các thông số đầu vào để giải bài toán là sát với thực tế.

Vận tốc chuyển động của cụm bộ khóa nòng khi va chạm sau cùng là $0,6268 \text{ m/s}$. Giá trị này là tương đối nhỏ, giúp giảm xung va chạm sau cùng cũng là giảm lực giật lên xạ thủ.

4. KẾT LUẬN

Qua các kết quả tính toán bài toán thuật phóng trong và động lực học máy tự động ở trên có thể khẳng định các thông số kết cấu của súng là hợp lý. Hệ phương trình động lực học máy tự động xây dựng là đầy đủ và tin cậy. Bài toán này có thể làm cơ sở cho việc nghiên cứu khảo sát thay đổi các thông số của máy tự động phù hợp với quá trình sản xuất cũng như phù hợp với điều kiện con người và khí hậu nước ta. ❖

Ngày nhận bài: **06/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Ngọc Du, Đỗ Văn Thọ, “*Thuật phóng trong của súng pháo*”. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1976.
- [2]. Phạm Huy Chương, “*Động lực học vũ khí tự động*”. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2002.

NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ ĐÁNH GIÁ HIỆU SUẤT CỦA TUA-BIN GIÓ HAI TẦNG CẢNH

RESEARCH, DESIGN AND PERFORMANCE EVALUATION OF A DUAL STAGE WIND TURBINE

Nguyễn Quốc Toàn¹, Nguyễn Thế Bảo^{1, 2, *}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh

²Viện Phát triển Năng lượng Bền vững – ISED

*Email: thebao@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả thiết kế và tối ưu hóa một tua-bin gió hai tầng cánh nhằm nâng cao hiệu suất khai thác năng lượng gió so với tua-bin một tầng truyền thống. Thiết kế dựa trên các thông số khí động học, trong đó tầng cánh thứ nhất sử dụng biên dạng NACA 4415, giúp tạo lực nâng cao và hiệu suất tốt ở tốc độ gió thấp, còn tầng cánh thứ hai sử dụng biên dạng SG 6043, tối ưu hóa hiệu suất khi gió đã suy giảm sau tầng thứ nhất. Các thông số về bán kính cánh, góc đặt cánh và chiều dài dây cung được tính toán bằng lý thuyết khí động lực học và kiểm chứng thông qua mô phỏng CFD trên Ansys Fluent, giúp xác định chính xác vận tốc và hướng gió tác động lên tầng hai để điều chỉnh thiết kế phù hợp. Hiệu quả vận hành được đánh giá bằng Qblade, cho thấy hệ số công suất tối đa đạt 67,56%, cao hơn giới hạn Betz (59,3%), chứng minh khả năng khai thác năng lượng vượt trội. Tại vận tốc gió thiết kế 10 m/s, tổng công suất sinh ra là 887,21W, trong đó tầng một đóng góp 713,47W và tầng hai 173,74W, cho thấy tầng cánh thứ hai giúp tăng đáng kể lượng điện năng tạo ra. Kết quả này khẳng định tính khả thi của tuabin gió hai tầng và tiềm năng ứng dụng trong các hệ thống khai thác năng lượng tái tạo, góp phần nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng gió trong tương lai.

Từ khóa: Tua-bin gió hai tầng; Khí động học cánh quạt; Mô phỏng CFD; Tối ưu hóa hiệu suất; Hệ số công suất.

ABSTRACT

This paper presents the design and optimization process of a two-stage wind turbine to enhance wind energy extraction efficiency compared to traditional single-stage turbines. The design is based on aerodynamic parameters, where the first-stage blade uses the NACA 4415 airfoil, providing high lift and good efficiency at low wind speeds, while the second-stage blade utilizes the SG 6043 airfoil, optimizing performance when the wind has weakened after passing through the first stage. The blade radius, pitch angle, and chord length are calculated using aerodynamic theory and validated through CFD simulations in Ansys Fluent, enabling precise determination of wind velocity and direction impacting the second stage for optimized design adjustments. The operational efficiency is evaluated using QBlade, revealing a maximum power coefficient of 67.56%, surpassing

the Betz limit (59.3%), demonstrating superior energy extraction capability. At a design wind speed of 10 m/s, the total generated power is 887.21W, with the first stage contributing 713.47W and the second stage 173.74W, indicating a significant increase in power output due to the second-stage blade. These results confirm the feasibility of the two-stage wind turbine and its potential application in renewable energy systems, contributing to improved wind energy utilization in the future.

Keywords: *Two-stage wind turbine; Blade aerodynamics; CFD simulation; Performance optimization; Power coefficient.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Theo báo cáo cập nhật về các nguồn năng lượng tái tạo “phi thủy điện” của Tạp chí Năng lượng Việt Nam [1], tổng tiềm năng kỹ thuật của điện gió trên đất liền của nước ta vào khoảng 217 GW. Cũng theo dữ liệu tổng hợp trên [1], công suất điện gió trên đất liền đã được phê duyệt là 4975,8 MW, và công suất đăng ký đầu tư là 30.304 MW [1]. Các dự án đầu tư trên tập trung vào các tua-bin gió công suất lớn (> 1,5 MW/tua-bin) và phải được đầu tư tại các khu vực có tốc độ gió cao (trên 6 m/s) để đảm bảo hiệu quả kinh tế. Hơn nữa, 100% thiết bị đều được nhập khẩu từ nước ngoài, khiến Việt Nam chưa thể hoàn toàn làm chủ công nghệ này.

Do đó, thị trường tua-bin gió công suất nhỏ (dưới 10 kW) để cung cấp điện cho các hộ gia đình trên đảo, khu vực vùng sâu vùng xa, cũng như cung cấp điện cho các trang trại thanh long hay ao nuôi trồng thủy sản chưa được quan tâm phát triển. Tua-bin gió công suất nhỏ không chỉ có thể ứng dụng tại các khu vực có tốc độ gió thấp (dưới 6 m/s, chiếm hơn 50% diện tích tiềm năng gió của Việt Nam), mà còn có thể được thiết kế, sản xuất và lắp đặt hoàn toàn bằng công nghệ và vật liệu trong nước, tạo ra hàng triệu việc làm cho người lao động [2, 3].

Về tua-bin gió hai tầng, Newman et al. [4] được coi là những người đầu tiên nghiên cứu về vấn đề này vào năm 1986. Dựa trên “lý thuyết động lượng tuyến tính” (hay còn gọi là “lý thuyết động lượng một chiều”), Newman đã dự đoán rằng hệ số công suất cực đại của tua-bin gió hai tầng - với kích thước cánh quạt giống nhau - là 64%, cao hơn khoảng 5% so với tua-bin một tầng. Sau đó, Chantharasenawong et al. [5] và Agrawal [6] cũng sử dụng lý thuyết động lượng tuyến tính để nghiên cứu tua-bin gió hai tầng với giả định rằng áp suất không khí sau cánh quạt được khôi phục về áp suất khí quyển. Giả định này có thể hiểu là hai rotor hoạt động hoàn toàn độc lập và không tương tác khí động với nhau. Rotor phía sau không ảnh hưởng đến dòng khí đi qua rotor phía trước. Rotor phía trước chỉ tác động lên rotor phía sau bằng cách làm giảm tốc độ gió ở vùng cánh sau. Năm 2017, nhóm nghiên cứu của Haripriya Sundararaju [7] đã bổ sung thêm các tham số thực tế như khoảng cách giữa hai rotor, kích thước tương đối của các rotor, và tốc độ đầu cánh quạt của từng rotor vào nghiên cứu. Nhóm này đã đưa ra một công thức tổng quát hơn để tính toán tua-bin gió hai tầng. Năm 2022, nhóm nghiên cứu của F. F. Yin [8] đã nghiên cứu và cải thiện kết quả thu được từ nhóm Sundararaju, đồng thời áp dụng phương pháp động lượng phân tử cánh để tính toán tua-bin gió hai tầng.

Các nghiên cứu trên chỉ tập trung vào nghiên cứu lý thuyết; chưa có nghiên cứu nào công bố phương pháp thiết kế tua-bin gió hai tầng. Do đó, bài báo này sẽ tập trung vào nghiên cứu tính toán thiết kế tua-bin gió hai tầng dựa trên phát minh mới [9].

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ THÔNG SỐ BAN ĐẦU

2.1. Phương pháp thiết kế tầng cánh thứ nhất

a. Thông số ban đầu

Dựa vào số liệu về vận tốc và công suất của các tua-bin gió mini trên thị trường cũng như giới hạn kích thước cánh tua-bin, ta chọn vận tốc tính toán cho cả tua-bin là 10 m/s và công suất phát điện cho tầng cánh thứ nhất là 500W.

b. Tính toán bán kính cánh tua-bin gió

Tua-bin gió công suất 500W hoạt động với vận tốc gió là 10 m/s. Từ đó là tính bán kính cánh quạt theo công thức [10]:

$$R = \sqrt{\frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3 \cdot \pi \cdot \eta}} \quad (1)$$

Với $P = 500W$, $V = 10 \text{ m/s}$, $\rho = 1,162 \text{ kg/m}^3$.

Hiệu suất η của tua-bin đạt cực đại bằng 0,593 theo hiệu suất Betz, tuy nhiên trong thực tế các tua-bin gió chỉ đạt hiệu suất từ 0,3 đến 0,5. Ở đây, ta chọn hiệu suất là 0,3 và tạm thời bỏ qua hiệu suất của trục và máy phát điện.

Vậy, ta chọn bán kính cánh là 1 m.

c. Xác định tỷ tốc đầu mút

Tỷ tốc đầu mút được lựa chọn theo số cánh tua-bin. Theo thực nghiệm, ta có mối quan hệ giữa tỷ tốc đầu mút và số lượng cánh theo công thức:

$$\lambda = \frac{4\pi}{B} \quad (2)$$

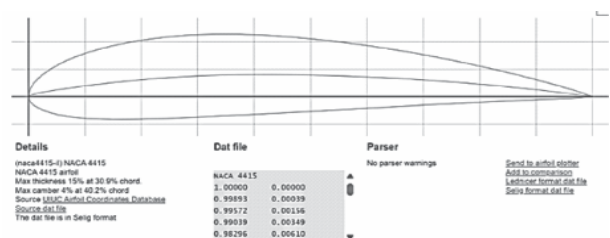
Với $B = 3$ là số cánh tua-bin.

Từ tỷ tốc cánh, ta có được vận tốc góc của tua-bin thông qua công thức:

$$\Omega = \frac{\lambda \cdot V}{R} \quad (3)$$

d. Lựa chọn biên dạng cánh

Biên dạng cánh của tua-bin được dựa trên cấu hình chế tạo cánh máy bay của hội đồng tư vấn NACA – Mỹ, ở đây ta dùng trang web airfoiltools.com. Ở đây chọn cánh NACA 4415 cho việc tính toán và thiết kế do loại cánh này có một số đặc điểm phù hợp cho tua-bin gió công suất nhỏ như hiệu suất tốt ở tốc độ gió thấp, độ bền cao, có thể chịu được áp lực và căng thẳng cao, hiệu suất năng lượng cao,... Các nghiên cứu cho thấy cánh NACA 4415 có khả năng tạo ra hiệu suất năng lượng cao, với hệ số năng lượng (C_p) lên đến 0.44 ở các tốc độ gió thấp. Ngoài ra, do NACA 4415 là loại cánh không đối xứng nên tạo được sự chênh lệch áp suất giữa trước và sau cánh lớn hơn so với các loại cánh đối xứng, điều đó dẫn đến việc cánh 4415 phù hợp cho việc thiết kế tua-bin gió hơn.



Hình 1. Hình dạng cánh NACA 4415

Cánh NACA 4415 có độ cong tối đa là 4% tại 40% chiều dài dây cung và độ dày là 15%. Dùng Airfoil Tools, tại giá trị Reynolds là 200000, ta có được tỉ lệ lực nâng và lực cản tối đa $(C_L/C_D)_{\max}$ là 71,07 tại góc tấn α là 6.5° , giá trị lực nâng C_L là 1,1343, lực cản C_D là 0,01596.

e. Tính toán kích thước cánh

Chiều dài dây cung cánh được xác định thông qua sự kết hợp các công thức trong lý thuyết Strip, ta có:

$$C = \frac{8\pi a r (1-a)}{B \cdot [(1-a) + C_L \lambda_r (1+a') \sqrt{(1-a)^2 + \lambda_r^2 (1+a')^2}]} \quad (4)$$

Với λ_r là tỷ tốc cục bộ tại vị trí phân tố cánh có bán kính r và được tính bằng công thức:

$$\lambda_r = \lambda \cdot \frac{r}{R} = \lambda x \quad (5)$$

Với $x = r/R$ là tỷ số bán kính, ở đây ta chia cánh làm 10 đoạn để tính toán.

Ta có:

$$a' = \frac{\sqrt{4a - 4a^2 + \lambda^2 x^2 - \lambda x}}{2\lambda x} \quad (6)$$

Để chiều dài cung cánh đạt tối đa thì $a = 1/3$.

$$a' = \frac{\sqrt{\frac{8}{9} + \lambda^2 x^2 - \lambda x}}{2\lambda x} \quad (7)$$

Từ đó, ta có quan hệ giữa độ dài dây cung cánh với bán kính được xác định theo công thức:

$$\frac{C}{R} = \frac{16\pi x}{9B \left[\frac{3}{2} C_D + C_L \lambda x (1+a') \right] \sqrt{\frac{4}{9} + \lambda^2 x^2 (1+a')^2}} \quad (8)$$

Góc tới được ta xác định bằng cách chia công thức (4.40) cho công thức (4.41), ta có:

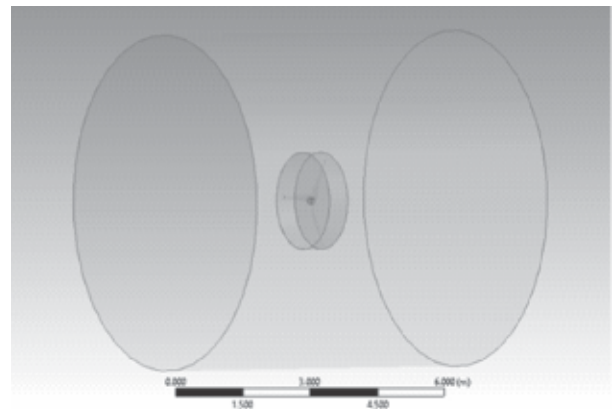
$$\tan \phi = \frac{V(1-a)}{\Omega r(1+a')} = \frac{2}{3\lambda x(1+a')} \quad (9)$$

Từ đó, ta xác định góc đặt cánh: $\beta = \phi - \alpha$.

2.2. Thiết kế tầng cánh thứ hai

Việc thiết kế cánh xoắn cho tua-bin nhằm mục đích tối ưu giá trị tỷ lệ lực nâng trên lực cản với góc tấn của biên dạng cánh. Điều này đơn giản khi thiết kế cho tầng cánh thứ nhất, do ở đây ta xác định được vector vận tốc gió tới diện tích quét. Tuy nhiên đối với tầng cánh thứ hai, độ lớn và phương của vector vận tốc gió đã thay đổi đáng kể sau khi đi qua tầng cánh thứ nhất. Vì vậy, để tính được góc đặt cánh cho các phân tố cánh trên tầng tua-bin thứ hai, ta cần tìm được vector vận tốc này. Có nhiều phương pháp để tính toán nhưng ở đây ta sẽ sử dụng phương pháp Computational Fluid Dynamics (CFD) cụ thể là module Fluent trong phần mềm Ansys để thực hiện tính toán.

a. Xác định miền tính toán, xây dựng mô hình vật lý



Hình 2. Vùng không khí tĩnh và xoay xung quanh tua-bin

Đầu tiên, sử dụng mô hình 3D của rotor 1 đã thiết kế, sử dụng phần mềm Solidworks để tạo thêm chiều không gian cho vùng không khí. Ở đây, ta tạo hai vùng chính là vùng không khí tĩnh (stator) để thể hiện không gian xung quanh tua-bin và vùng không khí xoay khi tua-bin hoạt

động (rotor), đồng thời sử dụng DesignModeler để xử lý khi nhập file vào WorkBench.

Ngoài mục đích tạo vùng xoay cho tua-bin, phần không gian vùng xoay còn có mục đích làm tăng mật độ phần tử lưới gần cánh để đảm bảo kết quả bài toán được chính xác mà không làm tốn quá nhiều tài nguyên tính toán.

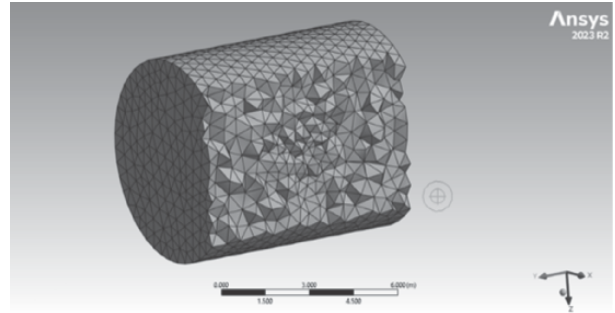
b. Chia lưới

Do các phương trình trong bài toán CFD không thể giải một cách trực tiếp trên toàn bộ miền tính toán. Vì vậy, vùng không gian cần được chia thành các ô nhỏ để biến các phương trình vi phân thành hệ phương trình đại số để có thể giải được bằng máy tính.

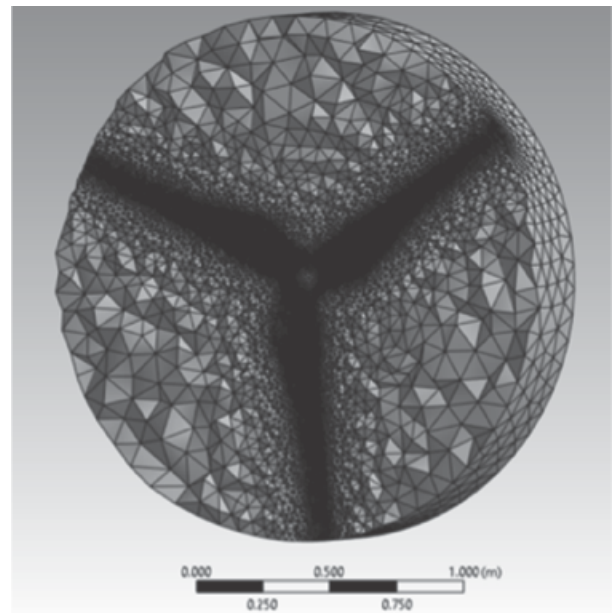
Chất lượng của lưới ảnh hưởng rất nhiều đến độ chính xác của mô phỏng, vì vậy đây là bước quan trọng cũng như tốn rất nhiều thời gian trong việc mô phỏng CFD.

Ở bài toán mô phỏng tua-bin gió, do hình dạng và các bề mặt cong của cánh quạt được cho là những cấu trúc hình học phức tạp. Do đó ở đây sẽ sử dụng lưới phi cấu trúc thay vì lưới cấu trúc để phù hợp với đặc điểm hình học của cánh mặc dù việc này sẽ làm tăng đáng kể thời gian và bộ nhớ tính toán.

Khi tiến hành chia lưới, cần đặt tên cho các bề mặt để thuận tiện cho việc chia lưới cũng như xét điều kiện biên ở giai đoạn sau. Ta bắt đầu chia lưới với kích thước lưới tổng thể là 0.5m và chia lưới bề cho các bề mặt cánh với tỉ lệ 5%, bề mặt giữa vùng xoay và vùng tĩnh có kích thước phần tử là 0.1m. Ngoài ra, để vùng không khí sát bề mặt cánh được tính toán chính xác, ta cần tạo lớp biên bao quanh cánh để bắt được chính xác hình dạng cánh.



Hình 3. Lưới ở vùng stator

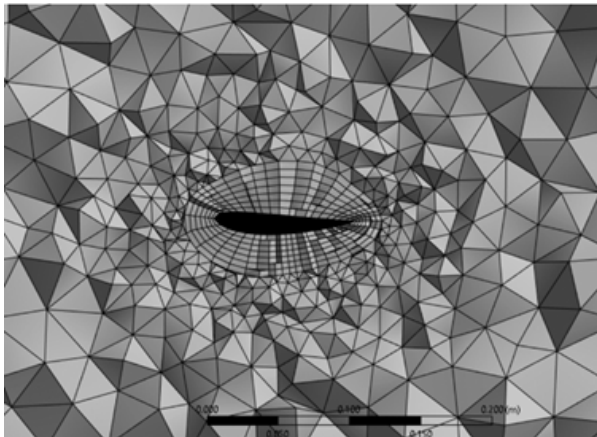


Hình 4. Lưới ở vùng Rotor

Để đảm bảo rằng lưới đã đủ tốt cho việc tính toán, ta cần kiểm tra chất lượng lưới. Ở đây sử dụng tiêu chuẩn Skewness cho chất lượng của từng phần tử lưới. Skewness đo lường mức độ méo mó của ô lưới so với một ô lý tưởng (hình vuông hoặc tam giác đều trong 2D, hình lập phương hoặc tứ diện cân đối trong 3D). Skewness được tính bằng công thức:

$$\text{Skewness} = 1 - \frac{\theta_{\min}}{\theta_{\text{ideal}}}$$





Hình 5. Lớp biên bao quanh bề mặt cánh

Hoặc:

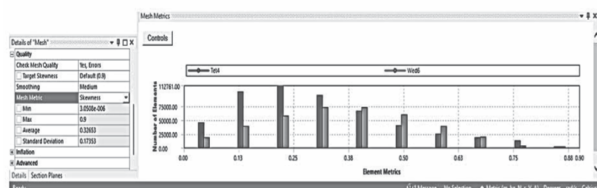
$$\text{Skewness} = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\text{ideal}}}{\theta_{\text{ideal}}}$$

Trong đó: $\theta_{\min}$ và $\theta_{\max}$ là góc nhỏ nhất và lớn nhất trong ô lưới.

θ_{ideal} là góc lý tưởng của ô lưới (90° cho hình vuông, 60° cho tam giác đều, 109.47° cho tứ diện đều).

Đối với loại lưới tetrahedral (lưới tứ diện), chỉ số Skewness không quá 0.9 thì lưới có thể chấp nhận được. Ở đây, max Skewness của lưới là 0.9, vậy ta xem như lưới đã đạt chuẩn Skewness.

Sau khi hoàn thành việc chia lưới, tổng số phần tử lưới là 886856 phần tử, phù hợp với độ chính xác mong muốn cũng như khả năng của thiết bị sử dụng.



Hình 6. Kiểm tra chất lượng lưới với chuẩn Skewness

c. Mô phỏng Fluent

Sau khi chia lưới, việc tiếp theo cần làm là setup các thông số như:

- Chế độ Steady và gia tốc trọng trường là 9.81 m/s^2 theo hướng vector trục z;

- Chọn mô hình rối k - ω SST;

- Chỉnh Cell Zone Condition, vùng xoay rotor chọn Frame Motion và chọn tâm quay tại điểm (0,0,0) vector trục quay là (0,-1,0) và tốc độ quay là 400 rpm;

- Điều kiện biên, sửa vùng bề mặt bao quanh không gian tĩnh thành pressure outlet, vận tốc tại Inlet là 10m/s;

- Reference Value ta chỉnh các thông số vật lý của không khí tại 30°C ;

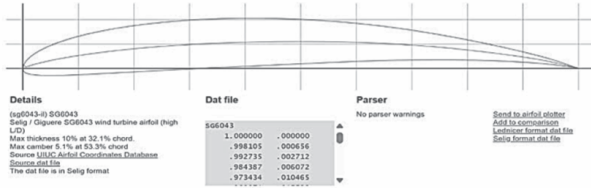
- Chọn Hybrid Initialization với số lần lặp là 15 giả sử điều kiện áp suất không đổi.

d. Chọn biên dạng cánh tầng hai

Do vận tốc gió đến tầng thứ hai giảm đáng kể, cùng với việc diện tích quét không đổi, nhằm đảm bảo việc công suất tầng thứ hai sinh ra không quá nhỏ và vẫn đáp ứng được yêu cầu phát điện, ta nên ưu tiên sử dụng loại biên dạng có tỷ lệ lực nâng/cản cao để tăng hệ số công suất. Ở đây chọn biên dạng SG6043 có trên trang web Airfoil Tools.

Biên dạng SG 6043 là một loại airfoil được thiết kế bởi Selig and Giguère, thường được sử dụng trong các ứng dụng liên quan đến tua-bin gió, mô hình máy bay và UAV. Đây là một biên dạng có hiệu suất cao, đặc biệt phù hợp với tốc độ thấp và Reynolds number nhỏ.

Biên dạng SG 6043 có độ dày lớn nhất bằng 10% và tại vị trí 32,1% dây cung. Độ cong tối đa là 5,1% tại vị trí 53,3% dây cung.



Hình 7. Biên dạng cánh SG 6043

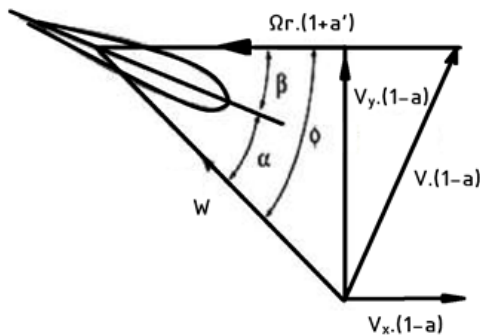
Cánh SG 6043 có tỷ lệ lực nâng và lực cản tối đa $(C_L/C_D)_{\max}$ là 66,467 tại giá trị góc tấn là 7 độ với $C_L = 1,3732$ và $C_D = 0,02066$.

e. Tính toán kích thước cánh tầng hai

Các thông số ban đầu như bán kính quét, tỷ tốc đầu cánh sẽ có giá trị bằng với giá trị của tầng cánh thứ nhất là $R = 1\text{m}$ và $\lambda = 4.189$. Số vòng quay là:

$$\Omega_2 = \frac{\lambda \cdot v_{10}}{R} \quad (10)$$

Chiều dài dây cung cánh vẫn được tính theo công thức tương tự với tầng cánh thứ nhất. Khác với tầng cánh thứ nhất, do vận tốc gió tới tầng cánh thứ hai đã có sự thay đổi phương và độ lớn không giống nhau tại cái vị trí phân tố. Vì vậy, công thức xác định góc tới ϕ sẽ có sự thay đổi.



Hình 8. Vector vận tốc gió tại tầng cánh hai

$$\tan \phi = \frac{V_y \cdot (1-a)}{\Omega r \cdot (1+a') - V_x \cdot (1-a)} \quad (11)$$

f. Tính toán công suất sinh ra

Lực nâng và lực cản của từng phân tố cánh được tính theo công thức:

$$dL = \frac{1}{2} \cdot \rho dA_b \cdot W^2 \cdot C_L \quad (12)$$

$$dD = \frac{1}{2} \cdot \rho dA_b \cdot W^2 \cdot C_D \quad (13)$$

Với: $dA_b = C \cdot dr$ là diện tích phân tố cánh đang xét (m^2).

$W = \frac{V_y \cdot (1-a)}{\sin \phi}$ là vận tốc tương đối tại phân tố cánh (m/s).

Moment quay dT được tính theo công thức:

$$dT = r \cdot (dL \cdot \sin \phi - dD \cdot \cos \phi) \quad (14)$$

Tổng moment quay tác dụng lên cả 3 cánh:

$$T = 3 \cdot \sum_{i=1}^{10} dT_i \quad (15)$$

Công suất mà tầng cánh thứ hai sinh ra:

$$P_2 = \Omega \cdot T \quad (16)$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Tầng cánh thứ nhất

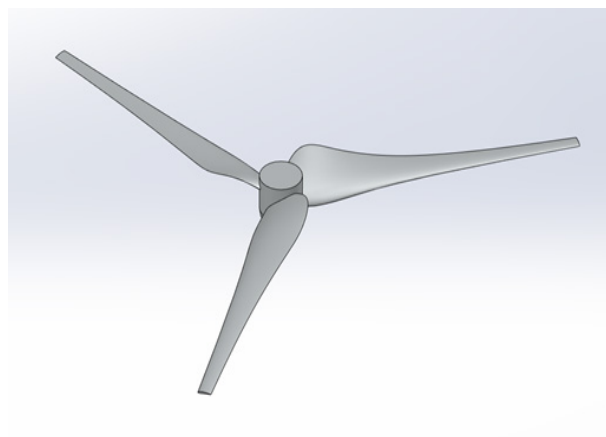
Dựa vào lý thuyết tính toán đã trình bày bên trên, ta có:



Bảng 1. Thông số thiết kế cánh tính toán

$x = r/R$	C/R	C (m)	a	a'	ϕ	α	β
0,1	0,184	0,1844	0,3333	0,9590	39,0914	6,5	32,5914
0,2	0,176	0,1769	0,3333	0,5179	27,6663	6,5	21,1663
0,3	0,139	0,1398	0,3333	0,4379	20,2513	6,5	13,7513
0,4	0,110	0,1101	0,3333	0,4242	15,6090	6,5	9,1090
0,5	0,089	0,0892	0,3333	0,4258	12,5850	6,5	6,0850
0,6	0,074	0,0744	0,3333	0,4309	10,5019	6,5	4,0019
0,7	0,063	0,0636	0,3333	0,4366	8,9936	6,5	2,4936
0,8	0,055	0,0555	0,3333	0,4418	7,8562	6,5	1,3562
0,9	0,041	0,0491	0,3333	0,4465	6,9702	6,5	0,4702
1,0	0,044	0,0440	0,3333	0,4505	6,2615	6,5	-0,2385

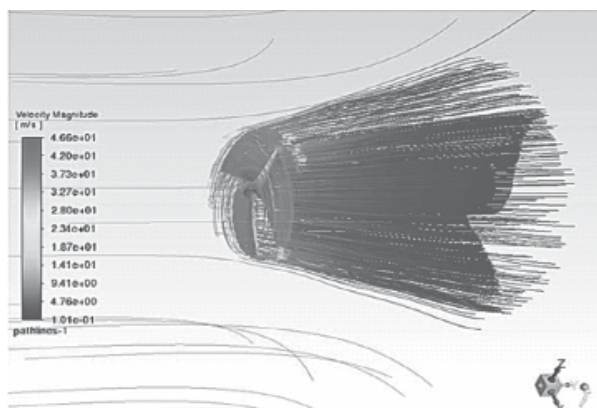
Dựa vào bảng thông số, dùng phần mềm Solidworks, lấy tâm khí động tại vị trí 25% dây cung cánh làm tâm xoay, vị trí $x = 0$ dùng biên dạng tròn, ta được hình dạng cánh như sau:



Hình 9. Rotor 1 vẽ trên phần mềm Solidworks

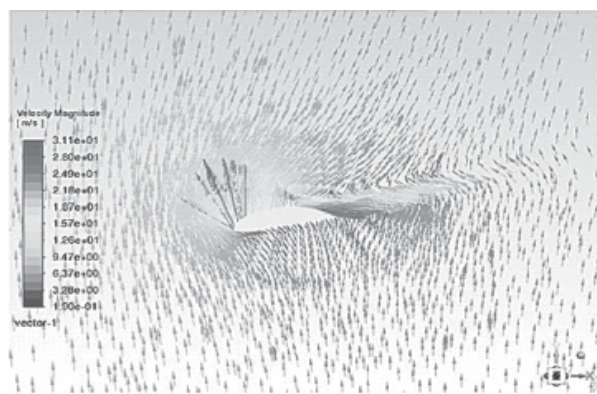
3.2. Kết quả phần mềm Ansys Fluent

Kiểm tra đường di chuyển của không khí, ta thấy không khí đi ra xung quanh giống hình ống dòng trong thuyết động lượng hướng trục, đồng thời vận tốc gió tại đầu cánh khoảng 42 m/s ứng với tỉ tốc đầu mút gần 4.2 đã chọn ban đầu. Vì vậy có thể xem kết quả này hoàn toàn hợp lý.

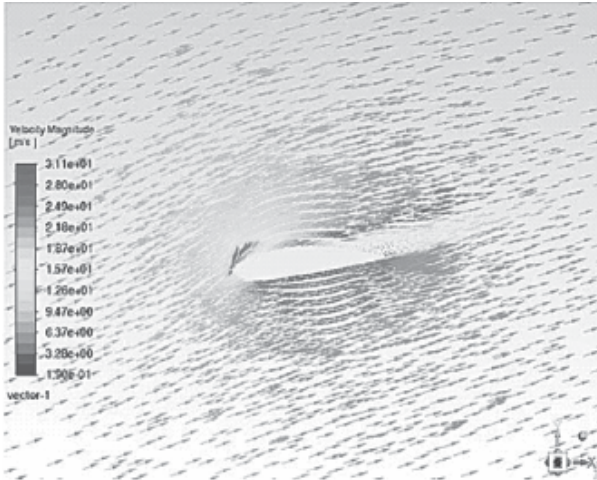


Hình 10. Hướng di chuyển của không khí

Tạo một Graphics để có thể xem được vector vận tốc gió, ta được kết quả như sau:



Hình 11. Trường vector vận tốc tuyệt đối qua phân tổ cánh



Hình 12. Trường vector vận tốc tương đối qua phân tử cánh

Khoảng cách giữa hai tầng cánh thường nằm vào khoảng 30-60% đường kính cánh quạt. Để tránh hai tầng quá gần nhau cũng như để không khí tăng độ ổn định khi tới tầng cánh sau, ta chọn khoảng cách là $0,4D = 0,4m$. Vậy, ta sẽ tìm vector vận tốc tại điểm cách tầng cánh hai về phía trước một đoạn khoảng 15cm. Tại

vị trí 10 phân tử cánh, ta được bảng giá trị như sau:

Bảng 2. Giá trị vận tốc tới tầng cánh thứ hai

x	Vận tốc V_x (m/s)	Vận tốc V_y (m/s)	Góc lệch (°)
0,1	3,301	2,864	49,055
0,2	2,691	5,560	25,827
0,3	1,712	5,012	18,859
0,4	0,913	5,279	9,812
0,5	0,651	5,737	6,474
0,6	0,574	5,809	5,643
0,7	0,337	5,931	3,252
0,8	0,265	6,230	2,436
0,9	0,096	6,429	0,855
1,0	-0,066	6,710	-0,564

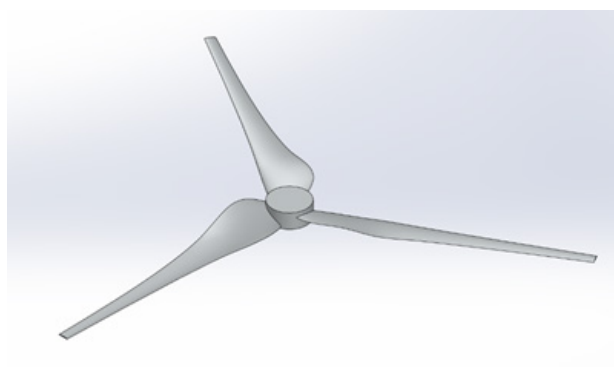
3.3. Tầng cánh thứ hai

Từ lý thuyết tính toán và kết quả từ phần mềm Ansys Fluent, ta có kích thước cho tầng cánh thứ hai như sau:

Bảng 3. Kích thước tầng cánh hai

$x = r/R$	C/R	C (m)	a	a'	ϕ	α	β
0,1	0,1521	0,1521	0,3333	0,9590	30,0101	7	23,0101
0,2	0,1459	0,1459	0,3333	0,5179	28,8121	7	21,8121
0,3	0,1154	0,1154	0,3333	0,4379	16,9199	7	9,9199
0,4	0,0909	0,0909	0,3333	0,4242	12,8694	7	5,8694
0,5	0,0736	0,0736	0,3333	0,4258	11,0395	7	4,0395
0,6	0,0615	0,0615	0,3333	0,4309	9,2611	7	2,2611
0,7	0,0525	0,0525	0,3333	0,4366	8,0263	7	1,0263
0,8	0,0458	0,0458	0,3333	0,4418	7,3397	7	0,3397
0,9	0,0406	0,0406	0,3333	0,4465	6,6923	7	-0,3077
1,0	0,0364	0,0364	0,3333	0,4505	6,2545	7	-0,7455





Hình 13. Rotor 2 vẽ trên phần mềm Solidworks

Lực tác dụng và momen xoắn của tầng cánh thứ hai được trình bày trong bảng sau:

Bảng 4. Giá trị lực tác dụng và momen xoắn của tầng cánh hai

x	W (m/s)	dAb (m ²)	dL (N)	dD (N)	dT (Nm)
0,1	3,818	0,015	0,1768	0,0027	0,00861
0,2	7,691	0,015	0,6887	0,0104	0,06456
0,3	11,481	0,012	1,2138	0,0183	0,10074
0,4	15,801	0,009	1,8099	0,0272	0,15063
0,5	19,974	0,007	2,3438	0,0353	0,20709
0,6	24,064	0,006	2,8391	0,0427	0,24885
0,7	28,318	0,005	3,3620	0,0506	0,29354
0,8	32,511	0,005	3,8631	0,0581	0,34870
0,9	36,778	0,004	4,3774	0,0659	0,40025
1	41,060	0,004	4,8920	0,0736	0,45980

Tổng moment quay tác dụng lên cả 3 cánh:

$$T = 3 \cdot \sum_{i=1}^{10} dT_i = 3 \cdot 2,283 = 6,8483 \text{ (Nm)}$$

Công suất mà tầng cánh thứ hai sinh ra:

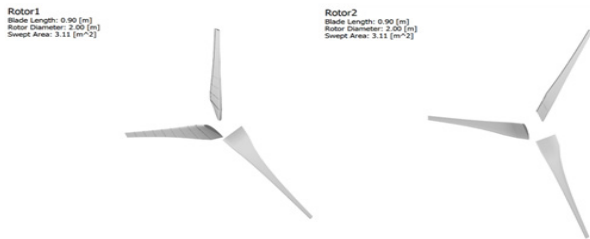
$$P_2 = \Omega \cdot T = 28,107 \cdot 6,8483 = 192,493 \text{ (W)}$$

3.4. Đánh giá hiệu quả tua-bin hai tầng cánh bằng phần mềm Qblade

Qblade là phần mềm chuyên dùng để

tính toán, thiết kế, mô phỏng và thử nghiệm các loại tua-bin gió. Phần mềm được tích hợp với Xfoil, một công cụ thiết kế và phân tích cánh máy bay. Việc kết hợp với Xfoil cho phép người dùng thiết kế cánh máy bay tùy chỉnh, tính toán hiệu suất của cánh và sử dụng chúng vào việc mô phỏng rotor của tua-bin gió.

Qblade phù hợp trong việc học tập và nghiên cứu do chúng cho người dùng cảm giác thực hành khi thiết kế tua-bin gió. Phần mềm thể hiện các mối quan hệ cơ bản giữa độ xoắn của cánh, dây cung cánh, hiệu suất,... một cách dễ dàng và trực quan.

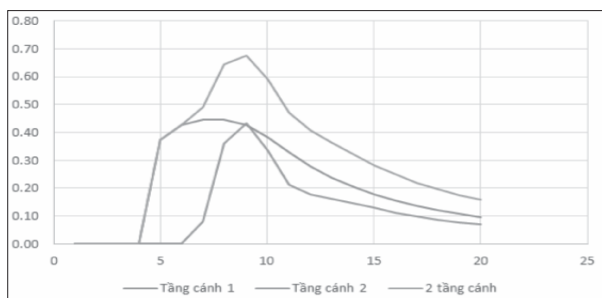


Hình 14. Rotor 1 và 2 sau khi nhập kích thước tính toán trong Qblade

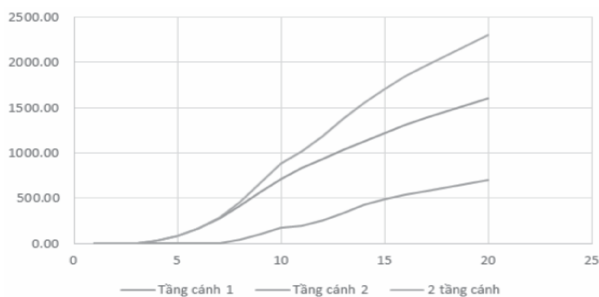
*Đánh giá hiệu quả năng lượng:

Trước tiên cần nhập các thông số tính toán như chiều dài dây cung, góc đặt cánh, tâm khí động cũng như biên dạng của hai tầng cánh vào phần mềm.

Sử dụng phần mềm Qblade để mô phỏng hai tầng cánh riêng biệt với giá trị Reynolds của tầng 1 và 2 lần lượt là 200000 và 100000. Kết quả mô phỏng được xuất ra file Excel để xử lý số liệu và ta được kết quả như sau:



Hình 15. Đồ thị thể hiện hệ số công suất và vận tốc gió



Hình 16. Đồ thị công suất theo vận tốc gió

Ta thấy rằng hệ số công suất lớn nhất mà tua-bin hai tầng đạt được rơi vào khoảng 67,56%, lớn hơn cả hiệu suất Betz là 59,3%. Nếu xem tầng cánh 1 như một tua-bin một tầng thông thường, ta sẽ thấy rằng hệ số công suất của tua-bin hai tầng sẽ cao hơn ở các giá trị vận tốc từ 6m/s trở lên. Điều này cho thấy tua-bin gió hai tầng có hiệu quả về mặt năng lượng vượt trội hơn so với loại tua-bin một tầng cánh truyền thống.

Qua đồ thị công suất, ta nhận thấy rằng tầng 1 bắt đầu hoạt động và tạo ra công suất ở vận tốc 3 m/s và tầng 2 bắt đầu hoạt động khi vận tốc gió là 7 m/s. Công suất tại vận tốc gió thiết kế 10 m/s là 887,21W, trong đó công suất tầng 1 là 713,47W và của tầng 2 là 173,74W. Kết quả này có chênh lệch so với kết quả tính toán là do hệ số công suất thiết kế chọn khá thấp để tăng diện tích quét cho tua-bin. Ngoài ra, kết quả còn chịu ảnh hưởng từ sai số Reynolds, trong khi thiết kế và tính toán thì giá trị Reynolds của các phân tổ cánh chỉ từ 122000 đến 168000, nhỏ hơn so với số Reynolds dùng trong Qblade.

Ngoài ra, kết quả mô phỏng Qblade của tầng cánh 2 có thể sẽ thấp hơn thực tế do thuật toán Qblade xem như gió tới tầng hai là vuông góc với diện tích quét. Vì vậy, ở tầng hai chỉ mô phỏng được phần độ lớn của vector vận tốc gió.

4. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu cho thấy thiết kế tua-bin gió hai tầng cánh mang lại hiệu suất khai thác năng lượng cao hơn đáng kể so với tua-bin một tầng truyền thống, đặc biệt là trong điều kiện gió thấp và trung bình. Việc sử dụng hai biên dạng cánh riêng biệt cho từng tầng – NACA 4415 cho tầng một và SG 6043 cho

tầng hai – giúp tối ưu hiệu suất ở từng giai đoạn dòng gió, tận dụng hiệu quả năng lượng còn lại sau khi qua tầng cánh đầu tiên. Ứng dụng mô phỏng CFD trong Ansys Fluent đóng vai trò quan trọng trong việc xác định chính xác vector vận tốc và hướng gió đến tầng hai, từ đó cải thiện thiết kế nhằm đạt được hệ số công suất tối ưu. Kết quả mô phỏng bằng Qblade cho thấy hệ số công suất cực đại đạt 67,56%, cao hơn giới hạn lý thuyết của Betz (59,3%). Tại tốc độ gió thiết kế 10 m/s, công suất toàn hệ thống đạt 887,21W, trong đó tầng hai đóng góp 173,74W – minh chứng rõ ràng cho hiệu quả tăng thêm của cấu trúc hai tầng. Tuy nhiên, nghiên cứu cũng chỉ ra một số thách thức cần khắc phục như độ chính xác trong mô phỏng, sai số Reynolds và yêu cầu kỹ thuật cao trong gia công, lắp đặt. Do đó, các thử nghiệm thực tế trong tương lai là cần thiết để đánh giá độ bền, hiệu suất và khả năng ứng dụng rộng rãi của thiết kế này trong các hệ thống năng lượng tái tạo tại Việt Nam.

Lời cảm ơn:

Chân thành cảm ơn Sở Khoa học và Công nghệ TP. Hồ Chí Minh đã tài trợ cho bài báo này qua Đề tài số KHCN2024030289. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **22/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

[1]. <http://nangluongvietnam.vn/news/vn/dien-hat-nhan-nang-luong-tai-ao/tong-tiem-nang-ky-thuat-dien-gio-tren-bo-va-ngoai-khoi-cua-viet-nam.html>

[2]. Le Dang Huy, Nguyen The Bao, Ngo Van Minh (2023), “*Experimental performance of a novel dual-stage counter-rotating small wind turbine and forming a validatable CFD computational model*”. Energies 16(14): 5510,

1-21.

[3]. Le Dang Huy, Nguyen The Bao (2022), “*Ứng dụng lý thuyết hệ số cánh trên tua-bin gió trục ngang để tính toán tua-bin gió hai giai đoạn*”. Tạp chí Phát triển Khoa học và Công nghệ, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.

[4]. Newman B (1986), “*Multiple actuator-disc theory for wind turbines*”. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 24:215-225.

[5]. Chantharasenawong C, Suwantragul B, Ruangwiset A (2008), “*Axial momentum theory for turbines with co-axial counter rotating rotors*”. In: Commemorative International Conference of the Occasion of the 4th Cycle Anniversary of KMUTT (SDSE2008), Bangkok, 2008.

[6]. Agrawal V (2010), “*Design and aero-acoustic analysis of a counter-rotating wind turbine*”. Purdue University.

[7]. Sundararaju H, Lo KH, Metcalfe R, Wang SS (2017), “*Aerodynamics and CFD analysis of equal size dual-rotor wind turbine*”. J Renew Sustain Energy 9(4).

[8]. Yin FF, Chen JJ, Li XK, Ye ZL, Tang W, Shen X, Guo XJ (2022), “*A blade element momentum model for dual-rotor wind turbines considering inter-rotor velocity interferences*”. Journal of Physics: Conference Series, Volume 2265.

[9]. Nguyen The Bao, Ngo Van Minh (2021), Bảng Sáng chế “*Tua-bin gió hai giai đoạn với trục quay độc lập*”. Số 1-2021-03837 của Cục Sở hữu Trí tuệ Quốc gia.

[10]. Nguyễn Thế Bảo (2023), “*Giáo trình Năng lượng tái tạo và sự phát triển bền vững*”. NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

[11]. H K Versteeg, W Malalasekera (2007), “*An Introduction to Computational Fluid Dynamics*”.

[12]. Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., & Bossanyi, E. (2011), “*Wind energy handbook*” (2nd ed.). Wiley.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA VẬN TỐC GÓC QUAY NGƯỢC ĐẾN TÀN MÁT KHI PHÓNG VẬT THỂ HÌNH CẦU

RESEARCH OF THE EFFECT OF BACKWARD ANGULAR VELOCITY ON THE DISPERSION OF DROP POINTS WHEN LAUNCHING A SPHERICAL OBJECT

TS. Lê Hữu Ban*, TS. Nguyễn Hải Minh, TS. Nguyễn Thế Lực,

TS. Nguyễn Như Cần, KS. Trần Thanh Hà

Khoa Vũ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

*Email: lehuuban.mta@gmail.com

TÓM TẮT

Mô phỏng CFD được sử dụng để nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc góc quay ngược (backspin) đến hàm lực cản tiếp tuyến (C_D) và hàm lực cản pháp tuyến (C_L). Trên cơ sở đó, phương pháp Monte Carlo được sử dụng để xác định ảnh hưởng của vận tốc backspin đến tán mát của vật thể hình cầu khi phóng. Đối tượng nghiên cứu là một quả bóng nhựa đã được thực nghiệm khí động, vận tốc chuyển động nhỏ. Kết quả cho thấy: khi vận tốc backspin tăng, giá trị các hệ số lực cản tăng gần tuyến tính; ứng với một giá trị vận tốc backspin, khi vận tốc chuyển động của vật tăng, lực cản tiếp tuyến giảm, lực cản pháp tuyến tăng, các hệ số lực cản tiệm cận đến giá trị không đổi trong dải vận tốc nhỏ.

Từ khóa: Lực cản tiếp tuyến; Lực cản pháp tuyến; CFD.

ABSTRACT

CFD simulation is used to research the effect of backspin angular velocity on tangential drag function (C_D) and normal drag function (C_L). On that basis, Monte Carlo method is used to determine the effect of backspin velocity on the dispersion of drop points when launching a spherical object. The research object is a plastic ball which has been experimentally measured aerodynamically, it has a small moving velocity. The results show that: when the backspin velocity increases, the values of the drag coefficients increase almost linearly; corresponding to a value of backspin velocity, when the object's moving velocity increases, the tangential drag decreases, the normal drag increases, and the drag coefficients approach a constant value in a small velocity range.

Keywords: Tangential drag function; Normal drag function; CFD.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Chuyển động của các vật thể hình cầu được ứng dụng rất nhiều trong đời sống, đặc biệt là các môn thể thao. Trong lĩnh vực quân sự, một số mô hình bán tự nhiên hệ thống ĐKHL Pháo phòng không sử dụng đạn hình cầu để mô phỏng quỹ đạo chuyển động của đạn khi bắn. Có nhiều yếu tố gây nên tán mát của vật thể hình cầu, trong số đó có ảnh hưởng của chuyển động tự quay, còn gọi là chuyển động spin. Chuyển động tự quay của vật thể hình cầu làm xuất hiện hiệu ứng Magnus, từ đó sinh ra lực nâng tác dụng lên vật [1], [2], làm thay đổi quỹ đạo chuyển động và các đặc trưng tán mát khi bắn. Một số bài báo đã nghiên cứu các đặc trưng khí động của vật thể hình cầu quay [1],

[2]... Tuy nhiên, các công bố này chưa nghiên cứu chuyển động của vật thể hình cầu theo khía cạnh tán mát. Bài báo tập trung nghiên cứu ảnh hưởng của một thành phần chuyển động tự quay đó là chuyển động quay ngược, còn gọi là backspin đến đặc trưng tán mát của vật thể hình cầu khi phóng với vận tốc nhỏ hơn 30 m/s [1].

2. MÔ HÌNH PHƯƠNG PHÁP SỐ

2.1. Điều kiện biên

Để mô phỏng dòng khí chảy qua vật thể hình cầu có chuyển động backspin. Bài báo lựa chọn mô hình dòng chảy và thiết lập điều kiện biên như trong Bảng 1 [2].

Bảng 1. Điều kiện biên và mô hình dòng chảy

Inlet	Outlet	Wall	Fluid Models
Velocity-inlet	Pressure-Outlet	Thành ống: Stationary Bóng: Rotational	Vicous: SST k - omega

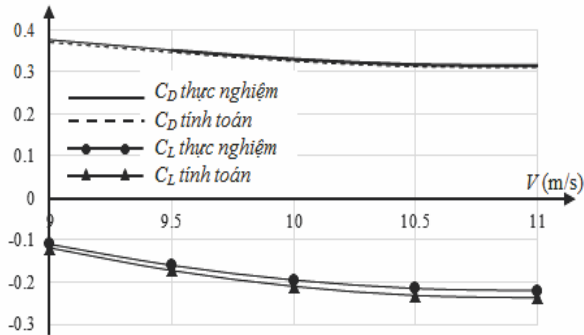
2.2. Xác minh mô hình CFD

Để thuận tiện kiểm tra tính chính xác của mô hình phương pháp số, bài báo tính toán các đặc trưng khí động C_D và C_L của vật thể hình cầu và một quả bóng nhựa đã được thực nghiệm khí động, thể hiện trong Bảng 2 [1].

Bảng 2. Một số thông số của vật thể hình cầu dùng trong mô phỏng CFD

Hình dạng	Vật liệu	Khối lượng	Đường kính	Sơ tốc	Vận tốc backspin
Cầu rỗng	HollowPlastic	92 g	228 mm	9 ÷ 11 (m/s)	367 rpm

Kết quả tính toán và kết quả thực nghiệm được thể hiện đồng thời trên cùng hệ trục tọa độ, như trong Hình 1. Kết quả tính toán khá tương đồng với kết quả thực nghiệm và mô tả đúng quy luật thay đổi của các đặc trưng khí động theo vận tốc dòng khí.

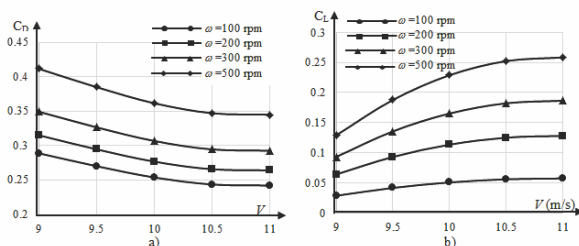


Hình 1. Sự phụ thuộc của các hệ số khí động vào vận tốc chuyển động tương đối

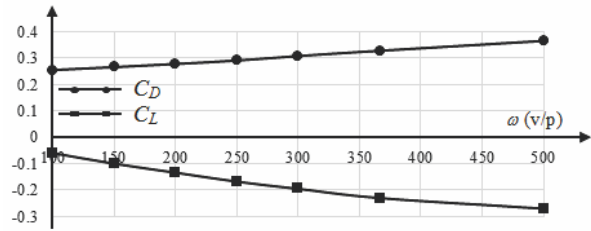
2.3. Ảnh hưởng của vận tốc backspin đến các đặc trưng khí động

Sử dụng mô hình phương pháp số đã nêu để tính toán các đặc trưng khí động cho quả bóng trong Bảng 2. Sự ảnh hưởng của vận tốc backspin đến các đặc trưng khí động được thể hiện trong các Hình 2-a và Hình 2-b.

Với một vận tốc không đổi của dòng khí, $V = 10\text{m/s}$, sự phụ thuộc của các đặc trưng khí động vào vận tốc backspin được thể hiện trong Hình 3.



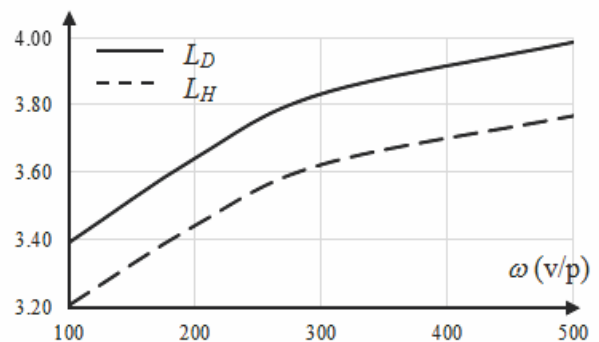
Hình 2. Sự ảnh hưởng của vận tốc backspin đến các đặc trưng khí động



Hình 3. Sự phụ thuộc của các hệ số khí động vào vận tốc backspin khi $V = 10\text{m/s}$

3. ẢNH HƯỞNG CỦA VẬN TỐC BACKSPIN ĐẾN TẢN MÁT

Sử dụng phương pháp mô phỏng ngẫu nhiên Monte Carlo để xác định trung tâm tản mát trung bình và các đặc trưng tản mát của điểm rơi của quả bóng [3], [4]. Bộ thông số chuyển động ban đầu của bóng là: $V_0 = 11$ (m/s); $\theta_0 = 30^\circ$; $r_{V_0} = 0.5\%$; $r_{\theta_{0x}} = 0.5\%$; $r_{\theta_{0z}} = 0.5\%$. Kết quả là sự phụ thuộc các đặc trưng tản mát điểm rơi L_D , L_H vào vận tốc backspin, được thể hiện trong Hình 4.



Hình 4. Sự phụ thuộc của các đặc trưng tản mát vào vận tốc backspin

4. KẾT LUẬN

Bài báo sử dụng mô hình CFD nghiên cứu các đặc trưng khí động và phương pháp Monte Carlo tính toán các đặc trưng tản mát cho vật thể hình cầu khi phóng. Một số kết quả thu được:

Ứng với một vận tốc backspin, khi vận tốc chuyển động của bóng tăng (nhưng không lớn hơn 30m/s), hệ số lực cản tiếp tuyến giảm dần, hệ số lực cản pháp tuyến tăng dần, cả hai hệ số lực cản đều tiệm cận giá trị không đổi.

Nếu vận tốc chuyển động của bóng không đổi, sự phụ thuộc của các hệ số lực cản vào vận tốc backspin là gần như tuyến tính.

Khi vận tốc backspin tăng, các đặc trưng tản mát tăng.

Kết quả của bài báo góp thêm cơ sở lý thuyết để nghiên cứu ảnh hưởng của một số yếu tố thuật phóng khác đến tản mát một số loại đạn sử dụng trong quân sự. Kết quả bài báo là một phần nội dung của đề tài mã số 24.TXM.07 do Học viện Kỹ thuật Quân sự quản lý. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Rod Cross, “*Aerodynamics in the classroom and at the ball park*”. In American Journal of Physics, 2012.
- [2]. Bin Lyu, Lloyd Smith, Jack Elliott and Jeff Kensrud, “*The dependence of baseball lift and drag on spin*”. In Journal of Sports Engineering and Technology.
- [3]. Bộ môn Cơ sở bắn, “*Giáo trình thuật phóng ngoài*”. Học viện Kỹ thuật Quân sự, 2003.
- [4]. Mark Ilg, Jonathan Rogers, Mark Costello, Mark Costello, “*Projectile Monte-Carlo Trajectory Analysis Using a Graphics Processing Unit*”. In AIAA Conference, 2011.

TỐI ƯU HÓA CÁC THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐỂ NÂNG CAO KHẢ NĂNG TẠO HÌNH KHI GIA CÔNG BIẾN DẠNG DẪO CỤC BỘ CHI TIẾT HÌNH CHÓP TỨ GIÁC VẬT LIỆU Al1050

OPTIMIZING PROCESS PARAMETERS TO IMPROVE THE FORMING ABILITY
IN INCREMENTAL SHEET FORMING OF QUADRILATERAL PYRAMIDAL PARTS
MADE OF AA1050 MATERIAL

Hoàng Trung Kiên^{1,*}, Dương Trung Hiếu²

¹Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

²Trường Cao đẳng Cơ khí Nông nghiệp

*Email: htk@tnut.edu.vn

TÓM TẮT

Hợp kim nhôm Al1050 là một trong những kim loại được sử dụng phổ biến nhất trong các ngành công nghiệp trọng điểm và dân dụng, vì vậy, cải thiện khả năng tạo hình của Al1050 đóng một vai trò vô cùng quan trọng. Gia công biến dạng dẻo cục bộ tấm kim loại (ISF) ngày càng thể hiện được vai trò quan trọng trong lĩnh vực gia công tấm và đặc biệt phù hợp để tạo hình hợp kim nhôm. Nghiên cứu này tập trung đánh giá ảnh hưởng tổng hợp của đường kính dụng cụ (D), bước tiến dụng cụ (t), góc nghiêng thành tường (α) đến khả năng tạo hình trong quá trình gia công chi tiết hình chóp tứ giác vật liệu Al1050. Khả năng tạo hình của vật liệu được thể hiện thông qua chiều cao tạo hình (H). Kết quả thí nghiệm chỉ ra rằng α có ảnh hưởng lớn nhất tới khả năng tạo hình của vật liệu, chiếm tới 62,0%. Tiếp đến là ảnh hưởng của t và D lần lượt là 23,3% và 11,5%. Chiều cao tạo hình tối đa đạt được là $H = 26,0\text{mm}$ khi $\alpha = 70^\circ$, $t = 0,5\text{mm}$ và $D = 14\text{mm}$. Phương trình toán học thể hiện sự ảnh hưởng của ba thông số trên tới khả năng tạo hình đã được xây dựng. Từ đó cho thấy để có thể đạt được khả năng tạo hình tốt nhất của vật liệu thì nên chọn α nhỏ kết hợp với t nhỏ.

Từ khóa: Thông số công nghệ; Khả năng tạo hình; ISF; Al1050; Taguchi.

ABSTRACT

Aluminum alloy AA1050 is one of the most commonly used metals in key industrial and civil sectors, so improving the formability of AA1050 plays an extremely important role. Incremental sheet forming (ISF) process is increasingly playing an important role in the field of sheet metal forming and is especially suitable for forming aluminum alloys. This study focuses on evaluating the combined effects of tool diameter (D), step size (t), and wall angle (α) on the formability during the forming of quadrilateral pyramidal parts of AA1050 material. The formability of the material is expressed through the forming height (H). The experimental results show that α has the greatest influence on the formability of the material, accounting for 62.0%. Next are the effects of t and D , which are 23.3% and 11.5%, respectively. The maximum forming height achieved is $H = 26.0\text{mm}$ when $\alpha = 70^\circ$, $t = 0.5\text{mm}$ and $D = 14\text{mm}$. The mathematical equation showing the influence of the

above three parameters on the forming ability has been built. From that, it can be seen that in order to achieve the best forming ability of the material, it is recommended to choose a small α combined with a small t .

Keywords: *Process parameters; Forming ability; ISF; AA1050; Taguchi.*

1. GIỚI THIỆU

Tấm kim loại ngày càng được sử dụng phổ biến trong tạo hình các chi tiết ứng dụng trong những ngành công nghiệp trọng điểm như hàng không vũ trụ, ô tô, quốc phòng, an ninh, trong y tế, kiến trúc, điêu khắc [1]. Các chi tiết tạo hình từ tấm có thể được gia công hiệu quả bằng những phương pháp truyền thống như: dập, cán, ép, uốn... [2]. Tuy nhiên, trong thực tế sản xuất lại gặp phải những thách thức phức tạp như: thay thế thân máy bay, các bộ phận khác của máy bay, tàu vũ trụ, tàu thủy, các bộ phận trên cơ thể người hoặc cần tạo mẫu nhanh, gia công vật liệu mới... mà hệ thống sản xuất chưa có sẵn khuôn, dụng cụ gia công, máy gia công chuyên dùng... Do đó luôn có nhu cầu về việc phát triển các phương pháp sản xuất mới, linh hoạt, khắc phục nhược điểm của các phương pháp truyền thống, mang lại hiệu quả kinh tế, kỹ thuật cao. Gia công biến dạng dẻo cục bộ tấm kim loại (Incremental sheet forming - ISF) là một trong những phương pháp mới, đáp ứng được những đòi hỏi trên. Đây là một phương pháp với hệ thống công nghệ, đồ gá, dụng cụ gia công đơn giản nhưng lại có thể tạo hình những chi tiết phức tạp, linh hoạt, chất lượng cao, giá thành thấp [3].

Tính tới thời điểm hiện tại, đã có nhiều nghiên cứu về ISF, tập trung vào đánh giá ảnh hưởng của các thông số công nghệ trong quá trình gia công tới khả năng tạo hình, lực tạo hình, độ chính xác, chất lượng bề mặt... G. Ambrogio [4] nghiên cứu ảnh hưởng của các

thông số công nghệ đến giới hạn tạo hình khi gia công biến dạng dẻo cục bộ hợp kim AZ31. Kết quả chỉ ra rằng bước tiến dụng cụ có ảnh hưởng lớn trong khi đường kính dụng cụ có ảnh hưởng không đáng kể. Nghiên cứu của J. Duflou [5] trên tấm Al3003-O chỉ ra rằng bước tiến dụng cụ, đường kính dụng cụ, góc nghiêng thành tường tăng thì khả năng tạo hình giảm. Kumar [6] đánh giá ảnh hưởng của các thông số công nghệ và chỉ ra rằng góc nghiêng thành tường có ảnh hưởng lớn nhất tới khả năng tạo hình của AA2024-O. Guoqiang Fan [7] nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của dòng điện, kích thước dụng cụ, bước tiến dụng cụ, tốc độ tiến dụng cụ đến khả năng tạo hình khi gia công AZ31 và hợp kim TiAl2Mn1.5.

Bài báo này trình bày nghiên cứu thực nghiệm xác định ảnh hưởng của đường kính dụng cụ, bước tiến dụng cụ, góc nghiêng thành tường đến khả năng tạo hình của Al1050. Bên cạnh đó, bài báo xây dựng hàm toán học thể hiện ảnh hưởng của thông số đầu vào D , t , α tới thông số đầu ra H .

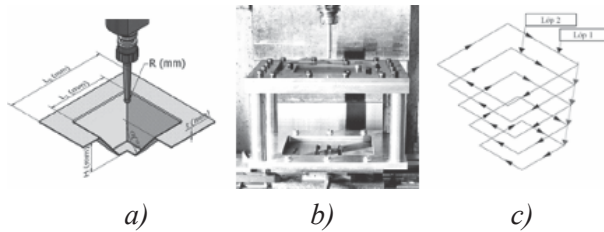
2. THIẾT KẾ THÍ NGHIỆM

2.1. Vật liệu và hình dạng chi tiết thí nghiệm

Nghiên cứu sử dụng tấm hợp kim nhôm Al1050 hình vuông có cạnh 200 mm và dày 1,0 mm. Biên dạng tạo hình là hình chóp tứ giác có đáy lớn là hình vuông cạnh 120 mm, chiều cao tạo hình H (mm) và góc nghiêng thành tường là $\alpha(^{\circ})$ (Hình 1a).

2.2. Đồ gá và thiết bị thí nghiệm

Các thí nghiệm được tiến hành trên máy phay CNC Mazak 3 trục với hệ thống gia công thể hiện trên Hình 1b.



Hình 1. (a) Chi tiết gia công, (b) Sơ đồ gia công, (c) Đường dẫn dụng cụ

Phôi được kẹp giữa tấm đỡ cố định và tấm chặn của đồ gá. Dụng cụ tạo hình có phần đầu dạng chỏm cầu được tôi đạt độ cứng 60HRC. Tấm hợp kim nhôm Al1050 dày 1,0 mm được sử dụng trong tất cả các thí nghiệm. Đường dẫn dụng cụ được tạo bằng phần mềm MasterCam (Hình 1c). Các thí nghiệm được tiến hành với $S = 3000$ (v/p) và $F = 2000$ (mm/p) còn D , t , α thay đổi.

2.3. Thiết kế thực nghiệm

Nghiên cứu ứng dụng phương pháp thiết kế thực nghiệm Taguchi, phân tích phương sai ANOVA và phần mềm Matlab để xây dựng mô hình toán học biểu diễn mối quan hệ giữa các thông số đầu vào D , t , α đến H . Từ quan điểm về chất lượng, có ba loại đặc tính chất lượng như sau: Thấp hơn tốt hơn, giá trị tiêu chuẩn là tốt nhất, cao hơn tốt hơn. Việc chuyển đổi một tập hợp các quan sát thành một số đơn lẻ, tỷ số S/N được thực hiện theo hai bước. Đầu tiên bình phương độ lệch (MSD) được tính toán. Sau đó, tỷ số S/N được xác định từ MSD theo công thức:

$$S/N = -10\log(MSD) \quad (1)$$

Nếu đặc tính chất lượng cao hơn tốt hơn, MSD được định nghĩa:

$$MSD = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r \left(\frac{1}{y_i^2} \right) \quad (2)$$

Nếu đặc tính chất lượng thấp hơn tốt hơn, MSD được xác định theo công thức:

$$MSD = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r y_i^2 \quad (3)$$

Nếu đặc tính chất lượng giá trị danh nghĩa là tốt nhất, MSD được định nghĩa:

$$MSD = \frac{\bar{y}^2}{S_y^2} \quad (4)$$

Trong đó: $\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^r y_i}{r}$, $S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^r (y_i - \bar{y})^2}{r-1}$
 y_i là tất cả các giá trị kiểm tra của các thực nghiệm, r là số lần kiểm tra trong mỗi thực nghiệm, y_0 là giá trị tiêu chuẩn hoặc giá trị mục tiêu.

Thiết kế thực nghiệm tương ứng khi gia công với các thông số như Bảng 1.

Bảng 1. Các thông số đầu vào (D , t , α) và đầu ra (H)

Thông số	Miền giá trị khảo sát	Thông số đầu ra
D (mm)	6; 10; 14	H (mm)
t (mm)	0,5; 1,0; 1,5	
α (°)	70; 80; 90	

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Từ những khảo sát sơ bộ cho thấy đường kính dụng cụ, bước tiến dụng cụ và góc nghiêng thành tường có ảnh hưởng lớn tới khả năng tạo hình của vật liệu, chính vì vậy nghiên cứu này tiến hành khảo sát ảnh hưởng của ba thông số trên tới đầu ra là chiều cao tạo hình của chi tiết hình chóp tứ giác. Kết quả thí nghiệm được thể hiện trong bảng 2. Sản phẩm thí nghiệm ở Hình 2a.

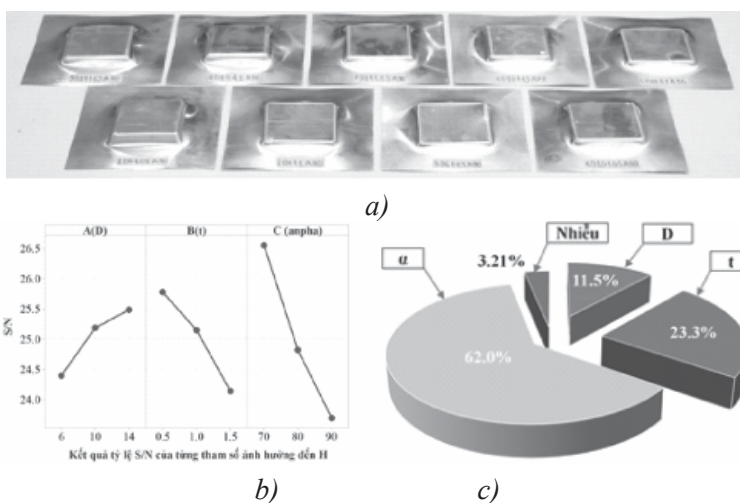
Bảng 2. Kết quả thí nghiệm ảnh hưởng của D , t , α đến H

TT	A(D)	B(t)	C (α)	H (mm)	S/N
1	6	0.5	90	14.5	23.227
2	6	1	80	17.5	24.861
3	6	1.5	70	18.0	25.105
4	10	0.5	80	19.5	25.801
5	10	1	70	20.5	26.235
6	10	1.5	90	15.0	23.522
7	14	0.5	70	26.0	28.299
8	14	1	90	16.5	24.350
9	14	1.5	80	15.5	23.807

Bảng 3. Kết quả ANOVA cho chiều cao tạo hình H

Thứ tự	Tham số	Ý nghĩa S/N của từng cấp			Tổng bình phương	Phần trăm phân bố (%)
		1	2	3		
1	D	24,398	25,186	25,485	5,444	11,5%
2	t	25,776	25,149	24,145	11,028	23,3%
3	A	23,700	24,823	26,547	29,361	62,0%
Nhiều					1,520	3,21%
Tổng					47,353	100,00%

Từ lý thuyết về phân tích phương sai ANOVA, lý thuyết tối ưu, kết hợp với chương trình Matlab, ta có biểu đồ phân mức tối ưu các thông số và biểu đồ tỷ lệ phần trăm ảnh hưởng của các thông số được thể hiện lần lượt như Hình 2b và Hình 2c.



Hình 2. (a) Sản phẩm của các thí nghiệm, (b) Kết quả tỷ lệ S/N của từng tham số ảnh hưởng đến H , (c) Mức độ ảnh hưởng các tham số đến H

Từ biểu đồ mức độ ảnh hưởng của các yếu tố ta thấy: góc nghiêng thành tường (α) có ảnh hưởng lớn nhất (62%) đến chiều cao tạo hình của chi tiết. Khi (α) lớn thì khả năng tạo hình giảm. Nguyên nhân là do với góc nghiêng thành tường lớn thì quá trình gia công cần làm biến dạng một lượng vật liệu lớn hơn khiến cho lực tạo hình tăng nhanh làm cho vật liệu dễ bị phá hủy. Bên cạnh đó, góc nghiêng thành tường lớn cũng khiến cho diện tích tiếp xúc giữa dụng cụ và chi tiết lớn hơn, lượng vật liệu bị biến dạng lớn hơn khiến lực tăng và nứt gãy dễ xảy ra. Bước tiến dụng cụ (t) là thông số ảnh hưởng tiếp theo với 23%, khi (t) giảm thì khả năng tạo hình tăng lên. Khi bước tiến nhỏ, khoảng cách giữa hai lớp tạo hình nhỏ hơn, dụng cụ dịch chuyển bám sát biên dạng cần tạo hơn, lượng kim loại bị biến dạng nhỏ hơn, lực tạo hình nhỏ hơn giúp vật liệu khó bị phá hủy hơn, đồng nghĩa với việc khả năng tạo hình tăng lên. Đường kính dụng cụ (D) ảnh hưởng ít nhất với phần trăm ảnh hưởng là 11%. Ảnh hưởng của yếu tố nhiều là 3,21%.

Hàm hồi quy phi tuyến về chiều cao tạo hình của chi tiết hình chóp tứ giác được xác định như phương trình dưới đây:

$$H = 1,89279.D^{0,15669}.t^{-0,184485}.\alpha^{0,371294} \quad (5)$$

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã xây dựng được mối quan hệ giữa ba thông số quan trọng là góc nghiêng thành tường, bước tiến dụng cụ, đường kính dụng cụ tới chiều cao tạo hình khi gia công Al1050 bằng phương pháp ISF. Khả năng tạo hình tốt nhất của vật liệu đạt được ở chế độ gia công tối ưu khi $\alpha = 70^\circ$, $t = 0,5\text{mm}$ và $D = 14\text{mm}$. Góc nghiêng thành tường có ảnh hưởng lớn nhất đến chiều cao tạo hình (62,0%), ảnh hưởng của bước tiến dụng cụ và đường kính

dụng cụ thấp hơn với giá trị lần lượt là 23,3% và 11,5%. Phương trình toán học thể hiện mối quan hệ giữa ba thông số đầu vào và chiều cao tạo hình đã được xây dựng và được thực nghiệm kiểm chứng khẳng định có độ chính xác cao.

Lời cảm ơn:

Tác giả xin gửi lời cảm ơn tới Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên đã hỗ trợ kinh phí để thực hiện nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 05/3/2025

Ngày phản biện: 27/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Paul Kah, "Advancements in Intelligent Gas Metal Arc Welding Systems: Fundamentals and Applications". Woodhead Publishing Series in Welding and Other Joining Technologies 2021, Pages 309-325.
- [2]. Maziar Ramezani, Zaidi M. Ripin, "Introduction to sheet metal forming processes". Rubber-Pad Forming Processes Technology and Applications, 2012, Pages 1-22.
- [3]. Ajay, Ravi Kant Mittal, "Incremental Sheet Forming Technologies: Principles, Merits, Limitations, and Applications". By CRC Press, 2020.
- [4]. Ambrogio, G., Filice, L., & Manco, G. L. (2008), "Warm incremental forming of magnesium alloy AZ31". CIRP Annals, 57(1), 257-260.
- [5]. J. Dufloy, Y. Tunçkol, A. Szekeres and P. Vanherck, "Experimental study on force measurements for single point incremental forming". Journal of Materials Processing Technology, 189 (2007) 65-72.
- [6]. Kumar, Ajay, Vishal Gulati, Parveen Kumar, Vinay Singh, Brijesh Kumar, and Hari Singh, "Parametric Effects on Formability of AA2024-O Aluminum Alloy Sheets in Single Point Incremental Forming". Journal of Materials Research and Technology 8, no. 1 (2019): 1461-1469.
- [7]. Fan, G., Gao, L., Hussain, G., & Wu, Z. (2008), "Electric hot incremental forming: A novel technique". International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48(15), 1688-1692.

PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC PHI TUYẾN CỦA TẤM FG-CNTRC CÓ GÂN TRÊN NỀN ĐÀN HỒI

NONLINEAR DYNAMIC ANALYSIS OF STIFFENED FG-CNTRC PLATES ON AN ELASTIC FOUNDATION

TS. Nguyễn Văn Thành

Bộ môn Kỹ thuật cơ sở, Khoa Khoa học Cơ bản, Học viện Hậu cần

Email: nguyenvanthanh8583@gmail.com

TÓM TẮT

Bài báo phân tích động lực học phi tuyến của tấm composite được gia cường bởi các sợi nano các bon (FG-CNTRC) có gân trên nền đàn hồi. Các tính chất của vật liệu FG-CNTRC được giả thiết biến đổi theo chiều dày tấm theo quy luật hàm tuyến tính. Bài báo sử dụng lý thuyết biến dạng cắt bậc cao, kết hợp với phương pháp Bubnov - Galerkin để thu được phương trình tổng quát dùng để phân tích động lực học tấm FG-CNTRC có gân gia cường chịu tác dụng của tải kích động vuông góc với bề mặt tấm $q(t)$ biến đổi điều hòa theo thời gian. Việc phân tích động lực học phi tuyến của tấm đã chỉ ra ảnh hưởng của gân, các tham số hình học, tải trọng, kiểu phân bố các ống nano các bon, tỷ lệ thể tích các thành phần vật liệu và nền đàn hồi đến đáp ứng động lực học của tấm FG-CNTRC. Kết quả số được đưa ra với tấm FG-CNTRC chữ nhật liên kết bản lề bốn cạnh.

Từ khóa: Đáp ứng động; Tấm FG-CNTRC có gân; Lý thuyết tấm cổ điển; Nền đàn hồi.

ABSTRACT

This paper analyzes the nonlinear dynamics of a functionally graded carbon nanotube-reinforced composite (FG-CNTRC) plate with stiffeners on an elastic foundation. The material properties of the FG-CNTRC plate are assumed to vary along the thickness direction following a linear function. A higher-order shear deformation theory is applied, combined with the Bubnov-Galerkin method, to derive the governing equations for analyzing the dynamic behavior of the stiffened FG-CNTRC plate subjected to a time-harmonic transverse excitation load. The nonlinear dynamic analysis of the plate reveals the effects of stiffeners, geometric parameters, loading conditions, carbon nanotube distribution patterns, volume fractions of constituent materials, and the elastic foundation on the dynamic response of the FG-CNTRC plate. Numerical results are presented for a rectangular FG-CNTRC plate with four hinged edges.

Keywords: Dynamic response; Stiffened FG-CNTRC plate; Classical plate theory; Elastic foundation.

1. MỞ ĐẦU

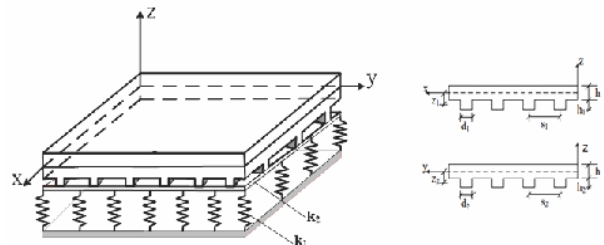
Tấm có gân gia cường là loại kết cấu được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực xây dựng, hàng không, vũ trụ, hàng hải... Hiện nay đã có nhiều kết quả nghiên cứu trong và ngoài nước về các bài toán tĩnh và động (tuyến tính, phi tuyến) về tấm và vỏ FG-CNTRC tiêu biểu như: Lei cùng các cộng sự [5] nghiên cứu ứng xử của tấm FG-CNTRC sử dụng lý thuyết biến dạng trượt bậc nhất. Mirzaei và Kiani [6] đã nghiên cứu các rung động tự do của tấm composite gia cố bằng SWCNTs. Mirzaei cùng các cộng sự [7] phân tích tuyến tính một vỏ hình nón làm bằng composite polymer – carbon nanotube bị mất ổn định trong môi trường nhiệt độ. Shen [8] đã phân tích ổn định tĩnh của vỏ trụ tròn làm bằng vật liệu nanocomposite được gia cường bởi SWCNTs (single-walled carbon nanotubes) chịu tác dụng của nhiệt độ tăng đều. Ngoài ra, Song cùng các cộng sự [9] cũng đã nghiên cứu đáp ứng động học của vỏ trụ tròn làm bằng vật liệu composite gia cố bằng CNT (carbon nanotube). Shen và Xiang [10] đã phân tích các đáp ứng động học phi tuyến của panel trụ CNTRC chịu uốn và biên độ dao động lớn đặt trên nền đàn hồi trong môi trường nhiệt độ. Zhang cùng các cộng sự [11] cũng đã trình bày một phương pháp phân tích các ứng xử của tấm tam giác FG-CNTRC theo tải trọng phân bố nằm ngang... Trong nước, các nhóm tác giả như: Đào Huy Bích, Hoàng Văn Tùng, Trần Ích Thịnh, Nguyễn Đình Đức... cũng có nhiều công bố về ổn định tĩnh và động của tấm và vỏ FG-CNTRC.

Tuy nhiên, với bài toán động lực học nói chung còn rất ít kết quả nghiên cứu, đặc biệt các bài toán về tấm khi xét đến yếu tố phi tuyến hình học và áp dụng lý thuyết biến dạng trượt bậc cao. Điểm mới trong bài báo này so với các kết quả đã công bố là tác giả sẽ tính

toán và giải bài toán động lực học phi tuyến của tấm FG-CNT có gân trên nền đàn hồi áp dụng lý thuyết biến dạng trượt bậc cao, điều đó có thể xem như một sự phát triển các kết quả nghiên cứu đã công bố trước đây cho các kết cấu tấm FG-CNTRC không gân.

2. THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH ĐỘNG LỰC HỌC PHI TUYẾN CỦA TẤM FG-CNT CÓ GÂN

Khảo sát tấm FG-CNTRC có gân gia cường một phía được đặt trên nền đàn hồi, nền Winkler đặc trưng bởi hệ số nền k_1 , nền Pasternak đặc trưng bởi hệ số nền k_2 . Tấm chịu tác dụng của tải kích động vuông góc với bề mặt tấm $q(t)$ biến đổi điều hòa theo thời gian. Một mặt của tấm được gia cường bằng hệ thống các gân dọc và ngang thuần nhất, đẳng hướng theo phương x và y tương ứng (hình 1).



Hình 1. Tấm FG – CNTRC có gân trên nền đàn hồi

Trong nghiên cứu này, vật liệu FG-CNTRC được làm bằng Poly (methyl methacrylate), viết tắt là PMMA, gia cố bằng (10,10) SWCNTs (single-walled carbon nanotubes). Mô đun đàn hồi của vật liệu FG-CNTRC được xác định như [3]:

$$E_{11} = \eta_1 V_{CNT} E_{11}^{CNT} + V_m E_m;$$

$$\frac{\eta_2}{E_{22}} = \frac{V_{CNT}}{E_{22}^{CNT}} + \frac{V_m}{E_m}; \quad \frac{\eta_3}{G_{12}} = \frac{V_{CNT}}{G_{12}^{CNT}} + \frac{V_m}{G_m}, \quad (1)$$

Trong đó, E_{11}^{CNT} , E_{11}^{CNT} , G_{12}^{CNT} là các mô đun đàn hồi và mô đun cắt trượt của CNT (Carbon nanotube). E_m , G_m là các mô đun tương ứng của vật liệu nền (matrix). V_{CNT} và V_m lần lượt là tỉ lệ thể tích của CNT và vật liệu nền.

η_i ($i = \overline{1,3}$) là các tham số vật liệu của CNT. Tỷ lệ thành phần vật liệu:

$$V_{CNT}(z) = \begin{cases} V_{CNT}^* & (FG-UD) \\ 2V_{CNT}^* (1+2z/h) & (FG-V) \\ 4V_{CNT}^* |z|/h & (FG-X) \end{cases} \quad (2)$$

với:

$$V_{CNT}^* = \frac{w_{CNT}}{w_{CNT} + (\rho_{CNT}/\rho_m) - (\rho_{CNT}/\rho_m)w_{CNT}}, V_m(z) = 1 - V_{CNT}(z), \quad (3)$$

Trong đó: w_{CNT} là khối lượng của các ống CNT; ρ_{CNT} và ρ_m là mật độ của CNT và vật liệu nền.

Các quan hệ giữa biến dạng và chuyển vị dựa trên lý thuyết biến dạng trượt bậc 3 cho tấm FG-CNTRC được dẫn ra như sau [1]:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{pmatrix} + z \begin{pmatrix} k_x^1 \\ k_y^1 \\ k_{xy}^1 \end{pmatrix} + z^3 \begin{pmatrix} k_x^3 \\ k_y^3 \\ k_{xy}^3 \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \gamma_{xz}^0 \\ \gamma_{yz}^0 \end{pmatrix} + z^2 \begin{pmatrix} k_{xz}^2 \\ k_{yz}^2 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \\ \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} k_x^1 \\ k_y^1 \\ k_{xy}^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \\ \frac{\partial \phi_y}{\partial y} \\ \frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} k_x^3 \\ k_y^3 \\ k_{xy}^3 \end{pmatrix} = -c_1 \begin{pmatrix} \frac{\partial \phi_x}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial \phi_y}{\partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} k_{xz}^2 \\ k_{yz}^2 \end{pmatrix} = -3c_1 \begin{pmatrix} \phi_x + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y + \frac{\partial w}{\partial y} \end{pmatrix}; \begin{pmatrix} \gamma_{xz}^0 \\ \gamma_{yz}^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_x + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \phi_y + \frac{\partial w}{\partial y} \end{pmatrix},$$

Trong đó, $c_1 = 4/3h^2$, ε_x , ε_y là các biến dạng cơ bản. γ_{xy} là biến dạng cắt ngang trong mặt phẳng. γ_{xz} , γ_{yz} là các biến dạng trượt cắt ngang. u , v , w là chuyển vị theo các phương x ,

y , z . ϕ_x , ϕ_y lần lượt là góc quay trong các mặt phẳng (x, z) và (y, z) tương ứng.

Định luật Hooke cho tấm FG-CNTRC được định nghĩa như [3]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (5), \text{ với:}$$

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}, Q_{22} = \frac{E_{22}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}},$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{21}E_{11}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}, Q_{44} = G_{23} = 1, 2G_{12}, \quad (6)$$

$$Q_{55} = G_{13} = G_{12}, Q_{66} = G_{12},$$

Ứng suất của gân:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x^s \\ \sigma_y^s \end{pmatrix} = E_0 \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \end{pmatrix} \quad (7)$$

Với E_0 là mô đun đàn hồi của gân, ở đây nó bằng mô đun đàn hồi của vật liệu nền ($E_0 = E_m$).

Sử dụng kỹ thuật san đều gân của Lekhnitskii, triển khai quan hệ nội lực biến dạng (5), ta nhận được biểu thức lực và mô men đối với tấm FG-CNTRC có gân gia cường.

Lực và mô men của tấm được tính theo công thức:

$$\begin{aligned} (N_i, M_i, P_i) &= \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_i(1, z, z^3) dz + \int_{-h/2-h}^{-h/2} \sigma_i^s(1, z, z^3) \frac{d^i}{s_i^i} dz, \quad i = x, y \\ (N_{xy}, M_{xy}, P_{xy}) &= \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xy}(1, z, z^3) dz; \quad (Q_i, R_i) = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{iz}(1, z^2) dz, \quad i = x, y. \end{aligned} \quad (8)$$

Thay (6), (7) vào (8) và kết hợp với phương trình tương thích biến dạng cho tấm có kể đến tính không hoàn hảo

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 \varepsilon_x^0}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y^0}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{xy}^0}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 w^2}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ & + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} \end{aligned} \quad (9)$$

Biến đổi rồi rút gọn, ta được:

$$\begin{aligned} & L_{11}(W) + L_{12}(\Phi_x) + L_{13}(\Phi_y) + L_{14}(f) + L_{15}(w, f) + q = I_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2\varepsilon I_0 \frac{\partial w}{\partial t} \\ & - c_1^2 I_6 \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^2 \partial t^2} \right) + c_1 \left[I_3 \left(\frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} + \frac{\partial^3 v}{\partial y \partial t^2} \right) + J_4 \left(\frac{\partial^3 \phi_x}{\partial x \partial t^2} + \frac{\partial^3 \phi_y}{\partial y \partial t^2} \right) \right] \\ & L_{21}(W) + L_{22}(\Phi_x) + L_{23}(\Phi_y) + L_{24}(f) = J_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + K_2 \frac{\partial^2 \Phi_x}{\partial t^2} - c_1 J_4 \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial t^2} \\ & L_{31}(W) + L_{32}(\Phi_x) + L_{33}(\Phi_y) + L_{34}(f) = J_1 \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + K_2 \frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial t^2} - c_1 J_4 \frac{\partial^3 w}{\partial y \partial t^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Hệ phương trình (10) là hệ phương trình phi tuyến tổng quát của lý thuyết tấm FG-CNTRC có gân gia cường. Các phương trình này dùng để khảo sát bài toán động lực học của tấm FG-CNTRC có gân gia cường.

3. PHƯƠNG PHÁP GIẢI

Trong trường hợp tất cả bốn cạnh của tấm tựa bản lề và không thể dịch chuyển trong mặt phẳng của tấm (các cạnh tựa cố định), điều kiện biên có dạng:

$$\begin{aligned} w = u = \phi_y = M_x = P_x = 0, \quad N_x = N_{x0} \text{ khi } x = 0, a, \\ w = v = \phi_x = M_y = P_y = 0, \quad N_y = N_{y0} \text{ khi } y = 0, b, \end{aligned} \quad (11)$$

Trong đó, N_{x0} , N_{y0} là các phản lực trên các cạnh của tấm.

Với điều kiện biên ở trên, trường chuyển vị có thể chọn:

$$w(x, y, t) = W(t) \sin \alpha x \sin \beta y,$$

$$\phi_x(x, y, t) = \Phi_x(t) \cos \alpha x \sin \beta y,$$

$$\phi_y(x, y, t) = \Phi_y(t) \sin \alpha x \cos \beta y,$$

$$f = A_1(t) \cos 2\alpha x + A_2(t) \cos 2\beta y$$

$$+ A_3(t) \sin \alpha x \sin \beta y + \frac{1}{2} N_{x0} y^2 + \frac{1}{2} N_{y0} x^2 \quad (12)$$

Trong đó: $\alpha = \frac{m\pi}{a}$, $\beta = \frac{n\pi}{b}$ và $m, n = 1, 2, \dots$

Theo [12], $N_{x0} = -F_x \cdot h$, $N_{y0} = -F_y \cdot h$ với F_x và F_y là các tải nén theo phương x và phương y . Trong nghiên cứu này tấm chỉ chịu tác động của tải vuông góc $q(t)$ nên $N_{x0} = N_{y0} = 0$.

Thay (12) vào (10) rồi áp dụng Bubnov – Galerkin, ta được:

$$\begin{aligned} & l_{11}W + l_{12}\Phi_x + l_{13}\Phi_y + l_{14}\Phi_x(W + \mu h) + l_{15}\Phi_y(W + \mu h) + l_{16}W(W + \mu h) + l_{17}W(W + 2\mu h) \\ & + l_{18}W(W + \mu h)(W + 2\mu h) + l_{19}q = h_{11}\frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + h_{12}\frac{\partial W}{\partial t} + h_{13}\frac{\partial^2 \Phi_x}{\partial t^2} + h_{14}\frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial t^2} \\ & l_{21}W + l_{22}\Phi_x + l_{23}\Phi_y + l_{24}W(W + 2\mu h) = h_{21}\frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + h_{22}\frac{\partial^2 \Phi_x}{\partial t^2} \\ & l_{31}W + l_{32}\Phi_x + l_{33}\Phi_y + l_{34}W(W + 2\mu h) = h_{31}\frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + h_{32}\frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (18)$$

Cho $q = 0$, ta xác định được tần số dao động tự nhiên của tấm bằng cách giải phương trình sau:

$$\begin{vmatrix} l_{11} + h_{11}\omega^2 & l_{12} + h_{13}\omega^2 & l_{13} + h_{14}\omega^2 \\ l_{21} + h_{21}\omega^2 & l_{22} + h_{22}\omega^2 & l_{23} \\ l_{31} + h_{31}\omega^2 & l_{32} & l_{33} + h_{32}\omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (19)$$

Theo [8], $U, V \ll W$, đồng thời sử dụng giả thiết Volmir [4], ta có thể bỏ qua $\ddot{U}, \ddot{V}$. Rút Φ_x, Φ_y từ hai phương trình cuối của (17) rồi thay vào phương trình đầu và rút gọn, ta được:

$$\begin{aligned} & [g_1(W + \mu h) + g_2] \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = g_3W + g_4W(W + \mu h) + g_5W(W + 2\mu h) \\ & + g_6W(W + \mu h)(W + 2\mu h) + g_7q + g_8 \frac{\partial W}{\partial t} \end{aligned} \quad (20)$$

Phương trình (20) là phương trình tổng quát dùng để phân tích động lực học tấm FG-CNTRC có gân chịu tác dụng của tải kích động vuông góc với bề mặt tấm $q(t)$ biến đổi điều hòa theo thời gian.

4. PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC TẤM FG-CNTRC CÓ GÂN GIA CƯỜNG

* Nghiên cứu so sánh

Bảng 1 so sánh tần số dao động cơ bản không thứ nguyên $\bar{\omega} = \omega(a^2/h)\sqrt{\rho_m/E_m}$ cho tấm FG-CNTRC không có gân gia cường với kết quả nghiên cứu của tác giả Zhu [2]. Từ bảng có thể thấy rằng sự khác nhau giữa kết quả của báo cáo với kết quả nghiên cứu [2] là nhỏ.

Bảng 1. So sánh tần số cơ bản không thứ nguyên $\bar{\omega} = \omega(a^2/h)\sqrt{\rho_m/E_m}$ với kết quả nghiên cứu của Zhu

V_{CNT}^*	b/h	(m, n)	UD		FG-V		FG-X	
			Tác giả	Zhu	Tác giả	Zhu	Tác giả	Zhu
0,11	20	(1,1)	17.340	17.355	15.100	15.110	19.936	19.939
		(1,2)	21.498	21.511	19.873	19.879	23.772	23.776
0,14	20	(1,1)	18.919	18.921	16.499	16.510	15.365	15.368
		(1,2)	22.852	22.867	21.081	21.087	19.381	19.385
0,17	20	(1,1)	21.454	21.456	18.633	18.638	24.760	24.764
		(1,2)	26.700	26.706	24.730	24.734	29.812	29.819

* Kết quả số

Để đưa ra kết quả số, ta xét một tấm FG-CNTRC hình chữ nhật, có gân với các kích thước và thông số vật liệu như sau: $h = 0.1\text{m}$; $a = b = 20h$; $m = n = 1$. Độ dày, bề rộng, khoảng cách của các gân theo phương dọc và phương ngang của tấm lần lượt là: $h_1 = h_2 = 0.08\text{m}$; $d_1 = d_2 = 0.01\text{m}$; $s_1 = s_2 = 0.15\text{m}$.

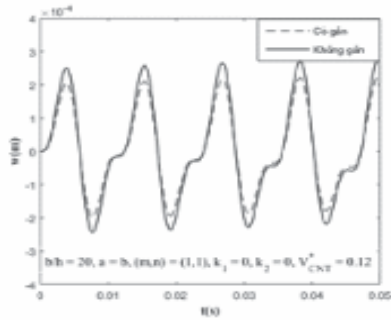
Hệ số Poisson's và các tính chất của vật liệu được tính như [3]:

$\nu_m = 0.34$, $\alpha_m = 45 \times 10^{-6} / \text{K}$, $E_m = (3.52 - 0.0034T)\text{GPa}$, $T = 300\text{K}$ (nhiệt độ phòng).

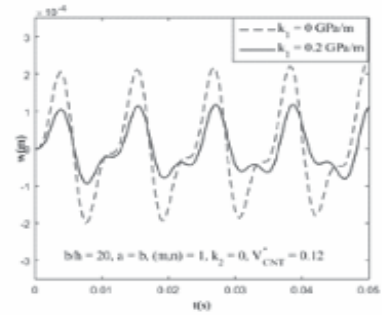
Hệ số Poisson's của SWCNTs được chọn là hằng số với $\nu_{12}^{CNT} = 0.175$. Các tham số η_i ($i = \overline{1,3}$) của CNT được sử dụng trong

phương trình (1) thu được bằng phương pháp mô phỏng phân tử. Đối với ba tỉ lệ thể tích khác nhau của CNTs, ta có các giá trị tham số cho từng trường hợp như sau: $V_{CNT}^* = 0.12$ (12%) là $\eta_1 = 0.137$, $\eta_2 = 1.022$, $\eta_3 = 0.715$; $V_{CNT}^* = 0.17$ (17%) là $\eta_1 = 0.142$, $\eta_2 = 1.626$, $\eta_3 = 1.138$; $V_{CNT}^* = 0.28$ (28%) là $\eta_1 = 0.141$, $\eta_2 = 1.585$, $\eta_3 = 1.109$. Tấm chịu tác dụng của lực kích động ngoài vuông góc với bề mặt tấm và biến đổi điều hòa theo thời gian: $q = Q_0 \sin \omega_0 t \text{ N/m}^2$ trong đó Q_0 và ω_0 lần lượt là biên độ và tần số của lực kích thích. Trong các kết quả số dưới đây, ta lấy $\omega_0 = 1100\text{rad/s}$ và $Q_0 = 9000 \text{ N/m}^2$.

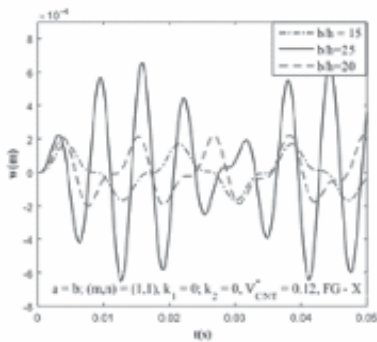
Đáp ứng phi tuyến của tấm FG-CNTRC có gân trên nền đàn hồi được thể hiện qua độ võng tại điểm giữa của tấm $w(t) = w \Big|_{x=a/2}^{y=b/2}$ theo thời gian và được thể hiện trên các đồ thị sau:



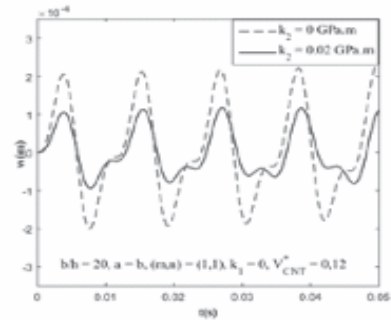
Hình 2. Độ võng của tấm có gán và không gán



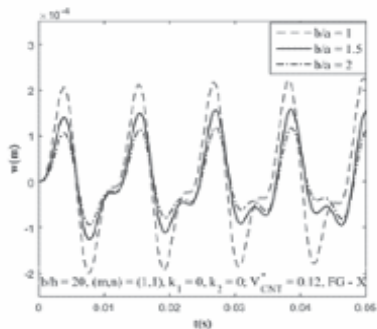
Hình 6. Độ võng – thời gian khi thay đổi k_1



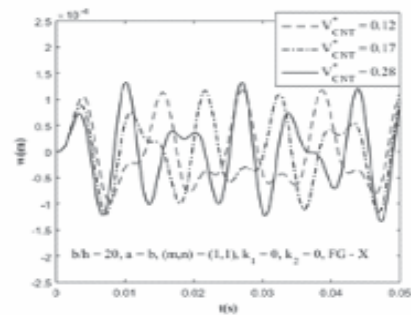
Hình 3. Độ võng của tấm khi thay đổi b/h



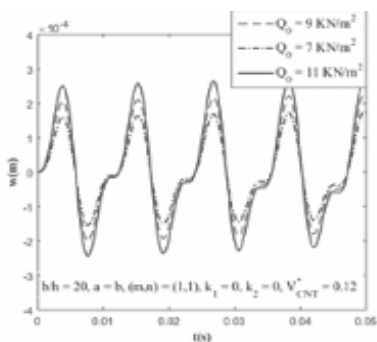
Hình 7. Độ võng – thời gian khi thay đổi k_2



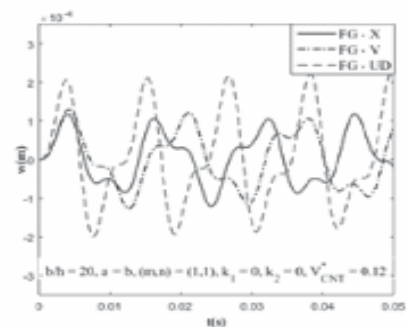
Hình 4. Độ võng – thời gian khi thay đổi b/a



Hình 8. Độ võng – thời gian khi thay đổi tỷ lệ thể tích ống nano các bon



Hình 5. Độ võng – thời gian khi thay đổi Q_0



Hình 9. Độ võng – thời gian khi thay đổi dạng phân bố ống nano các bon



* Nhận xét:

Từ kết quả khảo sát số và thông qua các đồ thị độ võng – thời gian của tấm, ta thấy:

- Hiệu quả khi tấm có thêm gân gia cường là rõ rệt so với tấm cùng loại không có gân được thể hiện trong kết quả khảo sát.

- Các tham số hình học có ảnh hưởng lớn đến đường cong thời gian – độ võng của tấm FG-CNTRC có gân. Từ hình vẽ ta thấy rằng, khi tăng tỷ lệ b/h hoặc giảm tỷ lệ b/a sẽ làm cho biên độ dao động của tấm tăng hay làm cho khả năng chịu tải động của tấm kém đi.

- Hình 6 và hình 7 thể hiện ảnh hưởng của hệ số nền đàn hồi lên đường cong thời gian độ võng của tấm. Ta thấy biên độ dao động giảm khi tăng hệ số nền k_1 , k_2 . Hơn nữa, ta thấy được ảnh hưởng của hệ số nền k_2 lớn hơn hệ số nền k_1 .

- Dạng phân bố ống nano các bon có ảnh hưởng rõ đến độ võng của tấm. Trong ba dạng phân bố ống nano các bon đã xét, dạng phân bố FG – X làm tấm chịu lực tốt nhất. Dạng phân bố FG – UD làm tấm chịu lực kém nhất.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích động lực học phi tuyến của tấm FG-CNTRC có gân gia cường tựa trên nền đàn hồi bằng việc sử dụng lý thuyết biến dạng trượt bậc cao.

Với các kết quả nhận được dưới dạng giải tích, bài báo sẽ cung cấp cơ sở khoa học cho các nhà thiết kế, chế tạo kết cấu FG-CNTRC và đồng thời có thể lựa chọn chính xác sự phân bố vật liệu thành phần trong FG-CNTRC cũng như các tham số của kết cấu để vừa phát huy được

khả năng chịu tải, khả năng kháng nhiệt ưu việt của vật liệu trong môi trường nhiệt độ cao, lại vừa hạn chế được khả năng rạn nứt hoặc phá huỷ của kết cấu có thể xảy ra khi chịu tải lớn. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **24/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Duc N.D, Tung H.V, “Mechanical and thermal postbuckling of higher order shear deformable functionally graded plates on elastic foundations”. J. Composite Structures 2011; 93: 2874-2881.
- [2]. Ping Zhu, Z.X. Lei, “Static and free vibration analyses of carbon nanotube-reinforced composite plates using finite element method with first order shear deformation plate theory”. Composite Structures, 2012.
- [3]. Mirzaei M, Kiani Y, “Thermal buckling of temperature dependent FG-CNT reinforced composite plates”. Meccanica 2015; 47:1-17.
- [4]. Volmir A.S. (1972), “Nonlinear Dynamics of Plates and Shells”. Science Edition.
- [5]. Lei ZX, Zhang LW, Liew KM, “Buckling analysis of CNT reinforced functionally graded laminated composite plates”. Composite Structures, 2016; 152:62-73.
- [6]. Mirzaei M, Kiani Y, “Free vibration of functionally graded carbon nanotube reinforced composite cylindrical panels”. Composite Structures, 2016.
- [7]. Mirzaei M, Kiani Y, “Thermal buckling of temperature dependent FG-CNT reinforced composite plates”. Meccanica, 2015; 47:1-17.
- [8]. Reddy JN, “Mechanics of laminated composite plates and shells: theory and analysis”. Boca Raton: CRC Press, 2004.
- [9]. Song ZG, Zhang LW, Liew KM, “Vibration analysis of CNT-reinforced functionally graded composite cylindrical shells in thermal environments”. International Journal of Mechanical Sciences, 2016; 115-116:339-47.
- [10]. Shen HS, Xiang Y, “Nonlinear bending of nanotube-reinforced composite cylindrical panels resting on elastic foundations in thermal environments”. Engineering Structures, 2014; 80:163-72.
- [11]. Zhang LW, Liu WH, Liew KM, “Geometrically nonlinear large deformation analysis of triangular CNT-reinforced composite plates”. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2016.
- [12]. N.D. Duc, “Nonlinear static and dynamic stability of functionally graded plates and shells”. Vietnam National University Press, Hanoi, Vietnam, 2014.

ỔN ĐỊNH CÔNG SUẤT TỨC THỜI VI LƯỚI SỬ DỤNG BÁNH ĐÀ LƯU TRỮ NĂNG LƯỢNG VỚI THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN BACKSTEPPING

INSTANTANEOUS POWER STABILIZATION OF MICROGRID USING FLYWHEEL ENERGY STORAGE WITH BACKSTEPPING CONTROL ALGORITHM

Lại Thị Thanh Hoa*, Đỗ Trung Hải, Lại Khắc Lãi

Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

*Email: laithithanhhoa@tnut.edu.vn

TÓM TẮT

Hệ thống lưu trữ năng lượng bánh đà tích hợp máy điện cảm ứng (IM-FESS) là một hệ thống cơ, điện, điện tử lưu trữ năng lượng dưới dạng động năng. Quá trình trao đổi năng lượng giữa IM-FESS và lưới điện được thực hiện thông qua hai bộ chuyển đổi điện tử công suất mắc theo cấu trúc back-to-back. Bài báo trình bày kết quả phân tích thiết kế chiến lược điều khiển phi tuyến Backstepping nhằm điều khiển hoạt động của IM-FESS góp phần ổn định công suất tức thời vi lưới. Chiến lược Backstepping được áp dụng cho cả bộ điều khiển phía lưới (GSC) và bộ điều khiển phía máy (MSC) bằng cách phân rã hệ thống thành các lớp con, sau đó lựa chọn tín hiệu điều khiển cho từng lớp, đảm bảo thỏa mãn ổn định Lyapunov. Hiệu quả của thuật toán được kiểm chứng thông qua mô phỏng trên phần mềm Matlab – Simulink, cho thấy khả năng cải thiện đáng kể hiệu năng điều khiển.

Từ khóa: IM-FESS; Backstepping; Vi lưới; Công suất tức thời.

ABSTRACT

The Induction Machine-Based Flywheel Energy Storage System (IM-FESS) is a mechanical, electrical, and electronic system that stores energy in the form of kinetic energy. The energy exchange process between the IM-FESS and the power grid is carried out through two power electronic converters connected in a back-to-back configuration. This paper presents the analysis and design results of a nonlinear Backstepping control strategy to regulate the operation of the IM-FESS, contributing to the stabilization of the instantaneous power of the microgrid. The Backstepping strategy is applied to both the Grid-Side Converter (GSC) and the Machine-Side Converter (MSC) by decomposing the system into sub-layers and then selecting control signals for each layer while ensuring Lyapunov stability. The effectiveness of the proposed algorithm is validated through simulations in Matlab – Simulink, demonstrating significant improvements in control performance.

Keywords: IM-FESS; Backstepping; Microgrid; Instantaneous power.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong những năm gần đây, việc tích hợp các nguồn năng lượng tái tạo như điện gió và điện mặt trời vào lưới điện đã gia tăng đáng kể [1]. Tuy nhiên, do tính chất dao động và không liên tục của các nguồn năng lượng này, lưới điện dễ bị ảnh hưởng bởi các biến động công suất tức thời, ảnh hưởng đến chất lượng điện năng và độ tin cậy của hệ thống [1-2].

Hệ thống lưu trữ năng lượng bánh đà tích hợp máy điện cảm ứng (IM-FESS) là một hệ thống lưu trữ năng lượng điện dưới dạng cơ học, một trong những công nghệ tiềm năng giúp cân bằng công suất tức thời trong lưới điện. Nhờ vào đặc tính phản ứng nhanh và khả năng vận hành bền bỉ, IM-FESS đóng vai trò quan trọng trong việc duy trì ổn định công suất tức thời và hỗ trợ điều chỉnh tần số lưới điện [3].

Mặc dù IM-FESS có nhiều ưu điểm, nhưng việc điều khiển hệ thống này không hề đơn giản do tính phi tuyến cao của máy điện, ảnh hưởng của các bất định và sự thay đổi tham số hệ thống. Sự tương tác giữa IM-FESS và lưới điện, đòi hỏi hệ thống phải có khả năng phản ứng nhanh và chính xác để duy trì công suất ổn định. Vì vậy, cần có một chiến lược điều khiển tiên tiến để đảm bảo hiệu suất và độ tin cậy của hệ thống IM-FESS.

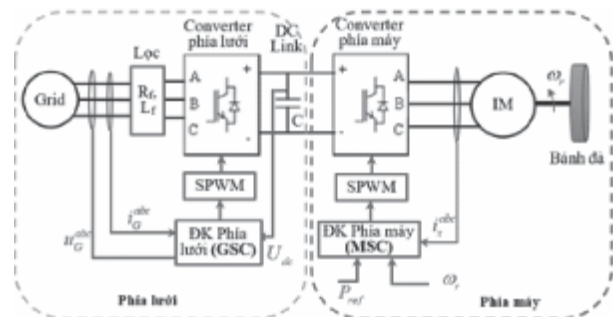
Phương pháp điều khiển Backstepping là một kỹ thuật điều khiển phi tuyến dựa trên lý thuyết Lyapunov [4], bằng cách “phân rã” hệ thống điều khiển thành nhiều lớp và thiết kế từng lớp để đảm bảo hệ thống đạt trạng thái mong muốn một cách ổn định.

Mục tiêu của nghiên cứu này là thiết kế và đánh giá bộ điều khiển Backstepping cho hệ

thống IM-FESS nhằm ổn định công suất tức thời trong lưới điện. Những đóng góp chính của bài báo bao gồm là xây dựng mô hình toán học chi tiết của hệ thống IM-FESS; Thiết kế bộ điều khiển Backstepping cho bộ điều khiển phía lưới (GSC) và điều khiển phía máy (MSC).

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

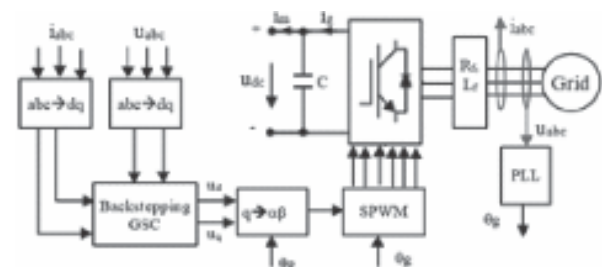
2.1. Cấu trúc hệ thống IM-FESS nối lưới



Hình 1. Cấu trúc hệ thống IM-FESS nối lưới

Cấu trúc của hệ thống IM-FESS được biểu diễn trên Hình 1. IM-FESS được kết nối với lưới điện thông qua máy biến áp (BA), bánh đà có tích hợp máy điện cảm ứng (IM), hai bộ chuyển đổi điện tử công suất, là bộ chuyển đổi phía phía lưới (GSC) và bộ chuyển đổi phía máy (MSC) liên kết nhau theo kiểu “back to back” thông qua DC-link với tụ điện C.

2.2. Thiết kế điều khiển Backstepping cho IM-FESS nối lưới



Hình 2. Sơ đồ khối điều khiển phía lưới

Bộ biến đổi phía lưới (GSC) có nhiệm vụ điều khiển công suất trao đổi giữa hệ thống lưu trữ và lưới điện. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển bộ chuyển đổi phía lưới theo phương pháp Backstepping như Hình 2. Trục d của hệ trục dq chọn trùng với vectơ điện áp lưới ($u_d = |u|$, $u_q = 0$). Do đó, thành phần dòng điện (i_d) đại diện cho công suất tác dụng tức thời và thành phần dòng điện (i_q) đại diện cho công suất phản kháng tức thời.

Bộ điều khiển phía lưới được chia thành ba lớp: Lớp ngoài chịu trách nhiệm xác định sự trao đổi công suất tác dụng và phản kháng giữa lưới và IM-FESS; lớp trung gian duy trì đầu ra dự kiến bám các giá trị tham chiếu được thiết lập bởi cấp ngoài; lớp trong có nhiệm vụ tạo tín hiệu chuyển mạch SPWM cho bộ chuyển đổi VSI phía lưới (cấp trong không được mô tả chi tiết trong luận án này).

Giả thiết hệ thống điện ba pha đối xứng, mô hình toán của bộ điều khiển phía lưới được trong hệ tọa độ dq với $u_{gd} = U_g$ và $u_{gq} = 0$ [4] là:

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{1}{L_f} (-R_f i_d + \omega_s L_f i_q + u_d - U_g) \quad (1)$$

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{1}{L_f} (-R_f i_q - \omega_s L_f i_d + u_q) \quad (2)$$

$$\frac{dU_{\dot{x}}}{dt} = \frac{3}{2C} \frac{(i_d u_d + i_q u_q)}{U_{\dot{x}}} - i_m \quad (3)$$

Cần xác định các luật điều khiển sao cho các biến trạng thái bám theo giá trị tham chiếu $i_{d,ref}$, $i_{q,ref}$, $U_{dc,ref}$.

a) Luật điều khiển dòng điện i_d

Từ (1) đặt sai số theo tín hiệu tham chiếu là: $e_d = i_d - i_{d,ref}$

Chọn hàm Lyapunov: $V_i = \frac{1}{2} e_d^2$.

Đạo hàm hàm Lyapunov, ta có:

$$\dot{V}_1 = e_d \dot{e}_d = e_d \left[\frac{1}{L_f} (-R_f i_d + \omega_s L_f i_q + u_d - U_g) - \dot{i}_{d,ref} \right] \quad (4)$$

Chọn luật điều khiển:

$$u_d = U_g + R_f i_d - \omega_s L_f i_q + L_f \dot{i}_{d,ref} - k_1 e_d \quad (5)$$

Với $k_1 > 0$. Thay (5) vào (4), ta có:

$$\dot{V}_1 = -k_1 e_d^2 \leq 0$$

→ Vậy hệ thống con ổn định theo Lyapunov.

b) Luật điều khiển dòng điện i_q

Từ (2) đặt sai số theo tín hiệu tham chiếu là: $e_q = i_q - i_{q,ref}$

Chọn hàm Lyapunov mở rộng:

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_q^2$$

Đạo hàm hàm Lyapunov V_2 :

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_d^2 + e_q \left[\frac{1}{L_f} (-R_f i_q - \omega_s L_f i_d + u_q) - \dot{i}_{q,ref} \right] \quad (6)$$

Chọn luật điều khiển:

$$u_q = R_f i_q + \omega_s L_f i_d + L_f \dot{i}_{q,ref} - k_2 e_q \quad (7)$$

Với $k_2 > 0$. Thay (7) vào (6), ta có:

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_d^2 - k_2 e_q^2 \leq 0$$

→ Vậy hệ thống mở rộng ổn định theo Lyapunov. 

c) Luật điều khiển điện áp DC-link (U_{dc})

Từ (3) đặt sai số theo tín hiệu tham chiếu là: $e_{dc} = U_{dc} - U_{dc, ref}$

Chọn hàm Lyapunov mở rộng:

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2}e_{dc}^2$$

Đạo hàm V_3 , ta có:

$$\dot{V}_3 = -k_1 e_d^2 - k_2 e_q^2 + e_{dc} \left[\frac{3}{2C} \left(\frac{i_d u_d + i_q u_q}{U_{dc}} - i_m \right) - \dot{U}_{dc, \text{ref}} \right] \quad (8)$$

Chọn luật điều khiển:

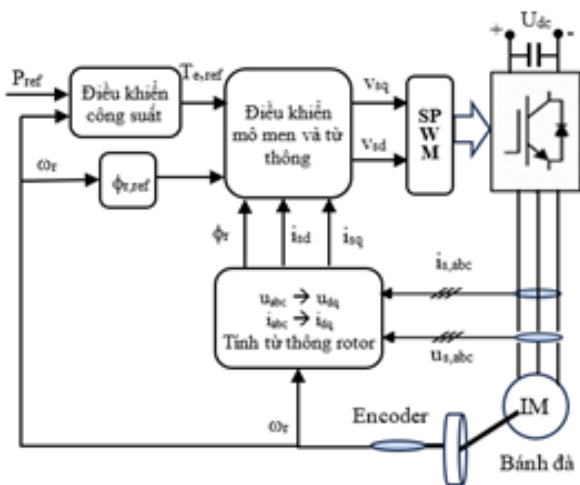
$$i_m = \frac{3}{2C} \left(\frac{i_d u_d + i_q u_q}{U_{dc}} \right) - \dot{U}_{dc}^* - k_3 e_{dc} \quad (9)$$

Với $k_3 > 0$. Thay (9) vào (8), ta có:

$$\dot{V}_3 = -k_1 e_d^2 - k_2 e_q^2 - k_3 e_{dc}^2 \leq 0$$

→ Vậy hệ thống ổn định toàn cục theo Lyapunov.

2.3. Thiết kế điều khiển Backstepping bộ chuyển đổi phía máy (MSC)



Hình 3. Sơ đồ khối điều khiển phía máy

Bộ điều khiển phía máy của IM-FESS (Hình 3) có nhiệm vụ điều khiển quá trình phóng/ nạp năng lượng thông qua mô men điện từ để duy trì công suất trao đổi mong muốn. Phân tích bài toán thành ba lớp: Lớp điều khiển công suất, lớp điều khiển mô men và lớp điều khiển từ thông. Chọn trục d trùng với trục rotor thì từ thông rotor chỉ có thành phần d ($\phi_{rd} = \phi_r$, $\phi_{rq} = 0$).

a) Luật điều khiển công suất

Phương trình công suất của (IM-)FESS được tính:

$$\dot{P} = \frac{T_e - T_L}{J} T_e + \omega_r \dot{T}_e$$

Với: J là mô men quán tính bánh đà, T_e là mô men điện từ, T_L là mô men tải, ω_r là tốc độ quay của bánh đà.

Đặt sai số công suất: $e_p = P - P_{ref}$ và chọn

hàm Lyapunov: $V_1 = \frac{1}{2}e_p^2$

Đạo hàm V_1 theo thời gian:

$$\dot{V}_1 = e_p \dot{e}_p = e_\omega \left(\frac{1}{J} (T_e - T_L) + \omega_r \dot{T}_e \right) \quad (10)$$

Chọn luật điều khiển:

$$T_{e,ref} = \frac{J}{T_e}(-k_1 e_p - \omega_r \dot{T}_{e,ref}) + T_L \quad (11)$$

Với $k_1 > 0$. Thay (11) vào (10), ta thu được:

$$\dot{V}_1 = -k_1 e_p^2 \leq 0. \text{ Vậy hệ con ổn định Lyapunov.}$$

b) Thiết kế điều khiển mô men

Phương trình mô men điện từ của máy điện cảm ứng:

$$T_e = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r} \phi_r i_{sq} \quad (12)$$

Đạo hàm mô men theo thời gian, ta được:

$$\dot{T}_e = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r} (\dot{\phi}_r i_{sq} + \phi_r \dot{i}_{sq})$$

Đặt sai số mô men: $e_T = T_e - T_{e, \text{ref}}$

Chọn hàm Lyapunov:

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_T^2$$

Đạo hàm V_2 theo thời gian:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + e_T \dot{e}_T = \dot{V}_1 + e_T \left(\frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r} (\dot{\phi}_r i_{sq} + \phi_r \dot{i}_{sq}) \right)$$

Chọn luật điều khiển:

$$v_{sq} = R_r i_{sq} + L_r \left(\frac{\dot{T}_e^*}{\frac{3}{2} p L_m / L_r} - \dot{\phi}_r i_{sq} \right) - k_2 (T_e - T_e^*) \quad (13)$$

Với $k_2 > 0$. Thay (13) vào (12), ta thu được:

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_p^2 - k_2 e_T^2 \leq 0. \text{ Vậy hệ con ổn định Lyapunov.}$$

c) Thiết kế điều khiển từ thông

Phương trình điện áp mạch rotor IM:

$$\frac{d\phi_r}{dt} = -\frac{R_r}{L_r} \phi_r + \frac{L_m}{L_r} v_{sd} \quad (14)$$

Đặt sai số từ thông: $e_\phi = \phi_r - \phi_{r, \text{ref}}$ chọn hàm Lyapunov:

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} e_\phi^2$$

Đạo hàm V_3 theo thời gian, ta được:

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + e_\phi \dot{e}_\phi = \dot{V}_2 + e_\phi \left(-\frac{R_r}{L_r} \phi_r + \frac{L_m}{L_r} v_{sd} \right)$$

Chọn luật điều khiển:

$$v_{sd} = \frac{L_r}{L_m} \left(\frac{R_r}{L_r} \phi_r + \dot{\phi}_r^* - k_3 (\phi_r - \phi_r^*) \right) \quad (15)$$

Với $k_3 > 0$. Thay (15) vào (14), ta thu được:

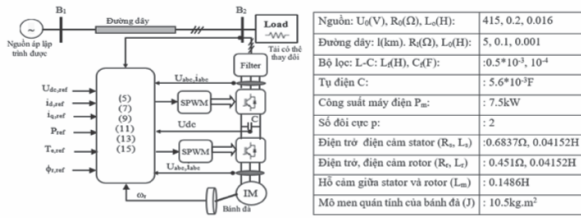
$$\dot{V}_3 = -k_2 e_T^2 - k_3 e_\phi^2 \leq 0. \text{ Vậy hệ con ổn định Lyapunov.}$$

Cuối cùng, ta thu được các luật điều khiển phi tuyến cho IM-FESS nối lưới bao gồm (5), (7), (9), (11), (13) và (15).

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ BÌNH LUẬN

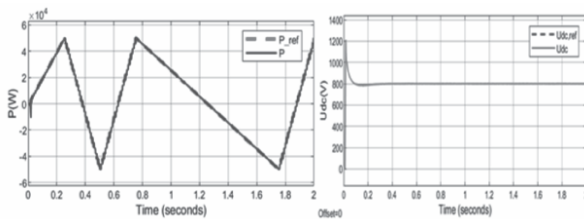
Sơ đồ và số liệu mô phỏng chỉ ra trên Hình 4, bao gồm: Nguồn phát 415V (có thể lập trình); tải 3 pha cũng có thể thay đổi được; đường dây có chiều dài 5 km (đường dây có thông số tập trung); 2 thanh cái xoay chiều B_1 và B_2 ; tải và thiết bị IM-FESS nối lưới được nối tại thanh cái B_2 .





Hình 4. Sơ đồ khối mô phỏng và thông số mô phỏng

Việc kiểm tra khả năng cung cấp/hấp thụ công suất tức thời của IM-FESS được thực hiện bằng cách đặt tham chiếu P_{ref} thay đổi tùy ý có phần dương và phần âm. Khi $p_{ref} > 0$, thiết bị sẽ nhận năng lượng từ lưới điện và lưu trữ trong bánh đà. Khi $p_{ref} < 0$, năng lượng lưu trữ được đưa ra cung cấp cho tải. Kết quả mô phỏng trong Hình 5a cho thấy công suất đầu ra của thiết bị luôn bám sát công suất tham chiếu, thiết bị đề xuất đáp ứng tốt với yêu cầu lưu trữ và cung cấp năng lượng tác dụng. Hình 5b cho thấy điện áp một chiều trên DC-Link luôn được duy trì không đổi trong suốt quá trình nạp/xả năng lượng của IM-FESS.



Hình 5. a) Công suất thực và công suất tham chiếu; b) Điện áp DC-Link

4. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

Bài báo trình bày kết quả phân tích thiết kế chiến lược điều khiển phi tuyến Backstepping bộ điều khiển phía lưới và bộ điều khiển phía máy của IM-FESS. So với các phương pháp điều khiển PID truyền thống, phương pháp Backstepping có khả năng xử lý tốt các hệ thống phi tuyến, đảm bảo tính ổn định toàn cục. Kết quả nghiên cứu sẽ giúp cải

thiện hiệu quả điều khiển hệ thống IM-FESS, góp phần nâng cao độ tin cậy và tính ổn định của lưới điện trong điều kiện có năng lượng tái tạo. Nội dung cần tiếp tục nghiên cứu là xây dựng mô hình thực nghiệm để khẳng định tính khả thi và ưu việt của thuật toán đề xuất.

Lời cảm ơn:

Tác giả xin gửi lời cảm ơn tới Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên đã hỗ trợ kinh phí để thực hiện nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **12/3/2025**

Ngày phản biện: **02/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Pratikshya Tiwari, Abishek Kafle, Pawan Bijukchhe, Aasma Bhattarai, "A review on Energy Storage Systems". Journal of Physics: Conference Series 2629 (2023) 012024.
- [2]. Anton Stepanov, Hani Saad, Jean Mahseredjian, "Modeling of MMC-based STATCOM with embedded energy storage for the simulation of electromagnetic transients". Electric Power Systems Research, 220 (2023) 109316, pp.1-8.
- [3]. L.K.Lai, Roan Van Hoa, "Flywheel Energy Storage in Electrical System Integrates Renewable Energy Sources". SSRG - IJEE – Volume 3, Issue 5 (2020), pp.1-7.
- [4]. Luay T. Rasheed a, Mohammed K. Hamzah, "Design of an Optimal Backstepping Controller for Nonlinear System under Disturbance". Engineering and Technology Journal, Vol. 39, Part A (2021), No. 03, Pages 465-476.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ CỨNG CHỐNG XOẮN THANH ỔN ĐỊNH NGANG ĐẾN TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ CON

THE IMPACT OF THE TORSIONAL STIFFNESS COEFFICIENT OF THE ANTI-ROLL BAR ON THE LATERAL STABILITY OF A PASSENGER CAR

ThS. Tạ Thị Thanh Huyền^{1,*}, KS. Lê Gia Minh²

¹Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

²Trường Đại học Giao thông Vận tải

*Email: thanhhuyen@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tập trung đánh giá ảnh hưởng của hệ số độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang cầu trước và cầu sau đến tính ổn định ngang của ô tô con. Trước tiên, mô hình dao động tổng quát của ô tô con được xây dựng và biến đổi dưới dạng không gian trạng thái. Hai tiêu chí chính để đánh giá là góc lắc ngang của thân xe, lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường. Bốn giá trị độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang cầu trước và cầu sau được xét là: 0 (trường hợp không có thanh ổn định ngang), 498 Nm/rad, 788 Nm/rad và 1510 Nm/rad. Mô phỏng được thực hiện trong kịch bản chuyển làn với vận tốc 100 km/h và mặt đường có biên dạng ngẫu nhiên. Kết quả mô phỏng cho thấy việc tăng hệ số độ cứng giúp giảm góc lắc ngang của thân xe, tuy nhiên lại làm biến thiên các lực tương tác bánh xe - mặt đường theo hướng khác nhau, từ đó đưa ra những gợi ý thiết kế thanh ổn định ngang bị động nhằm tối ưu hóa tính ổn định ngang của ô tô con.

Từ khóa: Động lực học ô tô; Ổn định ngang; Thanh ổn định ngang; Hệ số độ cứng chống xoắn; Góc lắc ngang thân xe.

ABSTRACT

This study focuses on evaluating the impact of the torsional stiffness coefficient (k_{Aof} and k_{Aor}) of the front and rear stabilizer bars on the lateral stability of a passenger car. The assessment is based on two key criteria: the body roll angle and the tire-road interaction forces. Four values of k_{Aof} for the front and rear stabilizer bars were considered: 0 (case without a stabilizer bar), 498 Nm/rad, 788 Nm/rad, and 1510 Nm/rad. The simulation was conducted on a full-vehicle dynamic model in a lane-change scenario at a speed of 100 km/h on a randomly profiled road surface. The results indicate that increasing the stiffness coefficient helps reduce the body roll angle but simultaneously alters the variation of tire-road interaction forces in different ways. These findings provide insights for designing passive stabilizer bars to optimize the lateral stability of the vehicle.

Keywords: Vehicle dynamics; Anti-roll bar; Torsional stiffness coefficient; Vehicle body roll angle. 

1. MỞ ĐẦU

Trong bối cảnh tính an toàn của ô tô con ngày càng được đề cao, tính ổn định ngang đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo hiệu suất vận hành và giảm thiểu nguy cơ lật xe khi thực hiện các thao tác lái phức tạp như chuyển làn đột ngột hoặc phanh gấp, thanh ổn định ngang là một thành phần quan trọng trong hệ thống treo, giúp hạn chế góc lắc ngang của thân xe bằng cách chuyển tải từ một bên bánh xe sang bên kia. Tuy nhiên, việc điều chỉnh độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang cũng có thể ảnh hưởng đến lực phân bố lên bánh xe và từ đó tác động đến lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường. Mục tiêu của nghiên cứu này là phân tích tác động của các giá trị hệ số độ cứng chống xoắn khác nhau đến hai chỉ tiêu đánh giá ổn định ngang của ô tô con là góc lắc ngang của thân xe và lực tương tác bánh xe - mặt đường trong điều kiện xe chuyển làn với vận tốc 100 km/h trên mặt đường ngẫu nhiên.

Hiện nay, các nghiên cứu về thanh ổn định ngang bị động trên ô tô con đang tập trung vào việc hiểu và tối ưu hóa cấu tạo của thanh ổn định ngang đến động lực học của xe. Một số công trình tiêu biểu đã được công bố như [3] đã nghiên cứu ảnh hưởng của độ cứng chống xoắn đến biên độ dao động của xe, [4] đánh giá qua thử nghiệm tác động của các mức độ cứng khác nhau lên sự ổn định lật ngang, và [5] mở rộng kiến thức về ảnh hưởng của hình học và đặc tính vật liệu đến hiệu quả giảm dao động ngang. Bên cạnh đó, các nghiên cứu [6] và [7] đã đóng góp quan trọng vào việc mô phỏng và so sánh các thiết kế thanh ổn định ngang bị động nhằm tối ưu hóa hiệu suất vận hành, cải thiện độ bám đường và sự êm ái của ô tô. Những kết quả này cho thấy việc lựa chọn đúng các thông số về độ cứng chống xoắn, hình học và vật liệu của thanh ổn định ngang bị động có thể mang lại

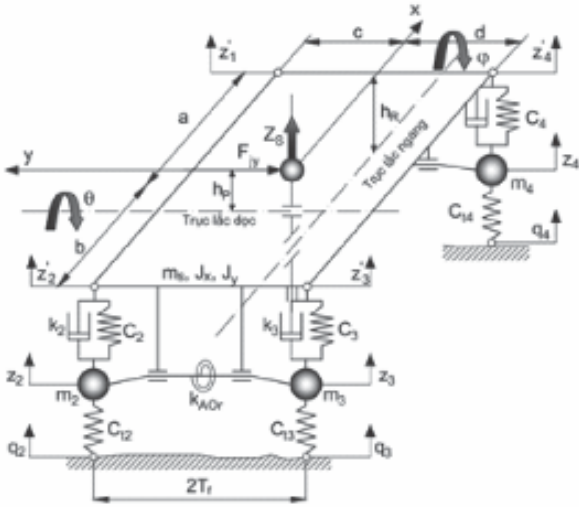
hiệu quả rõ rệt trong việc giảm dao động ngang và nâng cao an toàn giao thông. Nghiên cứu [8] đã sử dụng mô hình động lực $\frac{1}{2}$ ô tô để mô phỏng, kích bản khảo sát mới chỉ dừng ở gia tốc ngang không đổi, ứng với trường hợp quay vòng đều, chưa đáp ứng được mô phỏng trong điều kiện chuyển làn ở vận tốc cao và phân tích lực tác động giữa bánh xe và mặt đường một cách chính xác, chưa phản ánh đầy đủ các yếu tố động học quan trọng.

Trong nghiên cứu này, các tác giả đánh giá ảnh hưởng của hệ số độ cứng chống xoắn (k_{A0}) của thanh ổn định ngang cầu trước và cầu sau đến tính ổn định ngang của ô tô con bằng việc thay đổi các giá trị tương ứng, sau đó tiến hành mô phỏng và so sánh kết quả trên miền thời gian trong kích bản ô tô con đánh lái chuyển làn ở 100 km/h trên mặt đường ngẫu nhiên.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH Ô TÔ CON

2.1. Xây dựng mô hình động lực học ô tô có thanh ổn định ngang bị động

Mô hình động lực học toàn xe ô tô có kể tới thanh ổn định ngang bị động được xây dựng gồm 7 bậc tự do: dịch chuyển thân xe Z_s ; dịch chuyển khối lượng không được treo cầu trước bên trái Z_1 , cầu trước bên phải Z_4 , cầu sau bên trái Z_2 , cầu sau bên phải Z_3 ; góc lắc dọc thân xe θ ; góc lắc ngang thân xe φ .



Hình 1. Mô hình toàn xe ô tô con có thanh ổn định ngang bị động

Hệ phương trình vi phân động lực học của mô hình toàn xe ô tô con có thanh ổn định ngang bị động được xác định:

$$\left\{ \begin{aligned} m_s \ddot{Z}_s &= k_1 (Z_1 - Z_1') + c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + k_2 (Z_2 - Z_2') + c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ &\quad + k_3 (Z_3 - Z_3') + c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') + k_4 (Z_4 - Z_4') + c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') \\ (I_{xx} + m_s h_z^2) \ddot{\varphi} &= d k_1 (Z_1 - Z_1') + d c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + d k_2 (Z_2 - Z_2') + d c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') - \\ &\quad c k_3 (Z_3 - Z_3') - c c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') - c k_4 (Z_4 - Z_4') - c c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') - \\ &\quad \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2} [(Z_1' - Z_1) - (Z_4 - Z_4')] - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2} [(\dot{Z}_2' - Z_2) - (\dot{Z}_3 - Z_3)] + m_s a_z h_z \\ (I_{yy} + m_s h_p^2) \ddot{\theta} &= -a k_1 (Z_1 - Z_1') - a c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + b k_2 (Z_2 - Z_2') + b c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') \\ &\quad + b k_3 (Z_3 - Z_3') + b c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') - a k_4 (Z_4 - Z_4') - a c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') \\ m_1 \ddot{Z}_1 &= -k_1 (Z_1 - Z_1') - c_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_1') + k_{11} (q_1 - Z_1) - \frac{k_{AO} t_{AY}}{d c_f^2} [(Z_4 - Z_4') - (Z_1' - Z_1)] \\ m_2 \ddot{Z}_2 &= -k_2 (Z_2 - Z_2') - c_2 (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_2') + k_{21} (q_2 - Z_2) - \frac{k_{AO} t_{AY}}{d c_f^2} [(Z_3' - Z_3) - (Z_2' - Z_2)] \\ m_3 \ddot{Z}_3 &= -k_3 (Z_3 - Z_3') - c_3 (\dot{Z}_3 - \dot{Z}_3') + k_{31} (q_3 - Z_3) + \frac{k_{AO} t_{AY}}{c c_f^2} [(Z_3' - Z_3) - (Z_2' - Z_2)] \\ m_4 \ddot{Z}_4 &= -k_4 (Z_4 - Z_4') - c_4 (\dot{Z}_4 - \dot{Z}_4') + k_{41} (q_4 - Z_4) + \frac{k_{AO} t_{AY}}{c c_f^2} [(Z_4 - Z_4') - (Z_1' - Z_1)] \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Trong đó: k_{AO} , k_{AO} là độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang bị động cầu trước và cầu sau. Giá trị độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang được lựa chọn là ba

trường hợp 488 Nm/rad, 788 Nm/rad, 1510 Nm/rad.

Hệ phương trình (1) được viết dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\begin{cases} \dot{X} = A.X + B.W \\ Y = C.X + D.W \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: Vector trạng thái là

$$X = [Z_1 \ Z_2 \ Z_3 \ Z_4 \ Z_s \ \varphi \ \theta \ \dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_3 \ \dot{Z}_4 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi} \ \dot{\theta}]^T;$$

$$\dot{X} = [\dot{Z}_1 \ \dot{Z}_2 \ \dot{Z}_3 \ \dot{Z}_4 \ \dot{Z}_s \ \dot{\varphi} \ \dot{\theta} \ \ddot{Z}_1 \ \ddot{Z}_2 \ \ddot{Z}_3 \ \ddot{Z}_4 \ \ddot{Z}_s \ \ddot{\varphi} \ \ddot{\theta}]^T$$

Vector đầu ra là $Y = X$; Vector kích thích từ mặt đường và gia tốc ngang là vector tín hiệu đầu vào: $W = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ a_y]^T$; A, B, C, D là các ma trận trạng thái.

Trong đó, ma trận A là:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} & A_{16} & A_{17} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} & A_{27} \end{bmatrix}$$

Với:

$$A_{11} = [0]_{7 \times 7}; A_{12} = [0]_{7 \times 7}; A_{13} = [0]_{7 \times 7}; A_{14} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; A_{15} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; A_{16} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; A_{17} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_{AO} t_{AY}}{m_1} & 0 & \frac{k_2 + k_{AO} t_{AY}}{m_2} & \frac{k_3 + k_{AO} t_{AY}}{m_3} & \frac{k_4 + k_{AO} t_{AY}}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} \\ 0 & \frac{k_2 + k_{AO} t_{AY}}{m_2} & \frac{k_3 + k_{AO} t_{AY}}{m_3} & \frac{k_4 + k_{AO} t_{AY}}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} \\ 0 & \frac{k_3 + k_{AO} t_{AY}}{m_3} & \frac{k_4 + k_{AO} t_{AY}}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} \\ 0 & \frac{k_4 + k_{AO} t_{AY}}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} \\ \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 c c_f^2} & 0 & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 c c_f^2} \\ \frac{k_1}{m_1} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{k_3}{m_3} & \frac{k_4}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 c c_f^2} \\ \frac{d k_1 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{d k_2 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{c k_3 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{c k_4 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{a k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \\ \frac{a k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_4}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}; A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & 0 & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} \\ \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} \\ \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_4 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 d c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 d c_f^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{k_3}{m_3} & \frac{k_4}{m_4} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_1 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_2 c c_f^2} & \frac{k_{AO} t_{AY}}{m_3 c c_f^2} \\ \frac{c k_1 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{c k_2 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{c k_3 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{c k_4 - \frac{2k_{AO} t_{AY}}{c_f^2}}{(I_{xx} + m_s h_z^2)} & \frac{a k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \\ \frac{a k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{a k_4}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{b k_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}$$

Các ký hiệu và thông số của mô hình được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thông số của mô hình ô tô con sử dụng thanh ổn định ngang bị động

Ký hiệu	Thông số	Giá trị	Đơn vị
m_s	Khối lượng được treo	1240	kg
m_1, m_4	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu trước	30,2	Kg
m_2, m_3	Khối lượng không được treo bên trái, phải cầu sau	49,7	Kg
I_{xx}	Momen quán tính khối lượng được treo theo trục x	330,5	Kg.m ²
I_{yy}	Momen quán tính khối lượng được treo theo trục y	861,8	Kg.m ²
I_{zz}	Momen quán tính khối lượng được treo theo trục z	2192	Kg.m ²
k_1, k_4	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu trước	30000	N/m
k_2, k_3	Độ cứng lò xo bên trái, bên phải cầu sau	32500	N/m
c_1, c_4	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu trước	1400	Ns/m
c_2, c_3	Hệ số cản giảm chấn bên trái, phải cầu sau	1400	Ns/m
a	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía trước	1,116	m
b	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe phía sau	1,232	m
c	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên trái	0,621	m

$$A_{23} = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & \frac{\left(k_1 d + \frac{k_{AO} t_{AO}}{dc_f^2} (c+d)\right)}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{\left(k_2 d + \frac{k_{AO} t_{AO}}{dc_r^2} (c+d)\right)}{m_2} \\ \frac{k_3}{m_3} & \frac{\left(k_3 c + \frac{k_{AO} t_{AO}}{cc_r^2} (c+d)\right)}{m_3} \\ \frac{k_4}{m_4} & \frac{\left(k_4 c + \frac{k_{AO} t_{AO}}{cc_f^2} (c+d)\right)}{m_4} \\ \frac{(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)}{m_s} & \frac{(k_1 d + k_2 d - k_3 c - k_4 c)}{m_s} \\ \frac{(dk_1 + dk_2 - ck_3 - ck_4)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} & \frac{\left(k_1 d^2 + k_2 d^2 + k_3 c^2 + k_4 c^2 - \frac{2k_{AO} t_{AO}}{c_f^2} (c+d) - \frac{2k_{AO} t_{AO}}{c_r^2} (c+d)\right)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ \frac{(ak_1 - bk_2 - bk_3 + ak_4)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{(k_1 ad - k_2 bd + k_3 bc - k_4 ac)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}$$

$$A_{24} = \begin{bmatrix} \frac{ac_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \\ \frac{bc_2}{m_2} & 0 \\ \frac{bc_3}{m_3} & 0 \\ \frac{ac_4}{m_4} & 0 \\ \frac{(k_1 a - k_2 b - k_3 c + k_4 a)}{m_s} & \frac{c_1}{m_s} \\ \frac{(k_1 ad - k_2 bd + k_3 bc - k_4 ac)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} & \frac{dc_1}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ \frac{(k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_3 c^2 + k_4 a^2)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{ac_1}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}; A_{25} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{c_2}{m_2} & 0 \\ 0 & -\frac{c_3}{m_3} \\ 0 & 0 \\ \frac{c_2}{m_s} & \frac{c_3}{m_s} \\ \frac{dc_2}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} & \frac{dc_3}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ \frac{bc_2}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{bc_3}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix};$$

$$A_{26} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{c_1}{m_1} \\ 0 & \frac{c_2}{m_2} \\ 0 & \frac{c_3}{m_3} \\ -\frac{c_4}{m_4} & \frac{c_4}{m_4} \\ \frac{c_4}{m_s} & \frac{(c_1 + c_2 + c_3 + c_4)}{m_s} \\ \frac{cc_4}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} & \frac{(dc_1 + dc_2 - cc_3 - cc_4)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ \frac{ac_4}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{(ac_1 - bc_2 - bc_3 + ac_4)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}; A_{27} = \begin{bmatrix} \frac{c_1 d}{m_1} & \frac{ac_1}{m_1} \\ \frac{c_2 d}{m_2} & \frac{bc_2}{m_2} \\ -\frac{c_3 c}{m_3} & \frac{bc_3}{m_3} \\ -\frac{c_4 c}{m_4} & \frac{ac_4}{m_4} \\ \frac{(c_1 d + c_2 d - c_3 c - c_4 c)}{m_s} & \frac{(c_1 a - c_2 b - c_3 c + c_4 a)}{m_s} \\ \frac{(c_1 d^2 + c_2 d^2 + c_3 c^2 + c_4 c^2)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} & \frac{(c_1 ad - c_2 bd + c_3 bc - c_4 ac)}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ \frac{(c_1 ad - c_2 bd + c_3 bc - c_4 ac)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} & \frac{(c_1 a^2 + c_2 b^2 + c_3 c^2 + c_4 a^2)}{(I_{yy} + m_s h_p^2)} \end{bmatrix}$$

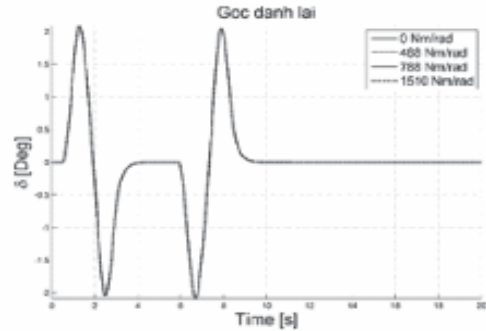
Ma trận B, ma trận C và ma trận D là:

$$B = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}; B_1 = [0]_{7 \times 5}; B_2 = \begin{bmatrix} \frac{k_{11}}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{21}}{m_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{31}}{m_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{41}}{m_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{m_s h_R}{(I_{xx} + m_s h_R^2)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; C = [I]_{14 \times 14}; D = [0]_{14 \times 5}$$

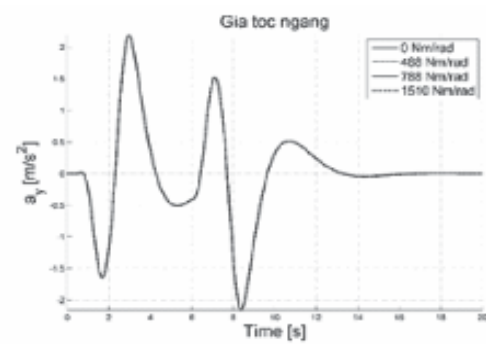
d	Khoảng cách từ trọng tâm đến bánh xe bên phải	0,621	m
k_{t1}, k_{t4}	Độ cứng lớp bên trái, phải cầu trước	181000	N/m
k_{t2}, k_{t3}	Độ cứng lớp bên trái, phải cầu sau	181000	N/m
c_f	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu trước	0,15	m
c_r	Cánh tay đòn của thanh ổn định ngang cầu sau	0,2	m
t_{Af}	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu trước	0,6	m
t_{Ar}	Nửa khoảng chiều dài thanh ổn định ngang cầu sau	0,6	m
t_{Bf}	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu trước	0,3	m
t_{Br}	Chiều dài từ tâm xe tới gối đỡ cầu sau	0,3	m
h_R	Khoảng cách từ trọng tâm tới trục lắc ngang	0,1	m
h_p	Khoảng cách từ trọng tâm tới trục lắc dọc	0,2	m

3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

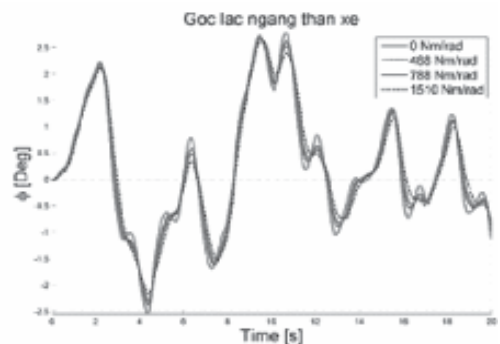
Để khảo sát tính ổn định ngang của ô tô con có sử dụng thanh ổn định ngang bị động trên miền thời gian, các tác giả đã tiến hành khảo sát trong điều kiện ô tô con đánh lái chuyển làn với vận tốc 100 km/h trên biên dạng đường ngẫu nhiên. Các giá trị độ cứng chống xoắn k_{A0f} và k_{A0r} của thanh ổn định ngang được xem xét 0 (ứng với trường hợp không sử dụng thanh ổn định ngang), 488 Nm/rad, 788 Nm/rad, 1510 Nm/rad. Các chỉ tiêu đánh giá ổn định ngang của ô tô là góc lắc ngang thân xe $\varphi_{\max} \leq (7 \div 8^\circ)$ và lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường.



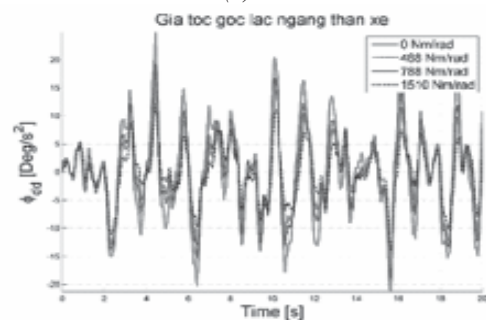
(a)



(b)

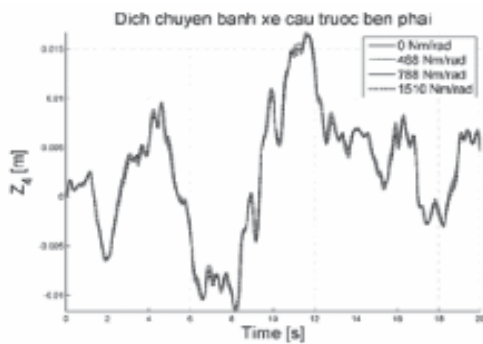


(c)

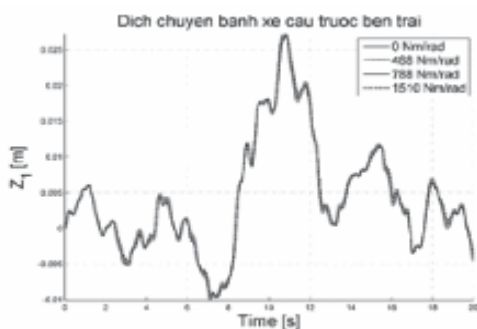


(d)





(e)



(f)

Hình 2. Đáp ứng theo thời gian của các thông số: (a) Góc đánh lái; (b) Gia tốc ngang; (c) Góc lắc ngang thân xe φ ; (d) Gia tốc góc lắc ngang thân xe $\ddot{\varphi}$; (e) dịch chuyển bánh xe cầu trước bên phải Z_φ ; (f) dịch chuyển bánh xe cầu trước bên trái Z_ψ .

Từ các kết quả mô phỏng trong hình 2, các tác giả nhận thấy rằng, khi k_{A0f} và k_{A0r} trong giai đoạn 0 - 4 giây: Đánh lái chuyển làn, góc lắc ngang thân xe đạt giá trị lớn nhất khoảng 2.5° trong khoảng thời gian 2 đến 3 giây sau khi đánh lái với k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0 Nm/rad (đường màu tím). Khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 488 Nm/rad (đường màu xanh nước biển) và 788 Nm/rad (đường màu đỏ), góc lắc giảm xuống còn khoảng 1.5° và 1.2° tương ứng. Góc lắc ngang giảm về 0 nhanh nhất khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad, chỉ mất khoảng 2,8 giây, trong khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0 hồi về lâu hơn, khoảng hơn 3 giây. Đối với gia tốc góc lắc ngang, có giá trị lớn nhất khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0, phản ánh sự không ổn định khi xe chuyển làn, ứng với

trường hợp xe không có thanh ổn định ngang bị động. Khi k_{A0f} và k_{A0r} tăng, giá trị gia tốc lắc ngang cũng giảm tỉ lệ với độ cứng chống xoắn.

Trong giai đoạn 4 - 6 giây: Trả lái thẳng để xe vượt chướng ngại vật, góc lắc ngang giảm mạnh sau khi xe trả lái thẳng, đặc biệt với k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad và k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad (đường màu đen), giảm về gần 0. Khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0, góc lắc ngang có giá trị tối đa lớn nhất và kéo dài. Thời gian tiến về 0 của góc lắc ngang nhanh chóng, khoảng 1-2 giây đối với k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad. Tuy nhiên, khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, xe vẫn bị lắc ngang kéo dài hơn, khoảng 1,5 giây, do hệ thống treo không thể hấp thụ hết lực tác động từ mặt đường, dẫn đến sự cần nhiều thời gian để ổn định. Dịch chuyển bánh xe cầu trước và cầu sau giảm khi k_{A0f} và k_{A0r} tăng, giúp xe ổn định hơn thông qua việc tăng khả năng bám với mặt đường.

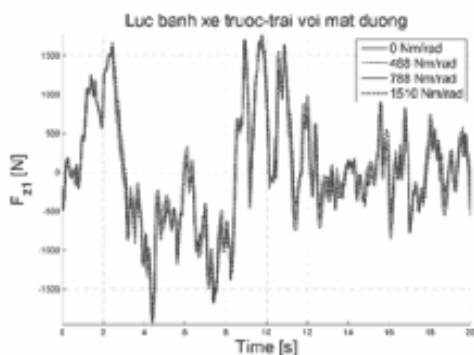
Các giai đoạn từ 6 - 10 giây: Đánh lái về lại làn ban đầu, giá trị lớn nhất của góc lắc ngang đạt khoảng 2.7° khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0 vào thời điểm 7,5 giây. Còn với k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 và k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, góc lắc ngang đều giảm mạnh, nhưng dao động lắc ngang tăng lên khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, cho thấy thanh ổn định ngang quá cứng có thể gây lắc ngang mạnh khi xe đánh lái đổi hướng lần hai. Thời gian để góc lắc ngang giảm về 0 nhanh nhất khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad, mất khoảng 0,5 giây. Khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, thời gian hồi về 0 khoảng 0,8 giây.

Trong khoảng thời gian 10 - 20 giây: Sau khi đánh lái về làn và giữ xe đi thẳng. Góc lắc ngang giảm về 0, nhưng vẫn còn lắc nhẹ khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 0. Khi giá trị k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad và k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad

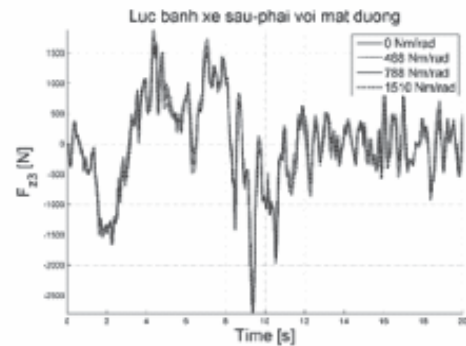
rad, góc lắc ngang gần như không còn dao động trong giai đoạn này. Từ các kết quả trên, các tác giả thấy rằng khi tăng độ cứng thanh ổn định ngang k_{A0f} và k_{A0r} giúp xe ổn định ngang tốt hơn, giảm góc lắc ngang và gia tốc góc lắc, đặc biệt là trong các tình huống chuyển làn và đánh lái về lại làn ban đầu. Giá trị của k_{A0f} và k_{A0r} bằng 788 Nm/rad là giá trị hợp lý, giúp xe ổn định nhanh và giảm lắc ngang thân xe hiệu quả mà không gây ảnh hưởng nhiều đến hệ thống treo. Khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad có thể gây phản ứng quá mạnh, làm tăng dao động không mong muốn. Cụ thể, khi thanh ổn định ngang quá cứng, hệ thống treo không thể hấp thụ hết các lực tác động từ mặt đường, dẫn đến việc xe phản ứng quá nhạy với những thay đổi tốc độ hoặc khi đánh lái liên tục. Điều này khiến xe bị lắc ngang lâu hơn và khó ổn định nhanh trong các tình huống thay đổi như trong kịch bản mô phỏng.



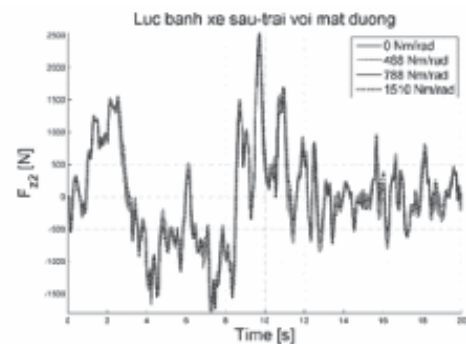
(a)



(b)



(c)



(d)

Hình 3. Đáp ứng theo thời gian của các lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường:

(a) F_{z1} ; (b) F_{z1} ; (c) F_{z2} ; (d) F_{z2}

Dựa trên kết quả mô phỏng được thể hiện trong hình 3, các tác giả có nhận thấy như sau: Trong giai đoạn từ 0 đến 4 giây, khi xe thực hiện đánh lái chuyển làn và trả lái thẳng, lực tác dụng giữa bánh xe và mặt đường thay đổi đáng kể. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 0 (đường màu tím), sự phân bố lực giữa bánh trái và bánh phải không đồng đều, gây ra dao động mạnh do hệ thống treo không có thanh ổn định ngang hỗ trợ. Khi k_{A0f} và k_{A0r} tăng lên 488 Nm/rad (đường màu xanh nước biển) và 788 Nm/rad (đường màu đỏ), lực tác dụng giữa hai bánh xe có sự phân bố ổn định hơn, giúp xe kiểm soát tốt hơn. Tuy nhiên, khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad (đường màu đen), mặc dù xe phản ứng nhanh hơn với thao tác lái, nhưng lực bánh xe



biến thiên với biên độ lớn hơn, có thể làm giảm độ bám đường và gây rung lắc mạnh hơn khi xe vào cua và trả lái. Đồng thời, mô men xoắn do thanh ổn định ngang cầu trước sinh ra cũng có xu hướng tăng mạnh khi độ cứng thanh ổn định ngang tăng, dẫn đến hiện tượng phản ứng quá mức của hệ thống treo.

Trong giai đoạn 4 - 6 giây, khi xe đi thẳng sau khi hoàn thành chuyển làn, lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường tiếp tục có dao động nhẹ do quán tính từ thao tác đánh lái trước đó. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 0, lực tác dụng giữa hai bánh xe dao động kéo dài, khiến xe mất nhiều thời gian để ổn định. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 488 và 788 Nm/rad, dao động lực giảm đáng kể, giúp xe giữ ổn định tốt hơn. Tuy nhiên, với k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, mặc dù lực tác động có độ lớn cao hơn, nhưng xe có xu hướng phản ứng quá mức với mặt đường, dẫn đến rung lắc và khó kiểm soát hơn. Lúc này, mô men xoắn do thanh ổn định ngang tạo ra vẫn duy trì ở mức cao, có thể làm tăng độ cứng tổng thể của hệ thống treo và khiến xe nhạy cảm hơn với các dao động từ mặt đường.

Trong giai đoạn 6 - 10 giây, khi xe thực hiện đánh lái lần hai để về lại làn đường ban đầu, các kết quả cho thấy lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường có xu hướng dao động mạnh hơn so với pha đánh lái đầu tiên. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 0, xe mất nhiều thời gian để ổn định do lực bánh xe biến đổi lớn. Khi k_{A0f} và k_{A0r} là 488 và 788 Nm/rad, sự phân bố lực giữa bánh xe trái và phải cân bằng hơn, giúp xe ổn định nhanh hơn. Tuy nhiên, với k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 1510 Nm/rad, lực tác dụng có biên độ dao động lớn nhất trong giai đoạn này, cho thấy độ cứng quá cao có thể làm tăng sự mất ổn định của xe khi đổi hướng. Mô men xoắn do thanh ổn định ngang cầu trước cũng

đạt mức cao nhất trong pha này, góp phần làm tăng biên độ dao động của lực bánh xe và có thể gây mất kiểm soát ngang nếu độ cứng không được tối ưu.

Trong giai đoạn 10 - 20 giây, khi xe giữ hướng đi thẳng sau khi hoàn tất chuyển làn, với k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 0 và 488 Nm/rad, lực bánh xe vẫn còn dao động kéo dài do ảnh hưởng của hệ thống treo nhưng với giá trị nhỏ. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị bằng 788 Nm/rad, lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường ổn định nhanh nhất, giúp xe duy trì trạng thái cân bằng. Tuy nhiên, khi k_{A0f} và k_{A0r} bằng 1510 Nm/rad, xe có xu hướng phản ứng quá nhanh với các tác động từ mặt đường, dẫn đến lực tương tác biến thiên mạnh, gây rung lắc và mất ổn định ngang. Đồng thời, mô men xoắn do thanh ổn định ngang vẫn duy trì ở mức cao, khiến xe có xu hướng nhạy cảm với các tác động từ mặt đường, làm tăng độ cứng tổng thể của hệ thống treo và có thể gây cảm giác không thoải mái cho người lái.

Tóm lại, độ cứng của thanh ổn định ngang có ảnh hưởng lớn đến lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường. Khi k_{A0f} và k_{A0r} có giá trị thích hợp (788 Nm/rad), ô tô có xu hướng ổn định nhanh và giảm thiểu dao động lực. Ngược lại, nếu độ cứng quá cao (1510 Nm/rad), xe có thể phản ứng quá mức với mặt đường, gây ra hiện tượng rung lắc mạnh và mất ổn định khi đánh lái và đi thẳng. Mô men xoắn do thanh ổn định ngang cầu trước sinh ra cũng đóng vai trò quan trọng, và nếu quá lớn, có thể làm tăng độ cứng tổng thể của hệ thống treo, gây ra phản ứng quá mức và làm giảm độ bám đường.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đã phân tích ảnh hưởng của độ cứng thanh ổn định ngang ở hai cầu đến

tính ổn định ngang của ô tô con khi đánh lái chuyển làn với vận tốc 100 km/h. Hai tiêu chí đánh giá được sử dụng là góc lắc ngang thân xe và lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường. Các kết quả mô phỏng đã cho thấy sự thay đổi rõ rệt của các thông số động học khi giá trị độ cứng thanh ổn định ngang thay đổi từ 0 (không có thanh ổn định ngang) đến 1510 Nm/rad. Khi không có thanh ổn định ngang, xe có góc lắc ngang lớn nhất, phản ánh sự mất ổn định đáng kể do thân xe dao động mạnh khi vào cua và khi trả lái ở tốc độ cao (100 km/h). Đồng thời, sự phân bố lực giữa bánh xe trái và bánh xe phải không đều, dẫn đến sự chênh lệch về lực tương tác với mặt đường lớn và ảnh hưởng đến độ bám đường trong quá trình đánh lái. Khi tăng độ cứng thanh ổn định ngang lên 488 và 788 Nm/rad, giá trị góc lắc ngang và lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường giảm dần, giúp xe ổn định nhanh hơn sau khi chuyển làn. Tuy nhiên, khi k_{Aof} và k_{Aor} bằng 1510 Nm/rad, hệ thống treo không thể hấp thụ và điều chỉnh tốt các lực tác động từ mặt đường. Điều này khiến xe phản ứng quá nhạy với các tác động nhỏ từ mặt đường và các thay đổi hướng chuyển động đột ngột. Kết quả là xe bị lắc ngang và không thể ổn định nhanh chóng sau khi thay đổi hướng, gây mất ổn định ngang. Với độ cứng cao của thanh ổn định ngang, hệ thống treo trở nên quá cứng, không đủ khả năng linh hoạt để điều chỉnh nhanh chóng khi xe chuyển hướng hoặc khi chịu tác động từ mặt đường. Khi đánh lái, các dao động (góc lắc ngang) sẽ không hồi về nhanh và có thể kéo dài, gây mất ổn định lâu hơn so với các giá trị độ cứng thấp hơn. Kết quả cuối cùng cho thấy, hệ số độ cứng chống xoắn k_{Aof} và k_{Aor} có giá trị bằng 788 Nm/rad là giá trị hợp lý đối với ô tô con, giúp tăng tính ổn định ngang cho xe trong trường hợp xe đánh lái chuyển làn vượt chương ngại vật ở 100 km/h trên mặt đường ngẫu nhiên. ♦

Ngày nhận bài: 12/3/2025

Ngày phản biện: 31/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Tuấn Anh (2009), “Ảnh hưởng của thanh ổn định đến dao động ngang ô tô con”. Tạp chí Giao thông Vận tải, Số 10: 41-44.
- [2]. Nguyễn Minh Tuấn (2009), “Tinh điều khiển và ổn định của ô tô con khách với hệ thống chống lắc ngang bị động”. Luận văn thạc sĩ kỹ thuật.
- [3]. Nguyễn, T. et al. (2018), “Dynamic Behavior of Passive Anti-Roll Bars in Passenger Vehicles”. Journal of Automobile Engineering, Tập 32, Số 4: 123-135.
- [4]. Lê, Q. & Trần, M. (2017), “Experimental Investigation on the Influence of Passive Anti-Roll Bar Stiffness on Vehicle Roll Stability”. SAE Technical Paper, Số 2017-01-0456.
- [5]. Phạm, H. & Võ, D. (2019), “Effect of Anti-Roll Bar Geometry and Material Properties on Vehicle Dynamics”. Vehicle System Dynamics, Tập 57, Số 8: 1123-1145.
- [6]. Smith, J. & Nguyễn, K. (2020), “Numerical Simulation of Passive Anti-Roll Bar Effects on Lateral Vehicle Stability”. International Journal of Vehicle Design, Tập 81, Số 2: 98-115.
- [7]. Đỗ, T. & Hoàng, L. (2016), “A Comparative Study of Passive Anti-Roll Bar Designs for Improved ride Comfort”. Mechanical Systems and Signal Processing, Tập 78: 230-245.
- [8]. Nguyễn Tuấn Anh, Vũ Đức Lập, Trần Thanh An (2015), “Multi-Criterion Optimization of Suspension Systems for Enhancing Vehicle Roll Stability”. The 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference - APAC15.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA BIÊN DẠNG VÒI PHUN ĐẾN ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC EJECTOR

USING OF THE NUMERICAL METHOD TO ANALYZE INFLUENCE OF THE NOZZLE GEOMETRY ON EJECTOR PERFORMANCE

Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền, Nguyễn Đức Bình

Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

Email: congnc.vck@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính làm việc của ejector – một thiết bị phổ biến trong nhiều ngành công nghiệp như hệ thống điều hòa không khí HVAC, năng lượng, và xử lý nước thải. Ejector hoạt động theo nguyên lý sử dụng một dòng chảy chất lỏng hoặc khí vận tốc lớn để hút và hòa trộn với dòng chảy thứ cấp, tạo ra dòng hỗn hợp với vận tốc, áp suất, và tỷ lệ pha phù hợp. Bài báo tập trung phân tích ảnh hưởng của biên dạng của vòi phun sơ cấp (đường kính đầu ra vòi phun, chiều dài ống khuếch tán, áp suất dòng sơ cấp) đến đặc tính thủy động lực học của ejector. Kết quả tính toán mô phỏng số cho thấy tỷ số hòa trộn của ejector tăng nhanh khi đường kính đầu ra của vòi phun sơ cấp tăng, sau đó giảm khi đường kính đầu ra của vòi phun vượt quá một giá trị xác định. Do đó, tồn tại một khoảng tối ưu của đường kính đầu ra vòi phun sơ cấp, tại đó bộ phun đạt hiệu suất tốt nhất. Ngoài ra, kết quả tính toán mô phỏng số cũng chỉ ra rằng chiều dài ống khuếch tán có ảnh hưởng tương đối nhỏ đến hiệu suất của ejector. Tỷ số hòa trộn ban đầu tăng chậm khi chiều dài phần khuếch tán tăng đến một giá trị tối đa, sau đó giảm dần do lực cản ma sát dòng chảy tăng lên. Vì vậy, cũng tồn tại một giá trị tối ưu cho chiều dài ống khuếch tán, tại đó hiệu suất hòa trộn của ejector là tốt nhất. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở lý thuyết tính toán thiết kế ejector có hiệu suất cao.

Từ khóa: Thiết bị hòa trộn; Ejector; CFD.

ABSTRACT

The paper employs numerical methods to investigate the operating characteristics of an ejector – a device widely used in various industries such as HVAC systems, energy, and wastewater treatment. The ejector operates based on the principle of using a high-velocity liquid or gas flow to entrain and mix with a secondary flow, generating a mixture with appropriate velocity, pressure, and phase ratio. This study focuses on analyzing the influence of the primary nozzle profile (nozzle exit diameter, diffuser length, and primary flow pressure) on the hydrodynamic characteristics of the ejector. Numerical simulation results indicate that the ejector's mixing ratio increases rapidly as the primary nozzle exit diameter increases but then decreases when the nozzle exit diameter exceeds a certain threshold. Therefore, there exists an optimal range for the primary nozzle exit diameter at which the ejector achieves its best performance. Additionally, the simulation results

reveal that the diffuser length has a relatively minor impact on the ejector's efficiency. The mixing ratio initially increases slowly as the diffuser length extends to a maximum value, after which it gradually decreases due to increased flow frictional resistance. Consequently, there is also an optimal diffuser length at which the ejector's mixing efficiency is maximized. The results of this study provide a theoretical foundation for designing high-performance ejectors.

Keywords: Mixing equipment; Ejector; CFD.

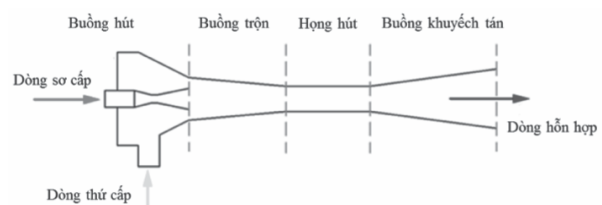
1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong nhiều hệ thống công nghiệp, ejector (hay còn gọi là thiết bị hòa trộn) đóng vai trò quan trọng nhờ khả năng chuyển đổi năng lượng của dòng chảy có động năng lớn để hút và hòa trộn với dòng chảy khác có động năng nhỏ hơn, từ đó tạo ra dòng chảy có áp suất, lưu lượng, và tỷ lệ hòa trộn giữa các pha mong muốn. Ejector được ứng dụng rộng rãi trong các hệ thống điều hòa không khí (HVAC), sản xuất năng lượng, xử lý nước thải, và công nghiệp hóa chất... [1, 2]. Tuy nhiên, việc thiết kế và tối ưu hóa ejector nhằm đạt hiệu suất cao vẫn là một thách thức lớn do đặc tính thủy động lực học của thiết bị này phụ thuộc vào nhiều yếu tố phức tạp, bao gồm biên dạng hình học của ejector, các thông số đầu vào của dòng chảy và điều kiện vận hành. Bài báo này tập trung vào việc áp dụng phương pháp số (Computational Fluid Dynamics - CFD), phân tích ảnh hưởng tỷ số đường kính γ_d , và một số yếu tố vận hành đến hiệu suất làm việc của ejector. Các kết quả tính toán thu được trong quá trình mô phỏng số cho biết cấu trúc chi tiết của dòng chảy, phân bố áp suất, phân bố pha bên trong ejector, và cho biết các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất của thiết bị. Từ đó, nhóm tác giả xác định được kích thước tối ưu của vòi phun sơ cấp góp phần cải thiện hiệu suất làm việc của ejector.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của ejector

Hình 1 là cấu tạo của một ejector dùng để hòa trộn hỗn hợp hơi của hai chất lỏng (Steam Ejector) điển hình, thông thường nó bao gồm bốn bộ phận chính: vòi phun sơ cấp, buồng hút, buồng hòa trộn và buồng khuếch tán. Hơi sơ cấp có nhiệt độ và áp suất cao sẽ giãn nở và tăng tốc qua vòi phun sơ cấp, thường là một vòi phun có biên dạng như ống Laval. Quá trình này chuyển đổi năng lượng áp suất của hơi sơ cấp thành năng lượng động học, làm cho hơi sơ cấp thoát ra với tốc độ cao, tạo ra vùng áp suất thấp tại miệng vòi phun. Áp suất thấp tại miệng vòi phun sơ cấp, kết hợp với hiệu ứng trượt giữa hơi sơ cấp và hơi thứ cấp làm cho chất lỏng thứ cấp bị hút vào buồng làm việc của ejector. Dòng tia sau khi ra khỏi vòi phun sơ cấp gây ra nhiễu động mạnh trong buồng hút, dẫn đến sự hòa trộn, trao đổi động lượng và năng lượng giữa hai dòng chất lỏng.



Hình 1. Cấu tạo của Ejector phun hơi

Sự trao đổi này làm giảm động năng của dòng sơ cấp và tăng động năng của dòng thứ cấp. Sau đó, hai dòng chất lỏng hòa trộn với nhau thành một dòng duy nhất trong buồng trộn. Dòng chất lỏng hỗn hợp tiếp tục bị giảm tốc trong khuếch tán, và động năng của nó được chuyển đổi thành áp năng. Cuối cùng, dòng

chất lỏng hỗn hợp thoát ra khỏi ejector với một áp suất xác định [3-5]. Để thuận tiện trong quá trình khảo sát đặc tính thủy động lực học của ejector, ta xét hai thông số đặc trưng là tỷ lệ hòa trộn ω và tỷ số đường kính γ_d được định nghĩa như sau:

$$\omega = \frac{m_s}{m_p} \quad (1)$$

$$\gamma_d = \frac{d_1}{d_0} = \sqrt{\frac{A_1}{A_0}} \quad (2)$$

Trong đó: m_s là khối lượng hơi sơ cấp, m_p là khối lượng hơi thứ cấp, d_1 là đường kính vòi phun cơ sở, d_0 là đường kính họng hút của vòi phun cơ sở, A_1 là vận tốc của dòng sơ cấp tại đầu vòi phun, A_0 là vận tốc âm thanh.

2.2. Cơ sở lý thuyết tính toán mô phỏng số

Dòng chảy trong ejector được coi là dòng chảy dừng không nén được, đặc tính của nó được mô tả bởi phương trình liên tục, định luật bảo toàn động lượng và định luật bảo toàn năng lượng được trình bày như sau [6-8]:

▪ Phương trình liên tục:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

▪ Phương trình động lượng:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4)$$

▪ Phương trình năng lượng:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\rho u_i (\rho E + p)] = \bar{\nabla} \cdot \left(\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \bar{\nabla} \cdot [\rho u_j (\tau_{ij})] \quad (5)$$

Với:

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (6)$$

Trong đó: t là thời gian, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng, u là vận tốc, E là năng lượng toàn phần, T là nhiệt độ, p là áp suất, τ là ứng suất nhớt, μ là hệ số nhớt động học, λ là hệ số dẫn nhiệt, i và j là các vectơ đơn vị trên các trục tọa độ x, y, z .

3. TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG SỐ

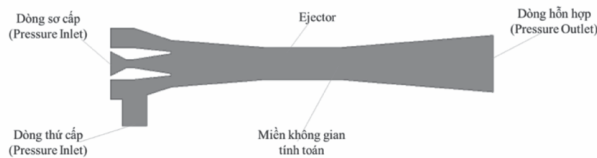
3.1. Mô hình tính toán mô phỏng

Ejector khảo sát trong bài báo này được thiết kế theo phương pháp Sokoloff, với giả thuyết dòng chảy trong ejector là dòng chảy dừng, quá trình hòa trộn của hai dòng xảy ra ở áp suất không đổi. Các thông số hình học chính của ejector được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1. Các thông số chính của ejector tính toán mô phỏng

STT	Tên	Ký hiệu	Giá trị (mm)	Đơn vị
1	Đường kính họng vòi phun	d_0	3,7	mm
2	Chiều dài họng hút	s_0	5	mm
3	Đường kính vòi phun	d_c	28,4	mm
4	Chiều dài ống loe	s_1	10	mm
5	Chiều dài ống thu hẹp	s_2	25	mm
6	Đường kính buồng hòa trộn	d_2	23,2	mm

Trong bài báo này, mô hình ejector, miền không gian tính toán được xây dựng trong phần mềm Solidworks, sau đó được đưa vào phần mềm Ansys Fluent để tiến hành chia lưới, đặt các điều kiện biên và tiến hành tính toán mô phỏng. Mô hình tính toán mô phỏng trường dòng trong ejector.



Hình 2. Mô hình bài toán mô phỏng số dòng chảy trong ejector

3.2. Chia lưới, điều kiện biên, các trường hợp tính toán mô phỏng

Trường dòng chảy bên trong ejector được tính toán mô phỏng bằng phần mềm FLUENT. So với vận tốc siêu âm tại đầu ra của vòi phun sơ cấp, vận tốc ban đầu tại đầu vào của dòng thứ cấp coi như không đáng kể và được bỏ qua trong quá trình tính toán. Đối với phần thành rắn là biên dạng của ejector được đặt là tường tiêu chuẩn với tính chất không thấm, không trượt, cách nhiệt. Điều kiện biên của dòng sơ cấp và dòng thứ cấp được đặt là “Pressure Inlet” trong khi điều kiện tại biên đầu ra được đặt là “Pressure Outlet” với giá trị áp suất bằng với áp suất của môi trường bên ngoài vòi phun.



Hình 3. Lưới chia trên miền không gian tính toán

Lưới phi cấu trúc được sử dụng để chia lưới miền không gian tính toán, ở vùng gần thành của ejector và miệng vòi phun sơ cấp nơi

mà có sự biến thiên lớn về áp suất, vận tốc, nhiệt độ lưới được chia mịn hơn nhằm khảo sát tốt hơn các hiện tượng rối do sự tương tác của dòng chảy với lớp biên gần thành của ejector.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của đường kính vòi phun sơ cấp đến đặc tính dòng chảy và hiệu suất của ejector, nhóm tác giả thực hiện tính toán với các kích thước đường kính khác nhau của vòi phun sơ cấp. Áp suất của dòng sơ cấp 600 kPa tương ứng với nhiệt độ hơi bão hòa là 432,15 K, áp suất của dòng thứ cấp được tính toán cho ba trường hợp là 12 kPa, 15 kPa và 18 kPa.

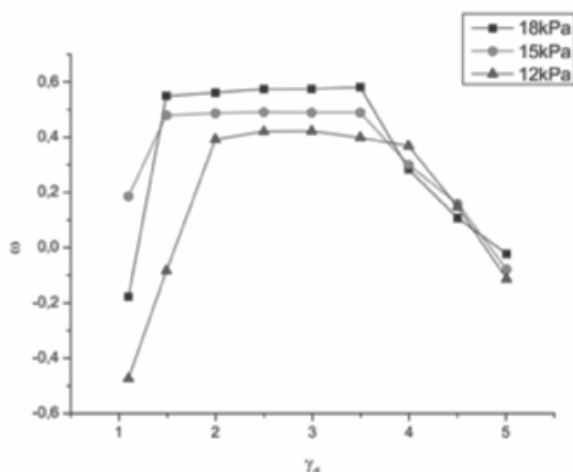
4. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

4.1. Sự phụ thuộc tỷ lệ hòa trộn ω và tỷ số đường kính γ_d

Hình 4 trình bày mối quan hệ của tỷ lệ hòa trộn ω của ejector với tỷ số đường kính γ_d tương ứng với ba áp suất của dòng hơi thứ cấp là 12 kPa, 15 kPa và 18 kPa, trong điều kiện áp suất hơi sơ cấp p_p được đặt là 600 kPa. Từ đồ thị, ta thấy rằng tỷ lệ hòa trộn ω ban đầu tăng mạnh khi tỷ số đường kính tăng từ 1-2, sau đó tỷ lệ hòa trộn gần như không tăng khi tỷ số đường kính tăng từ 2-4, khi tỷ số đường kính tiếp tục tăng thì tỷ lệ hòa trộn của ejector giảm mạnh.

Khi tỷ số đường kính đạt đến một giá trị nhất định, hơi sơ cấp từ vòi sơ cấp tạo ra áp suất đủ thấp cho phép dòng hơi thứ cấp được hút vào trong ejector và đạt điều kiện dòng chảy tới hạn (critical flow condition). Theo lý thuyết cơ học chất lỏng, sau khi dòng chảy đạt trạng thái tới hạn, lưu lượng khối cũng đạt giá trị cực đại và không thay đổi khi áp suất hút giảm. Do đó, khi đạt đến trạng thái tới hạn, ta tiếp tục tăng tỷ số đường kính γ_d thì vùng đầu ra của vòi phun

thứ cấp có áp suất thấp hơn nhưng lưu lượng khối của dòng hơi thứ cấp gần như không đổi. Điều này giải thích rằng tỷ số hòa trộn gần như không đổi khi tỷ số đường kính γ_d tăng lên vượt quá một giá trị nhất định Hình 4.



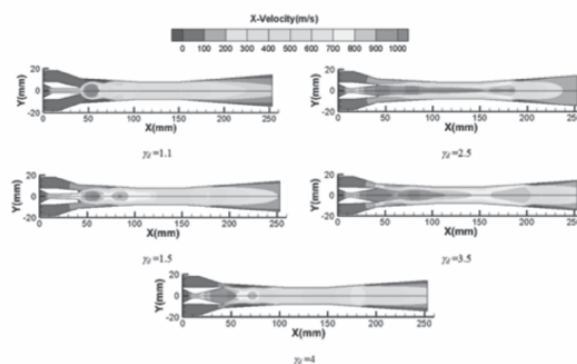
Hình 4. Sự phụ thuộc của tỷ lệ hòa trộn ω vào tỷ số đường kính γ_d tại các áp suất hơi thứ cấp khác nhau

Khi tỷ số đường kính tiếp tục tăng, áp suất tại đầu ra của vòi sơ cấp có thể tiếp tục giảm, tuy nhiên, đường kính đầu ra của vòi phun sơ cấp tăng làm giảm đáng kể diện tích tiết diện hiệu dụng cho dòng hơi thứ cấp được hút vào. Diện tích tiết diện hiệu dụng giảm cùng với áp suất cao do hiệu ứng dừng của hơi sơ cấp tốc độ cao gần thành ejector sẽ làm giảm mạnh lưu lượng khối của dòng hơi thứ cấp được hút vào, thậm chí tạo ra dòng chảy ngược của dòng thứ cấp. Do đó, có thể thấy rằng tồn tại một khoảng tỷ số đường kính tối ưu để ejector hơi đạt được hiệu suất tốt nhất.

4.2. Ảnh hưởng của tỷ số đường kính γ_d đến trường phân bố vận tốc trong Ejector

Hình 5 là trường phân bố vận tốc của dòng chảy trong Ejector tương ứng với các tỷ lệ đường kính khác nhau ở cùng một điều

kiện biên $p_s = 15 \text{ kPa}$, $p_p = 600 \text{ kPa}$. Trường phân bố vận tốc cho thấy rằng, khi dòng hơi sơ cấp có vận tốc cao đi qua đầu ra của vòi phun ejector, sự mở rộng đột ngột của đầu vòi phun sơ cấp gây ra sự nhiễu động lớn trường dòng tại vùng đầu vòi phun và tạo ra sóng xung kích xiên. Các sóng xung kích này lan truyền qua chất lỏng, đến lớp biên sát thành của ejector và bị phản xạ, biến thành sóng giãn nở. Sóng giãn nở sau đó lại được chuyển đổi thành sóng nén tại vùng lớp biên, trong quá trình biến đổi này năng lượng của sóng xung kích dần biến mất. Do đó, bên trong ejector hình thành nên một chuỗi sóng xung kích biến đổi giãn nở và trao đổi năng lượng liên tục. Các sóng xung kích này làm tăng nhanh áp suất tĩnh của dòng chất lỏng hỗn hợp, khiến trạng thái dòng chảy chuyển từ siêu âm sang cận âm.



Hình 5. Trường phân bố vận tốc trong Ejector tại các tỷ số đường kính khác nhau

Trường phân bố vận tốc của dòng khí trong ejector cho thấy rằng vận tốc chuyển động của dòng khí trước khi ra khỏi vòi phun sơ cấp đạt vận tốc siêu âm. Đặc biệt với trường hợp ejector có tỷ số đường kính $\gamma_d = 1,1$, và $\gamma_d = 1,5$ thì vận tốc của dòng khí sau khi ra khỏi vòi phun lại tiếp tục tăng tốc thêm đạt tới vận tốc siêu âm khoảng 1000 m/s. Trường phân bố vận tốc của dòng khí trong ejector rất không đồng đều do đó tồn tại của dòng chảy trong ejector rất lớn, điều này làm giảm hiệu suất thủy động

lực học của Ejector. Đối với vòi phun có tỷ số đường kính $\gamma_d = 2,5$, $\gamma_d = 3,5$ và 4, ta thấy trường phân bố vận tốc của dòng khí sau khi ra khỏi vòi phun đều đạt trạng thái siêu âm và tương đối đồng đều dẫn đến tổn thất năng lượng của dòng chảy trong ejector là tương đối nhỏ nên hiệu suất thủy động lực học của nó tương đối tốt. Trong các trường hợp khảo sát, trường phân bố vận tốc của dòng khí trong ejector có tỷ số đường kính $\gamma_d = 3,5$ là đồng đều nhất từ đầu vòi phun sơ cấp cho đến đầu ra của ejector, do đó tổn thất năng lượng của dòng chảy trong trường hợp này là nhỏ nhất. Do đó, hiệu suất của ejector có tỷ số đường kính $\gamma_d = 3,5$ đạt giá trị lớn nhất.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã ứng dụng phương pháp số để phân tích đặc tính làm việc của ejector, qua đó đánh giá ảnh hưởng của tỷ số đường kính γ_d đến đặc tính thủy động lực học của ejector. Dưới đây là một số kết quả chính:

- Khi tỷ số đường kính $\gamma_d < 1,5$, tỷ số hòa trộn tăng tuyến tính với tỷ số đường kính γ_d và sau đó đạt đến giá trị tối ưu tương ứng với tỷ số đường kính $1,5 < \gamma_d < 3,5$. Khi tỷ số đường kính $\gamma_d > 3,5$ thì tỷ số hòa trộn của ejector giảm mạnh, do đó với một điều kiện vận hành nhất định, tồn tại một khoảng tỷ số đường kính γ_d tối ưu giúp ejector đạt hiệu suất cao nhất.

- Ở điều kiện làm việc $p_s = 15$ kPa, $p_p = 600$ kPa, ejector khảo sát đạt trạng thái tối hạn kép là lưu lượng khối của dòng sơ cấp, dòng thứ cấp, và dòng hỗn hợp đạt giá trị cực đại tương ứng với tỷ số đường kính γ_d trong khoảng 1,5-3,5.

Những kết quả thu được không chỉ góp phần hiểu rõ hơn về đặc tính của dòng chảy

và truyền nhiệt bên trong ejector mà còn cung cấp cơ sở khoa học cho việc tối ưu hóa thiết kế, nâng cao hiệu suất hệ thống. Nghiên cứu có thể được mở rộng bằng cách kết hợp với các phương pháp thực nghiệm để kiểm chứng mô phỏng và tối ưu hóa thiết kế ejector trong các điều kiện vận hành thực tế. ❖

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT24-25.46. ❖

Ngày nhận bài: 18/02/2025

Ngày phản biện: 06/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Chen, W., et al., "Numerical assessment of ejector performance enhancement by means of combined adjustable-geometry and bypass methods". Applied Thermal Engineering, 2019. 149: p. 950-959.
- [2]. Zou, J., et al., "Theoretical studies on wide-operating-range ejector based on operating conditions and multi-parameter coupling effect in proton exchange membrane fuel cell system". Applied Thermal Engineering, 2024. 251: p. 123602.
- [3]. Jiang, X., et al., "Modeling and experimental research on adjustable ejector in fuel cell gas circulation system". Applied Thermal Engineering, 2024. 257: p. 124431.
- [4]. Dai, Z., et al., "Advanced exergy analysis on an ejector using zeotropic mixture in a refrigeration system". International Journal of Refrigeration, 2025. 172: p. 266-283.
- [5]. Al-Doori, G., et al., "A review of axial and radial ejectors: Geometric design, computational analysis, performance, and machine learning approaches". Applied Thermal Engineering, 2025. 266: p. 125694.
- [6]. Jack P. Holman, J.L., "Fluid_Mechanics". 5 ed.: McGraw-Hill.
- [7]. ANSYS Fluent Theory Guide. 2013. 814.
- [8]. Wang, K., et al., "Optimization design of steam ejector primary nozzle for MED-TVC desalination system". Desalination, 2019. 471: p. 114070.

XÂY DỰNG GIẢI PHÁP PHÁT HIỆN LÀN ĐƯỜNG SỬ DỤNG CÔNG NGHỆ THỊ GIÁC MÁY

DEVELOPMENT ON LANE DETECTION SOLUTION USING MACHINE VISION

Lưu Trọng Hiếu, Ngô Quang Hiếu, Nguyễn Hữu Cường*
Trường Đại học Cần Thơ

*Email: nhcuong@ctu.edu.vn

TÓM TẮT

Sự phát triển về công nghệ của phương tiện di chuyển thông minh hiện nay không chỉ góp phần tiết kiệm năng lượng mà còn nâng cao hiệu quả lái xe. Đặc biệt với sự phát triển không ngừng của xe điện thì việc ứng dụng công nghệ tự lái vào lĩnh vực này ngày càng trở nên hiện hữu hơn. Bài báo nghiên cứu này giới thiệu một giải pháp phát hiện làn đường bằng công nghệ thị giác máy tính dựa trên đặc trưng hình học của vạch kẻ đường. Với giải pháp này đã giải quyết được vấn đề về chi phí tính toán cũng như đòi hỏi phải có những tập dữ liệu lớn trong những giải pháp phức tạp khác. Kết quả thí nghiệm cho thấy rằng, giải pháp được đề xuất có thể phát hiện làn đường với chất lượng ổn định và tin cậy cao. Bên cạnh đó, sau khi phát hiện được làn đường, góc đánh lái cũng được tính toán để xác định được hướng di chuyển của xe. Từ đó, một bộ điều khiển tự lái cho mô hình xe điện cũng đã được xây dựng để kiểm chứng khả năng ứng dụng của giải pháp này cho xe tự hành trong tương lai.

Từ khóa: Phát hiện làn đường; Bộ điều khiển tự lái; Xe tự hành; Xe điện; Thị giác máy tính.

ABSTRACT

Technology advancement of smart mobility not only contributes to energy saving but also driving efficiency. Particularly, the development of electric vehicles, the application of self-driving technology in this field is becoming more and more present. This research paper introduces a solution to detect lanes using computer vision technology based on the geometric characteristics of road markings. With this proposed solution, the problem of computation costs as well as the requirement of large data sets in other complex solutions has been solved. Experimental results show that the proposed solution can detect lanes with stable quality and high reliability. In addition, the steering angle is also calculated after the lane was detected, this helps to determine the direction of the vehicle's movement. From there, a self-driving controller for an EV model has also been built to verify the applicability of the proposed solution to autonomous vehicles in the future.

Keywords: Lane detection; Self-driving controller; Autonomous vehicles; Electric vehicles; Computer vision.

1. GIỚI THIỆU

Vận tải đường bộ là một trong những phương thức vận tải được sử dụng nhiều nhất và rẻ nhất. Nó cung cấp kết nối tốt với các phương thức khác. Tuy nhiên, tai nạn giao thông đường bộ lại là vấn đề nghiêm trọng ngày nay. Hầu hết các tai nạn xảy ra là do sự bất cẩn của người lái xe. Làn đường giúp hỗ trợ người lái xe xác định khu vực đường và khu vực không phải đường. Làn đường giúp giảm xung đột giao thông [1].

Phát hiện làn đường là một lĩnh vực của thị giác máy tính ứng dụng cho các xe tự hành và hệ thống hỗ trợ người lái xe. Công nghệ phát hiện làn đường thông thường chỉ đạt được kết quả mong muốn trong điều kiện đường lý tưởng. Tuy nhiên, vạch kẻ làn đường trên mặt đất thường trở nên mờ trong môi trường thiếu sáng hoặc thời tiết bất thường [2]. Do đó, việc nghiên cứu phát hiện làn đường trong các tình huống thiếu sáng có tầm quan trọng đáng kể trong ứng dụng phát triển công nghệ xe tự lái.

Các phương pháp tăng cường ánh sáng yếu được thực hiện tập trung vào chuyển đổi thang độ xám [3-4], cân bằng histogram [5-6]. Những cách tiếp cận này thường có một lượng nhiễu đáng kể, có thể ảnh hưởng đến độ chính xác của việc phát hiện làn đường. Công nghệ kết hợp hình ảnh [7-10] và phân đoạn ngữ cảnh [11-14] đã nổi lên như những nhân tố đóng góp quan trọng trong lĩnh vực này. LLNET [15] đề xuất một kỹ thuật xác định thủ công các đặc trưng tín hiệu từ ảnh thiếu sáng và tăng cường độ sáng hình ảnh một cách linh hoạt trong dải động cao mà không làm bão hòa các điểm ảnh của ảnh. Tuy nhiên, các phương pháp này cũng có một số hạn chế, chẳng hạn như chi phí tính toán cao hơn và cần có các tập dữ liệu lớn để huấn luyện.

Trong nghiên cứu này, chúng tôi tập trung đề xuất giải pháp nhận dạng làn đường theo đặc trưng hình học của vạch kẻ đường. Với giải pháp được đề xuất này, vấn đề về tăng chi phí tính toán cũng như yêu cầu dữ liệu huấn luyện đã được giải quyết, bên cạnh đó, kết quả phát hiện làn đường đã được cải thiện đáng kể. Giải pháp phát hiện làn đường này cũng được áp dụng vào bộ điều khiển tự lái cho một mô hình xe điện.

2. GIẢI PHÁP PHÁT HIỆN LÀN ĐƯỜNG

Giải pháp phát hiện làn đường đề xuất sử dụng một webcam được gắn cố định trên mô hình xe điện để thu hình ảnh (Hình 1). Hình ảnh thu thập được bao gồm phần đường, vạch kẻ đường và một số ánh sáng phản chiếu trên đường do nước đọng và những vật thể khác (Hình 2).



Hình 1. Mô hình xe điện được bố trí webcam để thu hình ảnh



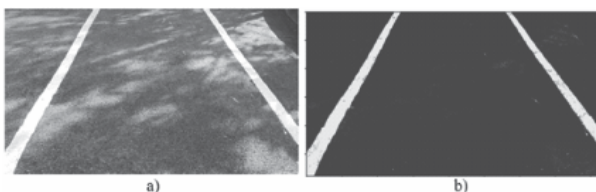
Hình 2. Hình ảnh được thu thập bởi webcam

Thuật toán phát hiện làn đường được xây dựng nhằm phát hiện làn đường được kẻ màu trắng trên bề mặt đường nhựa. Sau khi phát hiện được làn đường, tọa độ của hai làn đường bên trái, bên phải và vị trí, hướng của xe tương ứng trên đường sẽ được xác định. Cuối cùng, căn cứ vào vị trí tương đối của xe so với các làn đường, thuật toán sẽ tính toán được góc lái cần thực hiện để mô hình xe có thể giữ đúng làn đường. Toàn bộ giải thuật được minh họa như Hình 3.



Hình 3. Giải thuật phát hiện làn đường

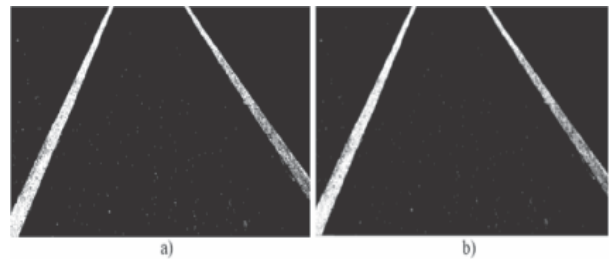
Giai đoạn tiền xử lý ảnh, trước tiên sử dụng các phép biến đổi không gian màu nhằm phân đoạn vạch kẻ đường với các vật thể khác trong khung ảnh dựa vào sự khác biệt màu sắc. Kết quả phân đoạn này được thể hiện như trong Hình 4.



Hình 4. Phân đoạn ảnh:

- a) Ảnh gốc thu nhập từ webcam;
b) Vạch kẻ đường sau khi được phân đoạn

Ảnh sau khi được phân đoạn vẫn còn một số nhiễu chấm nhỏ, vì vậy cần thiết phải loại bỏ những nhiễu này trước khi đưa ảnh vào giai đoạn phát hiện làn đường. Đối với việc loại bỏ những nhiễu chấm như vậy, sử dụng công cụ Gaussian Blur sẽ mang lại hiệu quả đáng kể [16]. Kết quả khử nhiễu được thể hiện như trong Hình 5.



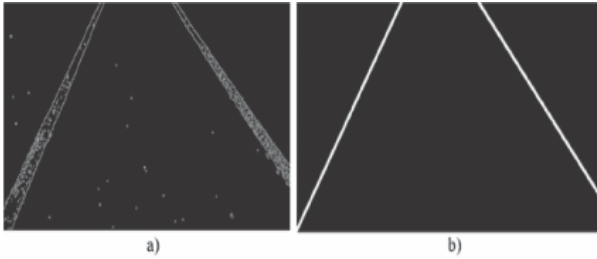
Hình 5. Khử nhiễu ảnh:

- a) Ảnh có nhiễu; b) Ảnh sau khi khử nhiễu

Vì làn đường có kết cấu là đường thẳng, trong nghiên cứu này công cụ được đề xuất để phát hiện đường thẳng là phép biến đổi Hough Line [17]. Phép biến đổi Hough áp dụng biểu diễn θ_p của đường thẳng trong không gian ảnh xy:

$$\rho = x \cdot \cos\theta + y \cdot \sin\theta \quad (1)$$

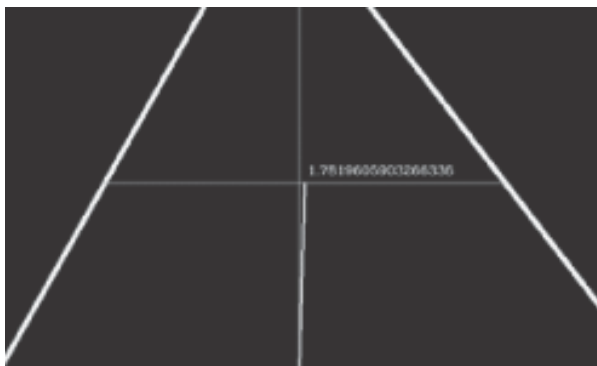
Ở đây, θ là góc tạo bởi trục x và pháp tuyến của đường thẳng, và ρ là khoảng cách đại số giữa đường thẳng và gốc tọa độ. Phiên bản cải tiến của biến đổi Hough được thực hiện bằng cách điều chỉnh biến đổi Hough cho các đoạn thẳng ngắn và dày, mô hình hóa với nhân thống kê, sử dụng phép tính xác suất mới [18]. Trước khi áp dụng phép biến đổi Hough Line để phát hiện làn đường, ảnh được thực hiện rút trích đường biên bằng thuật toán Canny [19]. Hình 6 là kết quả của giải pháp phát hiện đường biên.



Hình 6. Giải pháp phát hiện vạch kẻ đường:

- a) Ảnh rút trích đường biên Canny;
b) Kết quả biến đổi Hough Line

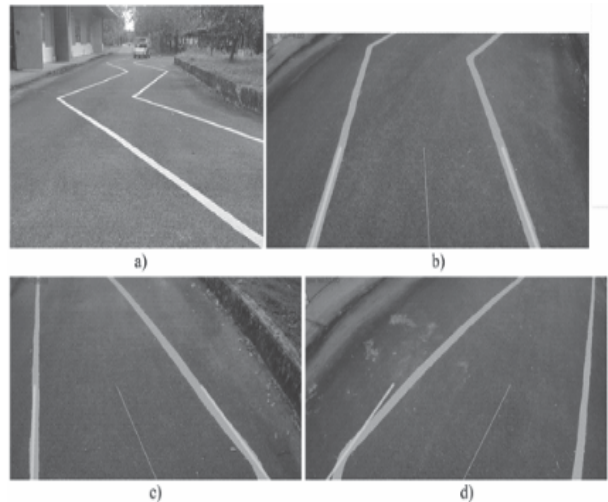
Sau khi phát hiện được làn đường, để giúp bộ điều khiển có thể ra quyết định điều khiển đánh lái, điều quan trọng nhất là tính toán được góc đánh lái. Góc đánh lái được xác định là góc hợp bởi hai tia đi qua tâm ô tô và tâm đường. Trong đó, tâm ô tô được xác định là tâm ảnh vì webcam được lắp ở vị trí giữa của mô hình xe điện. Tâm đường được xác định là trung điểm của đoạn thẳng nằm ngang ở giữa ảnh nối giữa hai làn đường. Như vậy, tia đi qua tâm ô tô là trục đứng ở giữa ảnh và tia đi qua tâm đường là tia nối trung điểm của cạnh dưới của ảnh với tâm đường. Với cách sắp xếp như vậy, góc đánh lái sẽ có giá trị dương nếu xe lệch trái và ngược lại, nếu xe lệch phải góc đánh lái sẽ có giá trị âm. Hình 7 cho thấy giá trị góc đánh lái được tính toán sau khi xác định được làn đường, giá trị này sẽ được truyền đến bộ điều khiển tự lái, sẽ được trình bày tiếp ở phần sau.



Hình 7. Góc đánh lái

3. KẾT QUẢ THỬ NGHIỆM

Giải pháp được đề xuất sau khi phát hiện làn đường, từ đó xác định được góc đánh lái được áp dụng cho bộ điều khiển tự lái của mô hình xe điện. Một số hình ảnh thử nghiệm giải pháp và kết quả xác định góc lái được trình bày ở Hình 8.

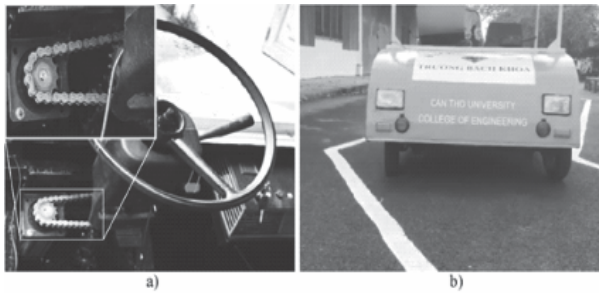


Hình 8. Kết quả thử nghiệm giải pháp phát hiện làn đường và tính toán góc lái:

- a) Đường thử nghiệm;
b) Trường hợp xe đang chạy thẳng;
c) Trường hợp xe lệch phải;
d) Trường hợp xe lệch trái

Bộ điều khiển tự lái được chế tạo bằng Arduino UNO. Tín hiệu góc đánh lái sau khi được máy tính tính toán bằng giải thuật phát hiện làn đường sẽ được truyền đến bộ điều khiển. Căn cứ vào giá trị góc lái, bộ điều khiển sẽ điều khiển động cơ lái xoay vô lăng góc lái tương ứng. Động cơ lái là một động BLDC có bố trí cảm biến servo được điều khiển góc quay mạch điều khiển PID. Động cơ truyền động góc lái cho vô lăng bằng cơ cấu bánh răng xích (Hình 9a). Hình 9b cho thấy mô hình xe điện đang tự hành trên đường kẻ vạch dưới sự điều khiển của bộ điều khiển lái.





Hình 9. Ứng dụng giải pháp cho mô hình xe điện tự lái:

- a) Cơ cấu truyền động hệ thống lái tự động;
b) Mô hình xe điện tự hành

4. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày một nghiên cứu về giải pháp phát hiện làn đường ứng dụng cho công nghệ của phương tiện tự lái. Giải pháp này đề xuất sử dụng công nghệ thị giác máy tính để phát hiện vạch kẻ đường dựa trên đặc trưng hình học. Từ thông tin về vị trí của vạch kẻ đường được trích xuất từ hình ảnh được thu thập từ một webcam được bố trí trên một mô hình xe điện, góc lệch giữa hướng di chuyển của xe và làn đường được tính toán. Từ đó, góc đánh lái của xe được suy ra từ góc lệch này và truyền đến bộ điều khiển tự lái cho mô hình xe điện. Kết quả thí nghiệm cho thấy rằng giải pháp phát hiện làn đường đã đề xuất đạt được hiệu quả cao và có tính ổn định. Giải pháp này cũng được áp dụng cho bộ điều khiển tự lái trên mô hình xe điện đã cho thấy được khả năng lớn có thể triển khai ứng dụng trong tương lai. ❖

Ngày nhận bài: 07/3/2025

Ngày phản biện: 27/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Goel, A. (2014), "Lane detection techniques - A review". International Journal of Computer Science and Mobile Computing, 2, 596-604.
- [2]. Liu, T., Chen, Z., Yang, Y., Wu, Z., Li, H. (2020), "Lane detection in low-light conditions using an efficient data enhancement: Light conditions style transfer". Proceeding of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), 1394-1399.
- [3]. Drag, F., Myszkowski, K., Annen, T., Chiba, N. (2003), "Adaptive logarithmic mapping for displaying high contrast scenes". Computer Graphics Forum, 22, 419-426.
- [4]. Huang, S., Cheng, F., Chiu, Y. (2012), "Efficient contrast enhancement using adaptive gamma correction with weighting distribution". IEEE Transactions on Image Processing, 22(3), 1032-1041.
- [5]. Ibrahim, H., Kong, N. (2007), "Brightness preserving dynamic histogram equalization for image contrast enhancement". IEEE Transactions on Consumer Electronics. 53 (4), 1752-1758.
- [6]. Purushothaman, J., Kamiyama, M., Taguchi, A. (2016), "Color image enhancement based on hue differential histogram equalization." Proceeding of the International Symposium on Intelligent Signal Processing and Communication Systems, 1-5.
- [7]. Golcarenenji, G., Martinez-Alpiste, I., Wang, Q., Alcaraz-Calero, M. (2022), "Illumination-aware image fusion for around-the-clock human detection in adverse environments from unmanned aerial vehicle". Expert Systems with Applications, 204, 1-13.
- [8]. Guo, C., Fan, D., Jiang, Z., Zhang, D. (2023), "MDFN: Mask deep fusion network for visible and infrared image fusion without reference ground-truth". Expert Systems with Applications, 211, 1-12.
- [9]. Simrandeep, S., Harbinder, S., Nitin, M., Harbinder, S., Abdelazim, G., Filip, S. (2022), "A feature level image fusion for Night-Vision context enhancement using Arithmetic optimization algorithm based image segmentation". Expert Systems with Applications, 209, 1-14.
- [10]. Yang, H., Huo, H., Li, J., Li, C., Liu, Z., Chen, X. (2022), "DSG-fusion: Infrared and visible image fusion via generative adversarial

- networks and guided filter*". Expert Systems with Applications, 200, 1-17.
- [11]. Elhassan, M., Huang, C., Yang, C., Mune, T. (2021). "*DSANet: Dilated spatial attention for real-time semantic segmentation in urban street scenes*". Expert Systems with Applications, 183, 1-12.
- [12]. Mahmood, T., Cho, S., Park, K. (2022), "*DSRD-net: Dual-stream residual dense network for semantic segmentation of instruments in robot-assisted surgery*". Expert Systems with Applications, 202, 1-17.
- [13]. Looverbosch, T., Raeymaekers, E., Verboven, P., Sijbers, J., Nicolai, B. (2021), "*Non-destructive internal disorder detection of conference pears by semantic segmentation of X-ray CT scans using deep learning*". Expert Systems with Applications, 176, 1-12.
- [14]. Wu, H., Liang, C., Liu, M., Wen, Z. (2021), "*Optimized HRNet for image semantic segmentation*". Expert Systems with Applications, 174, 1-10.
- [15]. Lore, K., Akintayo, A., Sarkar, S. (2017), "*LLNet: A deep autoencoder approach to natural low-light image enhancement*". Pattern Recognition, 61, 650-662.
- [16]. Gouxing, H., Aike, S., Hongxu, Z., Yu, Z., Jingwen, W. (2024), "*Gaussian second derivative blur kernels for image deblurring*". Digital Signal Processing, 155, 1-12.
- [17]. Zezhong, X., Bok-Suk, S., Reinhard, K. (2015), "*Closed form line-segment extraction using the Hough transform*". Pattern Recognition, 48, 4012-4023.
- [18]. Olga, B., Victor, L., Pushmeet, K. (2012), "*On detection of multiple object instances using Hough transforms*". IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 34(9), 1773-1784.
- [19]. Meiling, H., Yuele, L., Yongmei, Y. (2022), "*Edge detection of ore and rock on the surface of explosion pile based on improved Canny operator*". Alexandria Engineering Journal, 61, 10769-10777.

ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐẾN CHIỀU SÂU THẨM NHIỆT CỦA CHI TIẾT TRƯỚC KHI TIỆN CÓ GIA NHIỆT BẰNG DÒNG ĐIỆN CẢM ỨNG CAO TẦN

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON THE HEAT PENETRATION DEPTH OF THE WORKPIECE BEFORE TURNING WITH HIGH FREQUENCY INDUCTION CURRENT HEATING

TS. Nguyễn Thành Huân

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

Email: nthuan@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Các vật liệu cứng ngày càng được sử dụng rộng rãi trong công nghệ chế tạo máy, do các ưu điểm vượt trội của chúng [1]; tuy nhiên, để gia công cắt gọt các vật liệu cứng gặp nhiều khó khăn; mặt khác, hầu hết các vật liệu có tính chất là khi được nung nóng, độ cứng của chúng sẽ giảm. Do đó, để có thể cắt gọt các vật liệu cứng với thiết bị và dụng cụ thông thường, tác giả đã nghiên cứu làm nóng vật liệu thép 9XC (tôi đạt độ cứng 62HRC) đồng thời trong quá trình gia công tiện bằng nguồn nhiệt của dòng điện cảm ứng cao tần và đánh giá ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến chiều sâu thẩm nhiệt của chi tiết. Kết quả nghiên cứu sẽ giúp các nhà công nghệ có thể thay đổi chiều sâu cắt gọt cho phù hợp với chiều sâu thẩm nhiệt để cải thiện tính cắt gọt khi tiện vật liệu thép 9XC qua tôi hoặc các vật liệu cứng khác trong thực tiễn.

Từ khóa: *Cắt gọt có gia nhiệt; Cảm ứng điện từ; Chiều sâu thẩm nhiệt.*

ABSTRACT

Hard materials are increasingly used in machine manufacturing technology, due to their outstanding advantages [1]; however, cutting hard materials is difficult; on the other hand, most materials have the property that when heated, their hardness will decrease. Therefore, in order to be able to cut hard materials with conventional equipment and tools; the author has studied heating 9XC steel material (hardened to 62HRC hardness) at the same time during the turning process using a heat source of high-frequency induction current and evaluated the influence of technological parameters on the heat penetration depth of the workpiece. The research results will help technologists to change the cutting depth to match the heat penetration depth to improve the cutting properties when turning 9XC steel material through quenching or other hard materials in practice.

Keywords: *Heated cutting; Electromagnetic induction; Thermal penetration depth.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

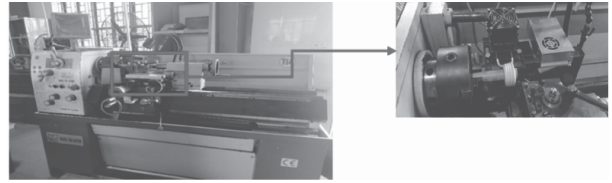
Trong ngành gia công chế tạo các chi tiết cơ khí, cắt gọt kim loại là một trong những phương pháp gia công phổ biến, đặc biệt đối với các chi tiết có dạng trụ. Tuy nhiên, gia công đối với những vật liệu có độ cứng cao sau khi xử lý nhiệt gặp nhiều khó khăn do lực cắt lớn, làm tăng mài mòn công cụ, giảm độ chính xác gia công và ảnh hưởng đến chất lượng bề mặt chi tiết [2]. Việc nâng cao hiệu quả đối với việc gia công các vật liệu có độ cứng cao là một trong những thách thức lớn trong sản xuất thực tế; đòi hỏi về hệ thống các thiết bị có độ cứng vững tốt, tốc độ cắt cao, dụng cụ cắt đặc biệt [3]. Một trong những giải pháp hiệu quả giúp giảm độ cứng bề mặt của vật liệu trước khi gia công là gia nhiệt bằng dòng điện cảm ứng cao tần đồng thời trong quá trình cắt gọt [4]. Kết quả nghiên cứu này có ý nghĩa quan trọng trong việc cải thiện quá trình tiện các vật liệu có độ cứng cao, giảm chi phí sản xuất, tối ưu hóa tuổi bền dụng cụ cắt và nâng cao chất lượng sản phẩm.

2. TRANG THIẾT BỊ THÍ NGHIỆM

Hệ thống thí nghiệm gồm (Hình 1):

2.1. Thiết bị thí nghiệm và mẫu thí nghiệm

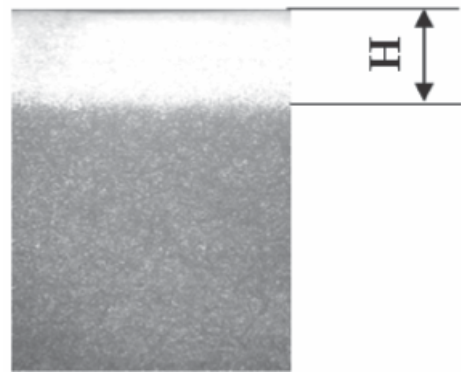
Thiết bị thí nghiệm gồm máy gia nhiệt cảm ứng cao tần và máy tiện Basic 180 Super. Các mẫu thí nghiệm là vật liệu thép 9XC có hình dạng trụ, được gia công tiện thô đạt đường kính $\phi 30^{+0,4}_0$, sau đó đem thể tích đạt độ cứng 62HRC.



Hình 1. Hệ thống tiện có gia nhiệt bằng dòng điện cảm ứng cao tần [5]

2.2. Xác định độ sâu chiều sâu thấm nhiệt

Sau khi gia nhiệt, mẫu được cắt, mài, đánh bóng và ăn mòn hóa học để phân tích sự thay đổi kích thước của chiều sâu thấm nhiệt h (Hình 2).



Hình 2. Chiều sâu thấm nhiệt (H) của chi tiết

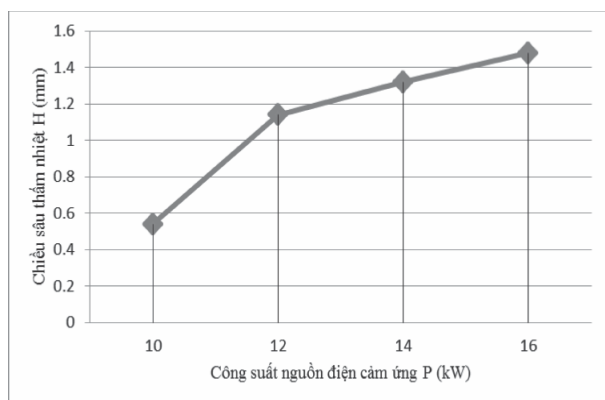
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Ảnh hưởng của công suất nguồn điện cảm ứng cao tần đến chiều sâu thấm nhiệt

Các thông số tốc độ vòng quay trục chính (n) 900v/ph, lượng tiến dao (s) 0,109mm/vg, thời gian gia nhiệt ban đầu (t) 1,2 giây được giữ cố định; công suất nguồn điện cảm ứng thay đổi, ta thấy rằng chiều sâu thấm nhiệt tăng khi công suất tăng (Hình 3).

Như vậy, công suất nguồn điện cảm ứng cao tần quyết định cung cấp nhiệt lượng cho vật liệu, ảnh hưởng trực tiếp đến chiều sâu thấm nhiệt.



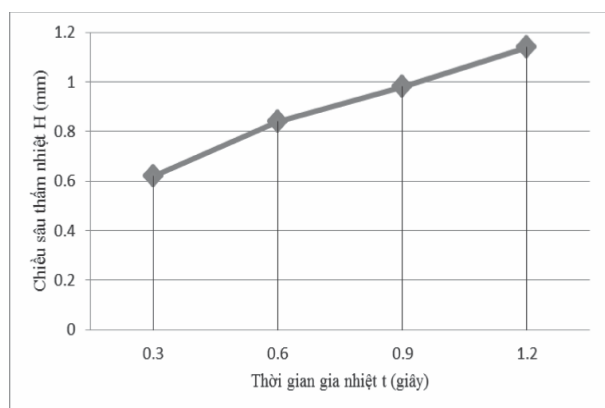


Hình 3. Ảnh hưởng của công suất nguồn điện đến chiều sâu thấm nhiệt

3.2. Ảnh hưởng của thời gian gia nhiệt (t) tới chiều sâu thấm nhiệt

Thời gian gia nhiệt ảnh hưởng đến khả năng tương tác giữa dòng điện cảm ứng với vật liệu. Hình 4 có thể hiện mối quan hệ giữa thời gian gia nhiệt và chiều sâu thấm nhiệt khi các thông số $P = 12\text{kW}$, $s = 0,109\text{mm/vg}$, $n = 900\text{vg/ph}$; thông số thời gian gia nhiệt thay đổi.

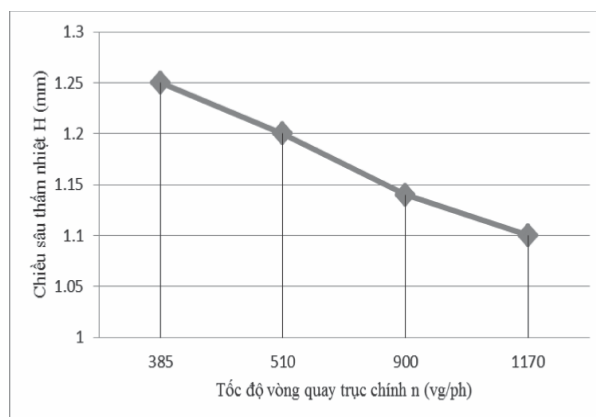
Nhìn trên hình 4, ta thấy rằng mối quan hệ giữa thời gian gia nhiệt và chiều sâu thấm nhiệt là đường tuyến tính, tức là thời gian gia nhiệt tăng thì chiều sâu thấm nhiệt sẽ tăng và ngược lại.



Hình 4. Ảnh hưởng của thời gian gia nhiệt đến chiều sâu thấm nhiệt

3.3. Ảnh hưởng tốc độ vòng quay trục chính (n) đến chiều sâu thấm nhiệt

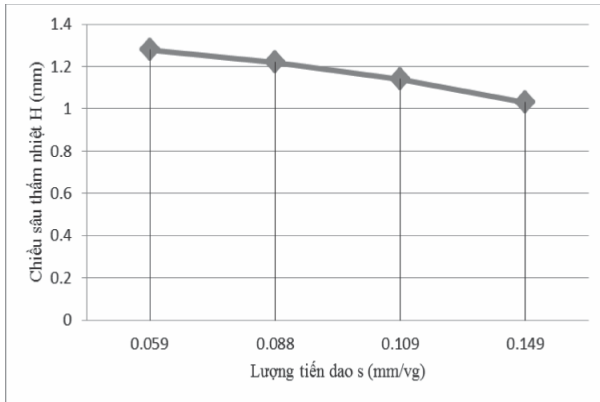
Để đánh giá ảnh hưởng của tốc độ vòng quay tới chiều sâu thấm nhiệt, các thông số $P = 12\text{kW}$, $s = 0,109\text{mm/vg}$, $t = 1,2$ giây được giữ không đổi. Tốc độ vòng quay trục chính tăng sẽ tạo điều kiện cho luồng không khí làm mát bề mặt của phôi, đồng thời cuộn cảm di chuyển nhanh hơn sẽ làm cho dòng điện cảm ứng tương tác với vật liệu bề mặt phôi ngắn, dẫn đến làm thay đổi chiều sâu thấm nhiệt của vật liệu (Hình 5).



Hình 5. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay trục chính đến chiều sâu thấm nhiệt

3.4. Ảnh hưởng lượng tiến dao (s) đến chiều sâu thấm nhiệt

Khi các thông số $P = 12\text{kW}$, $t = 1,2$ giây, $n = 900\text{vg/ph}$ được giữ không đổi, tăng lượng tiến dao, thời gian tương tác giữa dòng điện cảm ứng với bề mặt chi tiết ngắn dẫn đến chiều sâu thấm nhiệt của chi tiết giảm (Hình 6). Tuy nhiên, chiều sâu thấm nhiệt giảm không nhiều, điều này chứng tỏ lượng tiến dao không ảnh hưởng nhiều đến chiều sâu thấm nhiệt.



Hình 6. Ảnh hưởng của lượng tiến dao đến chiều sâu thấm nhiệt

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã đánh giá tác động của các thông số công nghệ khi gia nhiệt bằng dòng điện cảm ứng cao tần đến chiều sâu thấm nhiệt của vật liệu thép 9XC (đã tôi đạt độ cứng 62HRC). Kết quả cho thấy rằng các thông số công nghệ như công suất dòng điện cảm ứng, thời gian gia nhiệt và tốc độ vòng quay trục chính có tác động đáng kể đến chiều sâu thấm nhiệt của chi tiết, thông số lượng tiến dao có ảnh hưởng không đáng kể đến chiều sâu thấm nhiệt của chi tiết. Từ kết quả này, các nhà công nghệ có thể tiến hành điều chỉnh chiều sâu cắt gọt cho phù hợp với chiều sâu thấm nhiệt và tăng năng suất gia công bằng cách tăng lượng

tiến dao; điều này cũng khẳng định rằng có thể tiện các vật liệu cứng bằng các thiết bị và dụng cụ cắt thông thường khi tiện có gia nhiệt đồng thời bằng dòng điện cảm ứng cao tần. ❖

Ngày nhận bài: 10/3/2025

Ngày phản biện: 26/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nghiêm Hùng, “*Vật liệu cơ sở*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật (2005).
- [2]. S. Sun, M. Brandt, M.S. Dargusch, “*Thermally enhanced machining of hard-to-machine materials – A review*”. International Journal of Machine Tools and Manufacture (2010).
- [3]. Nguyễn Thành Huân, “*Nghiên cứu tiện thép hợp kim 9XC sau tôi có gia nhiệt bằng laser*”. Luận án Tiến sĩ, Đại học Bách Khoa Hà Nội (2018).
- [4]. Mạc Thị Bích, “*Nghiên cứu tính gia công vật liệu thép SKD11 trong môi trường gia nhiệt bằng cảm ứng điện từ và định hướng ứng dụng trong công nghiệp*”. Luận án Tiến sĩ, Đại học Bách Khoa Hà Nội (2019).
- [5]. Nguyễn Thành Huân, Trần Vũ Lâm, Trần Đình Tài, “*Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến độ cứng của chi tiết sau khi gia công tiện thép 9XC (thép tôi) có gia nhiệt bằng cảm ứng điện từ*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam (2022).

TỔNG QUAN HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN THÔNG GIÓ MỎ HÀM LÒ

OVERVIEW OF THE UNDERGROUND MINE VENTILATION CONTROL SYSTEM

Nguyễn Thế Lực*, Đặng Văn Chí

Bộ môn Tự động hóa xí nghiệp Mỏ – Dầu Khí, Trường Đại học Mỏ – Địa chất

*Email: nguyentheluc@humg.edu.vn

TÓM TẮT

Hệ thống thông gió mỏ hầm lò đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo an toàn và hiệu quả trong khai thác than. Bài báo này trình bày tổng quan về hệ thống điều khiển thông gió mỏ hầm lò tại Việt Nam và trên thế giới, tập trung vào các công nghệ và phương pháp được áp dụng, cũng như những thách thức và xu hướng phát triển trong tương lai. Bài báo cũng cung cấp các hình ảnh minh họa để làm rõ hơn các khái niệm và công nghệ được đề cập.

Từ khóa: Thông gió mỏ hầm lò; Điều khiển thông gió mỏ hầm lò; Kỹ thuật thông gió mỏ.

ABSTRACT

The ventilation system for underground mines plays an important role in ensuring the safety and efficiency of coal mining. This paper presents an overview of underground mine ventilation control systems in Vietnam and the world, focusing on applied technologies and methods, challenges and future development trends. The article provides illustrations to better clarify the concepts and technologies.

Keywords: Underground mine ventilation; Underground mine ventilation control; Mine ventilation engineering.

1. GIỚI THIỆU

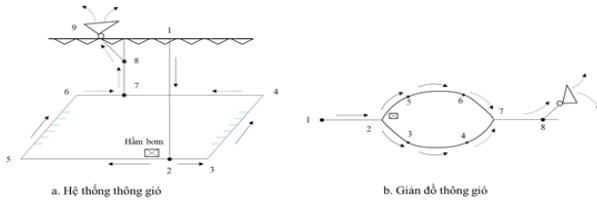
Khai thác than hầm lò là một trong những ngành công nghiệp quan trọng tại Việt Nam, đặc biệt là ở vùng Quảng Ninh. Hệ thống thông gió mỏ hầm lò không chỉ đảm bảo cung cấp không khí sạch cho công nhân mà còn giúp loại bỏ khí độc hại và bụi, duy trì nhiệt độ và độ ẩm phù hợp. Bài báo này sẽ tổng quan về hệ thống điều khiển thông gió mỏ hầm lò tại Việt Nam, từ các công nghệ hiện có đến các nghiên cứu và xu hướng ứng dụng các công nghệ mới.

2. HỆ THỐNG THÔNG GIÓ MỎ HÀM LÒ TẠI VIỆT NAM

2.1. Cơ sở lý thuyết và công nghệ thông gió

Hệ thống thông gió mỏ hầm lò bao gồm các quạt gió chính và quạt gió cục bộ, hệ thống phân phối gió, và các thiết bị điều khiển, giám sát. Các phương pháp thông gió phổ biến bao gồm thông gió đẩy, thông gió hút, và thông gió kết hợp cả đẩy và hút. Phương pháp thông gió phổ biến ở các mỏ hầm lò hiện nay là thông gió

hút. Quạt gió chính làm nhiệm vụ tạo ra áp suất thấp trong các đường lò giúp cho không khí sạch đi vào đường lò qua các giếng trời đồng thời đưa khí bẩn từ trong lò ra ngoài [1].

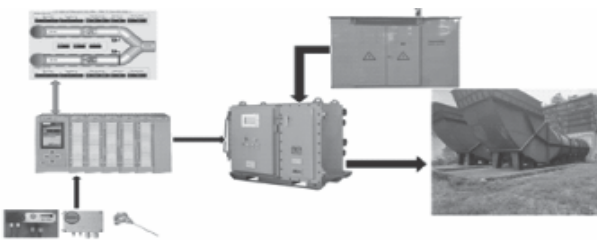


Hình 1. Sơ đồ hệ thống thông gió mỏ hầm lò [1]

Sơ đồ hệ thống thông gió (Hình 1a) mô tả hệ thống thông gió hút. Gió sạch đi vào mỏ từ các giếng trời (1-2) do có sự chênh lệch về áp suất. Gió sạch đi tới các khu vực gương lò khai thác (5-6 và 3-4) để thông gió, pha loãng khí độc, bụi. Gió bẩn được đưa ra ngoài thông qua rãnh gió tại trạm quạt gió chính (7-8-9). Giản đồ thông gió (Hình 1b) thể hiện các nhánh gió, hướng thông gió chính trong mỏ cũng như phương pháp thông gió của mỏ. Đây là hai cách thức phổ biến để biểu diễn một hệ thống thông gió mỏ.

2.2. Hệ thống điều khiển trạm quạt thông gió chính

Các trạm quạt thông gió chính thường được điều khiển bằng các bộ khởi động từ, khởi động mềm, hoặc biến tần. Các hệ thống điều khiển tự động sử dụng PLC (Programmable Logic Controller) và các phần mềm giám sát để điều khiển và theo dõi hoạt động của quạt.

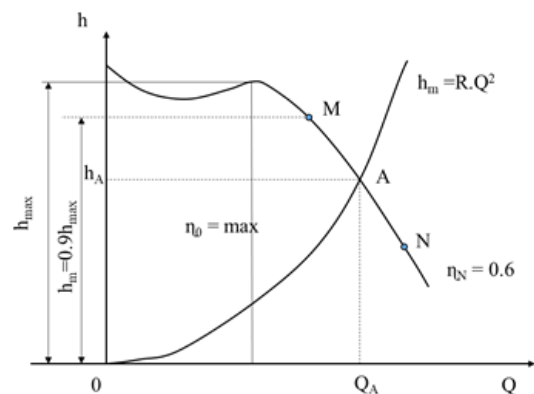


Hình 2. Hệ thống điều khiển trạm quạt thông gió chính

Trên hình 2 minh họa hệ thống điều khiển trạm quạt thông gió chính, bao gồm các bộ điều khiển PLC, hệ thống mạng truyền thông, và giao diện giám sát HMI. Các cảm biến đo nồng độ khí CH_4 , cảm biến đo lưu lượng gió, áp suất, nhiệt độ, ... được lắp đặt trong các đường lò hoặc khu vực khai thác. Tín hiệu từ cảm biến được gửi về các tủ điều khiển trên mặt đất thông qua đường truyền dẫn tín hiệu quang hoặc dây dẫn điện. Bộ điều khiển PLC có chức năng xử lý tín hiệu đo, điều khiển trạm quạt, kết nối với máy tính và phần mềm vận hành, giám sát. Quạt gió chính được cấp nguồn thông qua các tủ khởi động mềm hoặc bộ biến tần. Trạm biến áp cung cấp nguồn điện 3 pha cho quạt. Một số trạm quạt còn được bố trí các nguồn điện dự phòng kết hợp bộ chuyển nguồn tự động ATS (Automatic Transfer Switches) để đảm bảo cung cấp điện liên tục cho quạt làm việc.

2.3. Tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt

Tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính là một trong những giải pháp để giảm tiêu thụ điện năng. Các nghiên cứu gần đây đã đề xuất sử dụng biến tần để điều chỉnh tốc độ quạt, từ đó tiết kiệm năng lượng mà vẫn đảm bảo hiệu quả thông gió.



Hình 3. Đồ thị tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính [1]

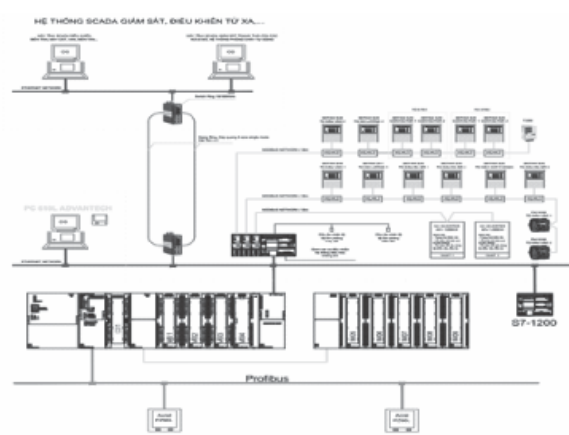
Hình 3 minh họa đồ thị tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính, bao gồm các đường đặc tính hạ áp, công suất, và hiệu suất của quạt. Đường đặc tính $h-Q$ thể hiện quan hệ giữa lưu lượng gió và hạ áp suất của quạt. Đường đặc tính h_m là hạ áp suất của mô phụ thuộc vào sức cản đường lò R và lưu lượng gió Q . Điểm giao giữa hai đường đặc tính này được xem là điểm làm việc tối ưu của quạt. Trên hình là điểm A tương ứng với hạ áp suất h_A và lưu lượng gió Q_A .

3. CÁC NGHIÊN CỨU VÀ ỨNG DỤNG TRONG NƯỚC

3.1. Tự động hóa hệ thống thông gió mỏ hầm lò

Cho đến thời điểm hiện nay, trong nước đã có một số các nhà khoa học, các công trình nghiên cứu và ứng dụng tự động hóa nhằm tối ưu và nâng cao hiệu quả cho các hệ thống thông gió mỏ hầm lò. Điển hình trong một đề tài của tác giả TS. Nguyễn Chí Tình [3] đã nghiên cứu ứng dụng kỹ thuật vi điều khiển để tự động hóa hệ thống thông gió mỏ than hầm lò Quảng Ninh. Trong nghiên cứu này, tác giả đã xây dựng mô hình toán học cho đối tượng nghiên cứu, đã ứng dụng phần mềm Simulink Matlab để mô phỏng các kịch bản thông gió cho một số mỏ hầm lò vùng Quảng Ninh, kết quả mô phỏng xác định các tham số tối ưu trong điều khiển trạm quạt, đề xuất các giải pháp kỹ thuật phù hợp với điều kiện thực tế tại Việt Nam [3].

Ngày nay, các hệ thống điều khiển thông gió được tự động hóa bao gồm hệ thống điều khiển tự động và giám sát từ xa sử dụng bộ điều khiển PLC và mạng truyền thông công nghiệp. Việc tự động hóa hệ thống thông gió góp phần nâng cao hiệu quả thông gió, nâng cao mức độ an toàn trong điều khiển, vận hành, sản xuất, giảm chi phí vận hành và tiết kiệm năng lượng.



Hình 4. Sơ đồ điều khiển tự động hóa hệ thống thông gió

Hình 4 minh họa sơ đồ điều khiển tự động hóa hệ thống thông gió, bao gồm các bộ điều khiển, máy tính giám sát, cảm biến, và mạng truyền thông công nghiệp. Đây là cấu trúc điều khiển hiện đại, phổ biến được áp dụng trong nhiều nhà máy sản xuất trong công nghiệp.

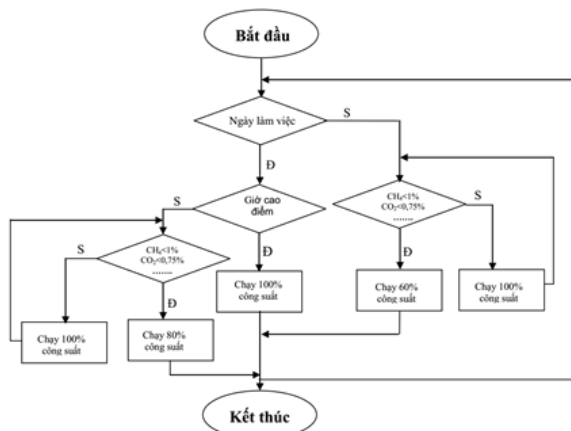
Hệ thống quan trắc khí mỏ theo dõi nồng độ khí O_2 trong đường lò, nồng độ các khí độc hại, khí cháy nổ (CO , CH_4), nồng độ bụi,... phát sinh trong quá trình đào lò, khai thác hoặc nổ mìn. Việc theo dõi và đo đạc nồng độ các chất khí trong lò được thực hiện thông qua các cảm biến có độ nhạy cao và hệ thống truyền dẫn tín hiệu quang cho phép gửi tín hiệu từ các cảm biến về trung tâm xử lý và phòng quan trắc. Thông số đo nồng độ các chất khí được hiển thị trên các màn hình máy tính giám sát hoặc màn hình tivi đặt tại phòng quan trắc khí mỏ (Hình 5). Các thông tin này cũng có thể được theo dõi từ xa thông qua hệ thống kết nối mạng internet.



Hình 5. Phần mềm quan trắc khí mở

3.2. Tối ưu hóa chế độ làm việc trạm quạt gió chính

Trong một nghiên cứu của TS. Nguyễn Cao Khải đã đề xuất các phương pháp tối ưu hóa chế độ làm việc của trạm quạt gió chính, bao gồm việc sử dụng biến tần và các thuật toán điều khiển thông minh để giảm tiêu thụ điện năng [2].



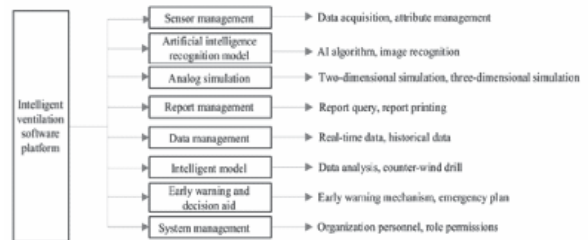
Hình 6. Thuật toán tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính [2]

Hình 6 minh họa thuật toán tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính, bao gồm các bước tính toán và điều chỉnh tốc độ quạt.

4. XU HƯỚNG PHÁT TRIỂN VÀ THÁCH THỨC

4.1. Ứng dụng trí tuệ nhân tạo (AI) và học máy (ML)

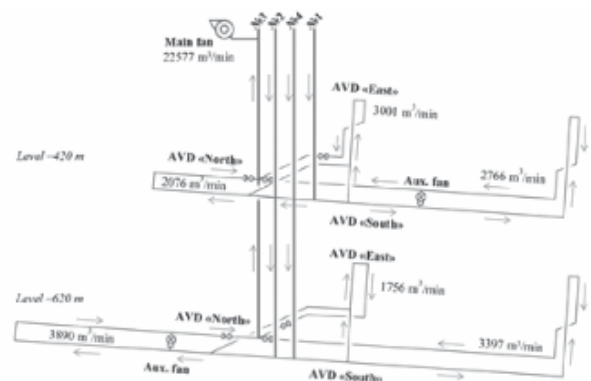
Việc ứng dụng AI và ML trong thông gió mở hàm lò đang là xu hướng phát triển mới. Các hệ thống thông gió thông minh có khả năng tự động điều chỉnh lưu lượng gió theo nhu cầu thực tế, giảm thiểu nguy cơ tai nạn và tiết kiệm năng lượng [4], [5].



Hình 7. Hệ thống thông gió thông minh tích hợp AI [6]

Hình 7 minh họa hệ thống thông gió thông minh tích hợp AI được đề xuất bởi tác giả Yong Wan, gồm các cảm biến, hệ thống điều khiển, và giao diện giám sát [6].

Hệ thống thông gió tự động đã được triển khai tại các mỏ Kali ở Belarus để điều khiển các quạt chính đạt được hiệu quả tiết kiệm năng lượng từ 36% đến 50% [7].



Hình 8. Hệ thống thông gió tự động được áp dụng tại mỏ Kali ở Belarus [7]

Hệ thống thông gió tự động AVD (Automatic Ventilation on Demand) giúp điều chỉnh lưu lượng không khí cung cấp theo nhu cầu

thực tế, giảm tiêu thụ năng lượng của quạt chính, tuy nhiên hệ thống còn gặp những khó khăn trong việc xác định hướng thông gió và điều chỉnh chế độ hoạt động của quạt. Các tác giả Aleksey V. KASHNIKOV, Yuri V. KRUGLOV thuộc viện khai thác mỏ của chi nhánh Ural thuộc RAS, Perm, Nga đã đề xuất giải pháp cải thiện hiệu quả của hệ thống điều khiển thông gió tự động trong các mỏ bằng cách sử dụng bộ điều khiển logic mờ [8]. Bộ điều khiển logic mờ đã được các tác giả thiết kế và thử nghiệm thực tế dựa trên việc khảo sát cấu trúc hệ thống thông gió và sử dụng các dữ liệu thực tế thu thập được từ hệ thống thông gió tự động của mỏ. Kết quả thử nghiệm tại mỏ khai thác Kali 3RU ở Belarus cho thấy Hệ thống điều khiển sử dụng bộ điều khiển logic mờ có thể tự động xác định hướng khó thông gió nhất và điều chỉnh chế độ hoạt động của quạt để tối ưu hóa lượng không khí cung cấp và tiêu thụ năng lượng.

4.2. Thách thức trong việc triển khai công nghệ mới

Mặc dù có nhiều tiềm năng, việc triển khai các công nghệ mới như AI và ML trong hệ thống thông gió mỏ hầm lò tại Việt Nam vẫn gặp nhiều thách thức, bao gồm chi phí đầu tư cao, thiếu nhân lực có chuyên môn, và sự phức tạp trong việc tích hợp với các hệ thống hiện có. Mặc dù vậy, với sự phát triển nhanh của công nghệ, đặc biệt là sự ra đời của các mô hình trí tuệ nhân tạo với nhiều ưu điểm và tính năng thông minh sẽ thúc đẩy sự phát triển các hệ thống điều khiển thông gió mỏ, rút ngắn thời gian nghiên cứu, tăng tính khả thi trong các phương án nâng cấp và cải tạo hệ thống thông gió.

5. KẾT LUẬN

Hệ thống điều khiển thông gió hầm lò tại Việt Nam đã có những bước tiến đáng kể trong việc ứng dụng công nghệ hiện đại bao

gồm hệ thống điều khiển, hệ thống quan trắc. Tuy nhiên, vẫn còn nhiều thách thức cần được giải quyết để nâng cao hiệu quả và an toàn trong khai thác. Các hệ thống điều khiển thông gió ở các mỏ hiện nay chưa được đồng bộ do đặc điểm địa hình phức tạp, độ sâu mỏ khai thác ngày càng lớn, các thiết bị chính có tuổi thọ lớn, năng lực đội ngũ còn hạn chế,... Việc tiếp tục nghiên cứu và phát triển các giải pháp thông minh, ứng dụng các công nghệ tiên tiến vào tự động hóa hệ thống thông gió sẽ là chìa khóa để cải thiện hệ thống thông gió mỏ hầm lò, góp phần nâng cao hiệu quả thông gió, đảm bảo an toàn và giảm chi phí sản xuất. ❖

Ngày nhận bài: 07/3/2025

Ngày phản biện: 17/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. PGS,TS. Trần Xuân Hà và nnk, “*Giáo trình thông gió mỏ*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2014.
- [2]. TS. Nguyễn Cao Khải, “*Tối ưu hóa chế độ làm việc của quạt gió chính ở mỏ than hầm lò vùng Quảng Ninh*”. Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Hà Nội, 2018.
- [3]. TS. Nguyễn Chí Tình, “*Nghiên cứu ứng dụng kỹ thuật vi điều khiển để tự động hóa hệ thống thông gió mỏ than hầm lò Quảng Ninh*”. Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Hà Nội, 2005.
- [4]. Yong Wan (2024), “*Design and optimization of intelligent ventilation system in coal mine*”. E3S Web of Conferences 528, 03020 (2024).
- [5]. Wang, W., and Siau, K. (2019), “*Artificial Intelligence, Machine Learning, Automation, Robotics, Future of Work, and Future of Humanity – A Review and Research Agenda*”. Journal of Database Management, 30(1), 61-79. doi:10.4018/JDM.2019010104.
- [6]. Yong Wan (2024), “*Design and optimization of intelligent ventilation system in coal mine*”. E3S Web of Conferences 528, 03020 (2024).
- [7]. Mikhail A. Semin, Lev Y. Levin, Stanislav V. Maltsev, “*Development of automated mine ventilation control systems for belarusian potash mines*”. Polska Akademia Nauk, Arch. Min. Sci. 65 (2020), 4, 803-820.
- [8]. Aleksey V. Kashnikov, Yuri V. Kruglov, “*Strategy of mine ventilation control in optimal mode using fuzzy logic controllers*”. Journal of Mining Institute (2023), Vol. 262, p. 594-605. EDN BGJLGA. DOI: 10.31897/PMI.2022.75.

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC LY HỢP MA SÁT SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG SỐ

A STUDY OF EVALUATION ON DYNAMANIC CHARACTERISTICS OF MECHANICAL CLUTCH USING NUMERICAL SIMULATION

Tổng Minh Hải¹, Bùi Đình Trí², Trương Đặng Việt Thắng², Trần Trọng Đạt²

¹Trường Cao đẳng Công nghiệp Nam Định

²Đại học Bách Khoa Hà Nội

Email: dat.trantrong@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Ly hợp là một bộ phận quan trọng giúp truyền nguồn động lực từ động cơ sang hộp số và cuối cùng đưa đến bánh xe dẫn động. Mô hình mô phỏng động lực học ly hợp trên ô tô là một mô hình toán học được tạo ra dựa trên nguyên lý hoạt động của ly hợp. Nó bao gồm các yếu tố quan trọng như độ trượt của ly hợp, áp suất bề mặt đĩa ma sát, lực ép và tốc độ quay động cơ và trục ly hợp. Khi mô phỏng, người ta thường sử dụng các phần mềm mô phỏng số để giả lập các giá trị đầu vào và đầu ra của ly hợp. Mô hình mô phỏng này cho phép nghiên cứu đánh giá hiệu quả làm việc của ly hợp trong các điều kiện khác nhau và tối ưu hóa nó để đảm bảo tốc độ và chuyển số êm dịu, đồng thời giảm thiểu mòn và tăng tuổi thọ của ly hợp. Mô phỏng động lực học ly hợp trên ô tô là một trong những công cụ hữu ích giúp cải thiện hiệu suất của hệ thống truyền động ô tô.

Từ khóa: *Ly hợp cơ khí; Lò xo màng; Hộp số cơ khí; Động lực học; Mô phỏng.*

ABSTRACT

The interconnection between the engine and the transmission or transaxle is facilitated by means of a clutch system which plays an important role in transferring the propulsive power from engine to the transmission and driving wheels. The dynamic simulation model of the automotive clutch consists of mathematical expressions that are built based on the working principle of the clutch. These are crucial factors affecting clutch dynamics such as slipping ratio, friction plate pressure, pressure force and rotational speed of the engine and input shafts of transmission. In simulation, numerical simulation software is exploited to simulate the clutch input and output parameters. This simulating model make it possible to evaluate the performance of the clutch under different conditions or to improve to ensure that the clutch engage and shift gears smoothly, disengage decisively while to minimize wear and increase the long life of the clutch. The dynamic simulation of the automotive clutch is one of the useful tools to improve the performance of automobile drivetrain.

Keywords: *Mechanical clutch; Diaphragm spring; Manual transmission; Dynamic; Simulation.*



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ly hợp là một bộ phận quan trọng của hệ thống truyền lực đóng vai trò là khớp ma sát giữ nhiệm vụ đóng và ngắt truyền mô-men và công suất từ động cơ qua hộp số đến các bánh xe chủ động giúp người lái có thể chuyển số hoặc khởi hành xe từ trạng thái đứng yên số một cách dễ dàng. Việc tính toán thiết kế ly hợp là một quá trình quan trọng nhằm đảm bảo yêu cầu tính động lực học của xe. Bên cạnh phương pháp tính toán truyền thống, để hiểu rõ hơn về đặc tính động lực học của ly hợp trên ô tô, người ta thường sử dụng các công cụ máy tính mô phỏng và đánh giá trước trong giai đoạn tiền thiết kế.

Các nghiên cứu về ly hợp được công bố tập trung vào các nghiên cứu khảo sát, đánh giá ảnh hưởng hiệu suất ma sát, hiệu suất nhiệt đến khả năng làm việc bộ ly hợp. Điển hình trong nghiên cứu [1], tác giả thiết kế và phân tích đặc tính của đĩa ma sát trong ly hợp ma sát khô một đĩa. Nghiên cứu khảo sát ứng suất, biến dạng của đĩa ma sát khi sử dụng các vật liệu ma sát khác nhau. Tác giả đã sử dụng phương pháp toán thông thường và sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn bằng cách ứng dụng phần mềm mô phỏng ANSYS. Cùng ý tưởng đó, [2] thực hiện tối ưu hoá kết cấu tấm ma sát với hình dạng rãnh thoát mát khác nhau, vị trí đặt đinh tán giữa tấm ma sát và lò xo lá theo quy luật khác. Ngoài các đặc điểm về ứng suất, biến dạng, quá trình sinh nhiệt trong tấm ma sát cũng được kể đến. Tác giả đã thực hiện, phân tích đánh giá kết cấu tấm ma sát thông qua phương pháp phần tử hữu hạn bằng phần mềm ANSYS. Trong nghiên cứu tiếp theo [3], các tác giả đã xây dựng và thực hiện phân tích ứng suất nhiệt trong ly hợp ma sát khô. Nghiên cứu đã thực hiện xây dựng các phương trình toán nhằm tính toán lượng nhiệt phát sinh trong quá

trình ly hợp bị trượt. Từ đó, tác giả đưa ra giải pháp nhằm tối ưu kết cấu của tấm ma sát đó là tạo ra rãnh đồng tâm trên tấm ma sát giúp giải phóng năng lượng nhiệt tốt hơn.

Trong bài báo này, mối quan hệ giữa mô-men xoắn ly hợp 1 đĩa và hành trình làm việc của đĩa ép được xây dựng dựa trên các thông số ảnh hưởng cơ bản đến quá trình ăn khớp bao gồm độ trượt, áp suất ép và lực ma sát, nhiệt độ làm việc. Mô hình mô phỏng số và kết quả đánh giá khảo sát được thực hiện trong môi trường Matlab/Simulink và Simscape. Mô hình mô phỏng này cho phép các kỹ sư và nhà thiết kế ô tô đánh giá hiệu suất của ly hợp trong các điều kiện khác nhau và tối ưu hóa nó để đảm bảo tốc độ và chuyển số trơn tru, đồng thời giảm thiểu mòn và tăng tuổi thọ của ly hợp. Mô phỏng số đặc tính động lực học ly hợp trên ô tô là một công cụ hữu ích giúp cải thiện hiệu suất của hệ thống truyền động ô tô.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Hệ thống ly hợp thông thường bao gồm hệ thống dẫn động và cụm ly hợp. Trong nghiên cứu này, cụm ly hợp ma sát khô với một đĩa ma sát sử dụng lò xo ép loại màng cùng với hệ thống dẫn động thủy lực. Để mô phỏng hệ thống ly hợp, chúng ta có thể sử dụng các phương trình tính toán mô tả đặc tính cơ bản của ly hợp. Lực ma sát của ly hợp ma sát 1 đĩa theo [1] được mô tả như sau:

$$F_r = \int_{r_i}^{r_o} 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \cdot r \cdot \delta r = \pi \cdot \mu \cdot p \cdot (r_o^2 - r_i^2) \quad (1)$$

Trong đó: F_r là lực ma sát, μ là hệ số ma sát, r là bán kính đĩa ma sát, p là áp suất tác dụng lên bề mặt ma sát, và r_o , r_i lần lượt là bán kính ngoài, bán kính trong của đĩa ma sát.

Với R_μ là bán kính làm việc trung bình, mô-men ma sát tác dụng lên đĩa ma sát:

$$M = F_r \cdot R_\mu \quad (2)$$

Trong quá trình đóng ly hợp, ly hợp sẽ xảy ra hiện tượng trượt giữa phần chủ động và bị động. Do sự trượt ma sát giữa các bề mặt, một lượng nhiệt sẽ sinh ra trong quá trình trượt ma sát được xác định qua công thức:

$$T = \frac{\nu L_0}{c g_n} \quad (3)$$

Trong đó, T là nhiệt độ tăng lên của chi tiết ($^{\circ}\text{K}$), ν là hệ số xác định phần công trượt dùng để nung nóng chi tiết cần tính, L_0 là công trượt toàn bộ sinh ra khi đóng ly hợp (J), c là nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, g_n là khối lượng chi tiết bị nung nóng (kg). Phần tính toán nhiệt độ được xác định khi tính toán thiết kế kết cấu cụm ly hợp [5].

Sau khi tính toán và chọn lựa các thông số kết cấu cho đầu vào mô phỏng số, hệ thống ly hợp trên ô tô được mô hình hóa bằng công cụ Matlab/Simulink và Simscape. Về động học chuyển động, các khối chuyển động quay với thông số như khối lượng quán tính, vận tốc góc của động cơ cũng như bộ phận của hệ thống truyền lực. Khối ma sát dạng đĩa mô phỏng mối quan hệ giữa phần chủ động và bị động của ly hợp. Trong quá trình đóng ly hợp sẽ xảy ra hiện tượng trượt, vận tốc trượt giữa phần chủ động và bị động được xác định như sau:

$$\omega = \omega_F - \omega_B \quad (4)$$

Trong đó, ω_F là vận tốc góc phần bị động, ω_B là vận tốc góc phần chủ động. Khi ly hợp đóng hoàn toàn, sẽ không có hiện tượng trượt, lúc này mô-men truyền qua ly hợp bao gồm mô-men ma sát tĩnh và mô-men ma sát

động. Theo thuật toán của mô hình, mô-men ma sát động được xác định:

$$M_k = \mu_v \cdot \omega + M_{contact} \quad (5)$$

Trong đó: M_k là mô-men ma sát động, μ_v là hệ số cản nhớt, ω là vận tốc trượt và $M_{contact}$ là mô-men tiếp xúc được xác định dựa qua công thức sau:

$$M_{contact} = k_K \cdot D \cdot N \cdot R_\mu \cdot P_{fric} \cdot A \quad (6)$$

Trong đó: k_K là hệ số ma sát động không thứ nguyên phụ thuộc vào ω , N là số lượng bề mặt ma sát, P_{fric} là áp suất ma sát của ly hợp, A là diện tích ma sát, D là hệ số truyền đạt của ly hợp. Đối với ly hợp mới $D = 1$, đối với ly hợp sắp đạt đến trạng thái mòn đồng đều:

$$D = \frac{3}{4} \frac{(r_o + r_i)^2}{r_o^2 + r_o \cdot r_i + r_i^2} \quad (7)$$

Đối với mô-men ma sát tĩnh được xác định:

$$M_s = k_s \cdot D \cdot N \cdot R_\mu \cdot P_{fric} \cdot A \quad (8)$$

Trong đó, k_s là hệ số ma sát tĩnh không thứ nguyên phụ thuộc vào ω , các tham số còn lại đã giải thích ở trên.

Ngoài ra, trong mô hình mô tả đầy đủ mối quan hệ giữa công suất và mô-men xoắn, khối điều khiển từ người lái qua bàn đạp ly hợp đến bộ trợ lực qua xi lanh chính đến xi lanh công tác, khối cơ cấu chấp hành lò xo màng và moay ơ, mối quan hệ về nhiệt để khảo sát lượng nhiệt sinh ra với các cụm chi tiết chính. Phương trình toán theo mô hình mô tả lượng nhiệt được truyền bằng cách dẫn nhiệt giữa hai bề mặt của cùng một vật liệu dựa trên định luật Fourier sau:



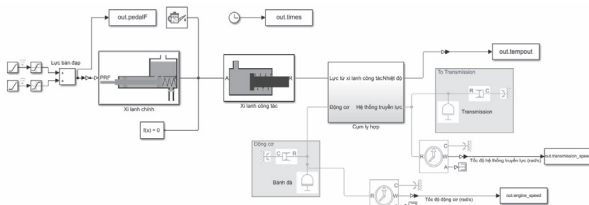
$$Q = k \cdot \frac{A_q}{D_q} \cdot (T_A - T_B) \quad (9)$$

Trong đó: Q là lượng nhiệt truyền, k là hệ số dẫn nhiệt của vật liệu, A_q là diện tích bề mặt truyền nhiệt, D_q là khoảng cách giữa hai bề mặt, T_A , T_B lần lượt là nhiệt độ của hai bề mặt.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

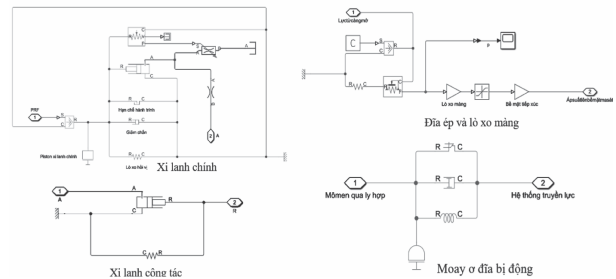
3.1. Sơ đồ khối mô hình

Sơ đồ khối thuật toán trong nghiên cứu này được minh họa và mô phỏng đầy đủ theo Hình 1.



Hình 1. Sơ đồ khối mô phỏng hệ thống ly hợp.

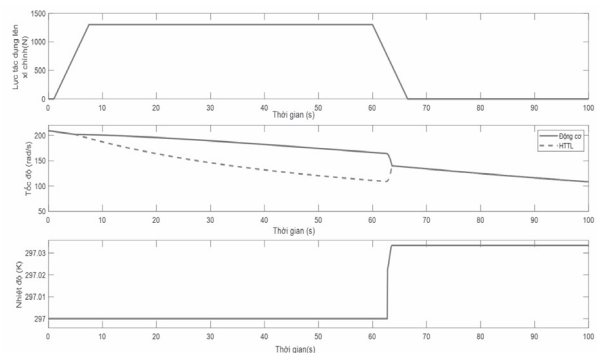
Lực bàn đạp từ người lái thông qua bộ trợ lực lên tác động vào xi lanh chính. Dòng dầu từ xi lanh chính đẩy tới xi lanh công tác làm di chuyển pít tông xi lanh công tác. Pít tông xi lanh công tác tác động vào càng mở ngắt lực ép từ lò xo ép lên đĩa ép. Khi lực ép không đủ, công suất từ bánh đà truyền qua đĩa ma sát xuống moay ơ đến hệ thống truyền lực bị ngắt hoặc truyền một phần. Các khối đặc trưng, nghiên cứu sử dụng các khối trong Simscape-Driveline. Một số khối quan trọng như xi lanh chính, xi lanh công tác, cụm ly hợp, lò xo màng, moay ơ đĩa bị động được mô tả trong Hình 2.



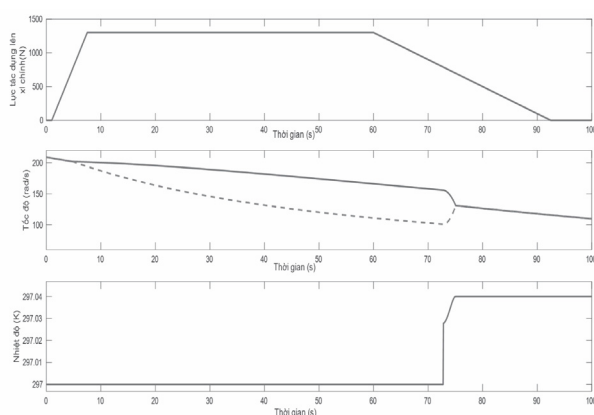
Hình 2. Các khối điều khiển, cơ cấu chấp hành của hệ thống ly hợp

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Các thông số kết cấu được tính toán này được tính toán dựa trên lý thuyết thiết kế tính toán hệ thống ly hợp theo [4] cho xe con 5 chỗ. Một số thông số tính toán quan trọng gồm có đường kính pít tông xilanh chính, xilanh công tác lần lượt là 16 mm và 19 mm, bán kính làm việc của đĩa ma sát là 116 mm. Các thông số còn lại theo xe tham khảo và trong mô hình tham khảo thông qua bộ số liệu của thư viện để xây dựng mô hình. Để mô phỏng khảo sát đặc tính của ly hợp, mô hình này được sử dụng để xuất ra đồ thị tốc độ của động cơ và tốc độ của hệ thống truyền lực trong tình huống đóng và ngắt ly hợp. Thời gian mô phỏng được thiết lập trong 100 giây và ta thực hiện khảo sát các tình huống đóng ly hợp với trạng thái tốc độ ở vòng tua cao. Kết quả mô phỏng được thể hiện ở các đồ thị dưới đây.

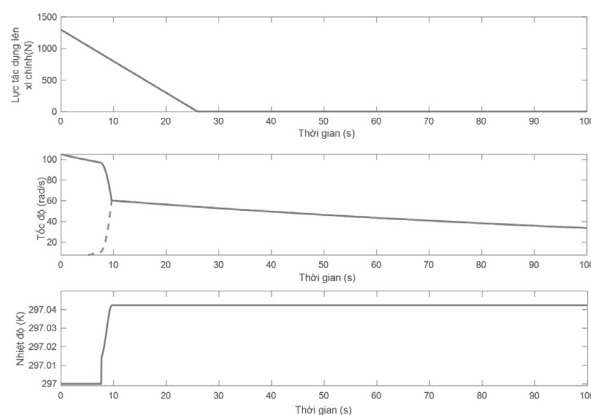


Hình 3. Kết quả mô phỏng khi người lái nhả bàn đạp nhanh



Hình 4. Kết quả mô phỏng khi người lái nhả bàn đạp từ từ

Hình 3 và Hình 4 là kết quả mô phỏng ứng với các trạng thái đóng ly hợp khác nhau. Tại thời điểm 4s, người lái bắt đầu đạp bàn đạp ly hợp, qua trọng lực tác dụng lên xi lanh chính tăng dần đến giá trị 1300 N và không đổi cho tới giây thứ 60 ứng với trạng thái giữ bàn đạp của người lái. Khi lực tác dụng lên xi lanh chính đạt giá trị khoảng 800 N, ly hợp bị ngắt, điều này được thể hiện trên đồ thị tốc độ giữa động cơ và hệ thống truyền lực khi mà hai tốc độ này không còn đồng nhất. Tại giây thứ 60, người lái bắt đầu nhả bàn đạp ly hợp, khi lực bàn đạp giảm xuống dưới 800 N, quá trình đóng ly hợp diễn ra. Trên Hình 3 là trạng thái đóng ly hợp nhanh khi mà thời gian để đóng ly hợp hoàn toàn khoảng 950 ms, tương ứng với tần số 1,05 Hz. Trong quá trình này, nhiệt độ tăng đột ngột nhưng không đáng kể từ 297°K lên 297,035°K. Trên Hình 4 là trạng thái đóng ly hợp từ từ với thời gian đóng ly hợp hoàn toàn khoảng 2,2s ứng với tần số khoảng 450 mHz và nhiệt độ tăng từ 297°K lên 297,041°K.



Hình 5. Kết quả mô phỏng trạng thái khi xe khởi hành

Kết quả mô phỏng ứng với trạng thái khi xe khởi hành được thể hiện qua Hình 5. Khi khởi hành, tốc độ động cơ ở tốc độ không tải, người lái nhả bàn đạp từ từ, khi lực tác dụng lên xi lanh chính dưới 800 N, quá trình đóng ly hợp bắt đầu diễn ra tại giây thứ 8 và sau giây thứ 10 ly hợp được đóng hoàn toàn. Quá trình này diễn ra trong khoảng 2s tương ứng với tần số 500 mHz đảm bảo độ êm dịu. Quá trình khởi hành là quá trình mà ly hợp trượt nhiều nhất nên lượng nhiệt sinh ra tăng từ 297°K lên 297,043°K. Lượng nhiệt này khá nhỏ nên đảm bảo được khả năng hoạt động của ly hợp. Như vậy, qua khảo sát, ta đánh giá được với các thông số thiết kế, ly hợp đảm bảo khả năng hoạt động. Và việc khảo sát trạng thái nhả bàn đạp ly hợp của người lái phản ánh độ êm dịu của hệ thống thiết kế và mức phát sinh nhiệt trong quá trình trượt của ly hợp rất nhỏ nên đảm bảo tuổi thọ của các chi tiết trong cụm ly hợp.

Nghiên cứu thực hiện các khảo sát tương tự và đề xuất các thông số ly hợp ma sát khô một đĩa sử dụng lò xo màng cho xe con như sau để có thể đảm bảo đặc tính động lực học theo Bảng 1.



Bảng 1. Dãy thông số điển hình ly hợp ô tô con

Thông số	Khoảng giá trị (đơn vị)
Bán kính ma sát trung bình (R_m)	100-130 mm
Đường kính piston xi lanh chính	15-16 mm
Đường kính piston xi lanh công tác	19-20 mm
Hệ số ma sát (μ) của đĩa ma sát	0,3-0,45

Bán kính ma sát trung bình cho phép kết cấu gọn nhẹ nhưng ly hợp dễ trượt hoặc truyền mô-men tốt hơn kèm mô-men quán tính lớn; xi lanh chính 15-16 mm, xi lanh công tác 19 mm cân bằng giữa lực đạp nhẹ/hành trình dài và lực đạp nặng/đóng ngắt nhanh; hệ số ma sát 0,3-0,45 dao động giữa êm ái, dễ trượt và dứt khoát, dễ giặt; thời gian đóng ly hợp <1 giây gây rung, >3 giây tăng mòn và nhiệt. Tất cả đều tác động qua lại đến hiện tượng trượt, sinh nhiệt, độ êm dịu. Ngoài ra, để đảm bảo yêu cầu làm việc, ly hợp cần tối ưu hóa theo yêu cầu sử dụng, vật liệu, kỹ năng lái và môi trường sử dụng.

5. KẾT LUẬN VÀ THẢO LUẬN

Nghiên cứu đã đề xuất phương pháp nghiên cứu đánh giá đặc tính động lực học của hệ thống ly hợp trên ô tô. Mô hình mô phỏng động lực học ly hợp trên ô tô là một mô hình toán học được tạo ra dựa trên nguyên lý hoạt động của ly hợp được mô phỏng số nhờ công cụ Matlab/Simulink và Simscape-Driveline.

Kết quả mô phỏng cho phép nghiên cứu đánh giá hiệu quả làm việc của ly hợp trong các điều kiện khác nhau để căn cứ vào đó, các thông số thiết kế ly hợp có thể được thay đổi nó để đảm bảo ly hợp đóng êm dịu và ngắt dứt ngoát, đồng thời giảm thiểu mòn và tăng tuổi thọ của ly hợp. Mô phỏng động lực học ly hợp trên ô tô là một trong những công cụ hữu ích giúp cải thiện hiệu suất của hệ thống truyền động ô tô. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **31/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. N., Nair & Abubakar, Shitu & Muhammad Usman, Kaisan & Mahroogi, Faisal & Grujic, Ivan & Stojanovic, Nadica (2018), “*Design and analysis of an automotive single plate clutch*”. Mechanics Research Communications, 44, 13-26. 10.24874/mvm.2018.44.01.02.
- [2]. Kartik Virmani, Tanishq Madhogaria, P. Baskar, “*Design optimization of friction lining of a clutch plate*”. Materials Today: Proceedings, Volume 46, Part 17, 2021, Pages 8009-8024.
- [3]. Abdullah, O. I., Schlattmann, J., Jobair, H., Beliardouh, N. E., & Kaleli, H. (2018), “*Thermal stress analysis of dry friction clutches*”. Industrial Lubrication and Tribology. doi:10.1108/ilt-05-2018-0176.
- [4]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên, “*Thiết kế và Tính toán ô tô máy kéo – Tập I*”. NXB. Giáo dục, 1996.
- [5]. The MathWorks Inc., <https://www.mathworks.com/help/sdl/>, truy cập 03/2023.

NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO KÉO CẮT CHỈ DƯ SỬ DỤNG NGUYÊN LÝ ĐÒN BẦY VÀ LỰC ĐÀN HỒI NHẪM NÂNG CAO HIỆU SUẤT GIA CÔNG NGÀNH MAY

RESEARCH, DESIGN, AND MANUFACTURE OF EXCESS THREAD SCISSORS
APPLYING LEVER AND ELASTIC FORCE PRINCIPLES TO ENHANCE
PROCESSING EFFICIENCY IN THE GARMENT INDUSTRY

Lê Thị Tâm Thanh

Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

Email: lethitamthanh@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Trong ngành may mặc, công đoạn cắt chỉ dư ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng sản phẩm. Hiện nay, phần lớn các loại kéo cắt chỉ truyền thống đều tồn tại những hạn chế về lực cắt, sự tiện dụng và tuổi thọ. Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu, thiết kế và chế tạo kéo cắt chỉ dư tích hợp nguyên lý đòn bẩy và lực đàn hồi, góp phần nâng cao hiệu suất cắt, giảm sức lao động và cải thiện chất lượng gia công. Sản phẩm được thiết kế tối ưu hóa thông qua tính toán lực cắt, lựa chọn vật liệu, thiết kế hình học lưỡi cắt và ứng dụng cơ chế lò xo đàn hồi. Kết quả thử nghiệm ban đầu cho thấy, kéo cắt chỉ mới đáp ứng tốt các yêu cầu về tính năng kỹ thuật, giảm mỏi cơ tay, tăng năng suất lao động trong ngành may.

Từ khóa: Kéo cắt chỉ dư; Nguyên lý đòn bẩy; Lực đàn hồi; Thiết kế công thái học; Ngành may.

ABSTRACT

In the garment industry, removing excess threads directly affects the quality of finished products. Currently, most traditional thread-cutting scissors have limitations in cutting force, ergonomics, and durability. This paper presents the results of research, design, and manufacturing of excess thread scissors that integrate lever and elastic force principles to improve cutting efficiency, reduce labor effort, and enhance processing quality. The scissors are optimized through calculations of cutting forces, material selection, geometric design of the blades, and the application of spring mechanisms. Initial experimental results indicate that the newly developed scissors meet technical performance requirements, effectively reduce hand fatigue, and significantly increase labor productivity in garment manufacturing.

Keywords: Excess thread scissors; Lever principle; Elastic force; Ergonomic design; Garment industry. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cắt chỉ dư là công đoạn quan trọng trong quy trình hoàn thiện sản phẩm may mặc. Tuy nhiên, các loại kéo cắt chỉ truyền thống vẫn còn nhiều nhược điểm như lực cắt lớn, thao tác kém linh hoạt, nhanh mòn lưỡi và không phù hợp cho sản xuất quy mô công nghiệp. Việc nghiên cứu, thiết kế và chế tạo kéo cắt chỉ tích hợp nguyên lý đòn bẩy và lực đàn hồi nhằm tăng cường hiệu quả thao tác và giảm áp lực lao động cho công nhân là cần thiết, góp phần nâng cao chất lượng và năng suất ngành may.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên lý đòn bẩy trong thiết kế kéo cắt

Việc bố trí điểm tựa gần lưỡi cắt giúp khuếch đại lực tay, giảm công sức người sử dụng. Tỷ số đòn bẩy tối ưu được xác định khoảng 4:1 giữa tay cầm và lưỡi kéo nhằm đảm bảo lực cắt lớn nhưng thao tác dễ dàng.

2.2. Ứng dụng lực đàn hồi

Cơ cấu lò xo xoắn nhỏ được tích hợp vào kéo nhằm tự động mở lưỡi sau mỗi lần cắt, giúp thao tác cắt liên tục, nhanh chóng, giảm mỏi tay. Độ cứng lò xo được tính toán phù hợp để đảm bảo kéo hoạt động êm, không gây mỏi trong quá trình sử dụng dài hạn.

2.3. Phương pháp thiết kế

2.3.1. Tính toán lực cắt, moment xoắn, góc sắc lưỡi

a. Tính lực cắt chỉ (F)

Lực cắt chỉ là lực tối thiểu cần thiết để

cắt đứt sợi chỉ may, theo [1]:

$$F_c = \tau_c \cdot A = \tau_c \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Trong đó: τ_c là cường độ cắt của chỉ, thường $\tau_c \approx 80 \div 120 \text{ N/mm}^2$ đối với chỉ Polyester; d là đường kính trung bình của sợi chỉ dư, $d \approx 0,25 \div 0,3 \text{ mm}$.

Chọn $d = 0,25 \text{ mm}$ và $\tau_c = 80 \text{ N/mm}^2$:

$$A = \pi \cdot \frac{0,25^2}{4} = 0,0491 \text{ mm}^2$$

$$F_c = 80 \times 0,0491 \approx 3,93 \text{ N}$$

b. Tính moment xoắn yêu cầu tại trục kéo (M)

Moment xoắn được xác định bởi:
 $M = F_c \times r$.

Trong đó: r là khoảng cách từ trục quay đến vị trí tác động của lưỡi cắt, $r = 30 \text{ mm}$.

$$M = 3,93 \times 30 = 117,9 \text{ Nmm}$$

c. Tính lực tay yêu cầu F_t

Dựa vào nguyên lý đòn bẩy: $F_t = \frac{M}{L_t}$
Với: L_t là khoảng cách từ trục kéo đến vị trí đặt lực tay cầm, $L_t = 70 \text{ mm}$.

$$F_t = \frac{117,9}{70} = 1,68 \text{ N}$$

Nhờ nguyên lý đòn bẩy, lực tay giảm còn khoảng 1,68 N, thấp hơn 2,5 lần so với lực cắt trực tiếp.

d. Tính góc sắc lưỡi (α)

Góc sắc α quyết định lực cắt và độ bền lưỡi kéo, theo [2]:

Bảng 1. Tóm tắt kết quả tính toán góc

Góc α (độ)	Ưu điểm	Nhược điểm
15° - 18°	Cắt ngọt, dễ	Mau cùn lưỡi
20° - 25°	Bền lưỡi, chống mẻ	Lực cắt tăng lên

Với yêu cầu sản phẩm cắt chỉ thường xuyên trong may mặc, chọn: $\alpha = 18^\circ$.

e. Tính lực đàn hồi lò xo

Lò xo có nhiệm vụ phục hồi mở kéo sau khi cắt. Lò xo ở dạng xoắn quanh trục (chốt), khi bóp kéo lò xo sẽ nén lại.

Góc nén lò xo khi thao tác chọn: $\Delta\theta = 30^\circ = \pi/6$ rad.

Độ cứng lò xo: $k = 0,06$ Nm/rad (được xác định qua tính toán và mô phỏng).

Lực mở của lò xo quy đổi tại tay cầm, theo [4]:

$$F_{lx} = \frac{k \cdot \Delta\theta}{L_t} = \frac{0,06 \cdot \frac{\pi}{6}}{0,07} \approx 0,45 \text{ N}$$

→ Lực phục hồi lò xo $F_{lx} = 0,45$ N là phù hợp (không gây cứng tay khi thao tác, hỗ trợ tốt quá trình mở kéo tự động).

Bảng 2. Tóm tắt kết quả tính toán thông số cắt

Thông số	Giá trị
Lực cắt chỉ	3,93 N
Moment xoắn	117,9 N.mm
Lực tay yêu cầu	1,68 N
Góc sắc lưỡi	18°
Lực đàn hồi lò xo	0,45 N

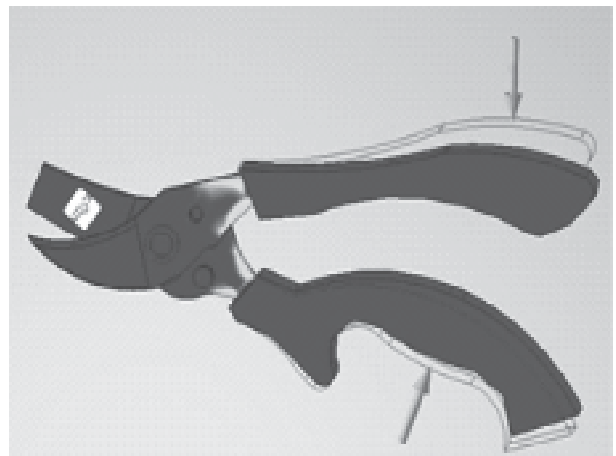
2.3.2. Lựa chọn vật liệu

- Lưỡi kéo: Thép không gỉ (inox SUS 420) có ưu điểm về khả năng chống ăn mòn rất tốt, đặc biệt phù hợp cho môi trường ẩm của ngành may mặc.

- Tay cầm: Sử dụng hợp kim nhôm có tính chất nhẹ và chắc chắn nhưng vẫn dễ dàng chế tạo và giá cả hợp lý, theo [3].

- Lò xo đàn hồi: Thép lò xo carbon cao 65Mn với độ bền đàn hồi cao, khả năng phục hồi tốt và tuổi thọ sử dụng lâu dài [5].

2.3.3. Thiết kế 3D và mô phỏng lực bằng phần mềm Solidworks



Hình 1. Thiết kế và mô phỏng

3. KẾT QUẢ THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO

Sản phẩm kéo cắt chỉ dự có chiều dài tổng thể 140 mm, lưỡi cắt 35 mm, tỷ số đòn bẩy đạt 4:1. Tay cầm thiết kế công thái học, có lớp phủ chống trượt, thích hợp với kích thước tay công nhân may. Lò xo xoắn có độ cứng tối ưu, giúp kéo tự động mở nhanh sau mỗi lần cắt.



Bảng 3. Thông số kỹ thuật chính

Thông số	Giá trị
Chiều dài kéo	110 mm
Chiều dài lưỡi cắt	35 mm
Góc vát lưỡi	15°-20°
Vật liệu lưỡi	Thép carbon 65Mn
Vật liệu tay cầm	Nhựa PA6 + GF30%
Loại lò xo	Lò xo xoắn nhỏ

4. ĐÁNH GIÁ THỰC NGHIỆM

Kéo sau chế tạo được thử nghiệm trên các mẫu chỉ may công nghiệp. Kết quả cho thấy:

- Giảm 30-40% lực cắt so với kéo thông thường.
- Tăng 20-25% năng suất cắt chỉ.
- Người dùng đánh giá thao tác nhẹ, ít mỏi tay, cắt ngọt, chính xác.

5. KẾT LUẬN

- Việc nghiên cứu, thiết kế và chế tạo kéo cắt chỉ dựa trên nguyên lý đòn bẩy và lực đàn hồi đã đáp ứng tốt các yêu cầu kỹ thuật trong ngành may.

- Nâng cao năng suất, giảm sức lao động, đảm bảo chất lượng cắt đồng đều, thích hợp ứng dụng trong các cơ sở sản xuất vừa và nhỏ.

- Đã tối ưu hóa lực lò xo và lưỡi cắt để kéo đạt độ bền cao hơn trong điều kiện làm việc công nghiệp.❖

Ngày nhận bài: **12/3/2025**

Ngày phản biện: **03/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Văn Định (2014), “*Giáo trình Thiết kế dụng cụ cắt*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Lê Hồng Linh, Nguyễn Ngọc Định (2016), “*Nghiên cứu ảnh hưởng của góc sắc và vật liệu lưỡi cắt đến lực cắt và tuổi thọ dụng cụ cắt*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số tháng 8/2016.
- [3]. Nguyễn Văn Đoàn (2019), “*Kỹ thuật Thiết kế Công thái học trong dụng cụ cầm tay*”. Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Đại học Công nghiệp Hà Nội.
- [4]. Ashby, M.F. (2017), “*Materials Selection in Mechanical Design (5th ed.)*”. Butterworth-Heinemann.
- [5]. Bridger, R.S. (2017), “*Introduction to Ergonomics (3rd ed.)*”. CRC Press.

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HÓA THIẾT KẾ KẾT CẤU ĐĨA PHANH THEO PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ THỰC NGHIỆM

RESEARCH ON OPTIMIZING BRAKE DISC STRUCTURE BASED ON DESIGN OF EXPERIMENTS CONCEPT

Tổng Minh Hải¹, Nguyễn Giang Nam², Trần Trọng Đạt², Trương Đăng Việt Thắng^{2,*}

¹Trường Cao đẳng Công nghiệp Nam Định

²Đại học Bách Khoa Hà Nội

*Email: thang.truongdangviet@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Hệ thống phanh đĩa dùng ma sát để chuyển động năng của xe thành nhiệt, vì vậy đĩa phanh cần vừa chịu nhiệt tốt, vừa đảm bảo độ bền trong thời gian dài. Nghiên cứu này phân tích nhiệt sinh ra khi phanh trên ba vật liệu: gang xám, thép không gỉ và nhôm, sử dụng mô hình 3D và mô phỏng tính toán. Để tối ưu hóa thiết kế, công cụ tham số, thiết kế thử nghiệm được thực hiện và phân tích độ nhạy được áp dụng. Điều chỉnh các tham số thiết kế như độ dày đĩa, hình dạng cánh tản nhiệt và quán tính quay giúp đạt cấu hình đĩa tối ưu về nhiệt độ và khối lượng. Nghiên cứu xem xét các đường dẫn dẫn nhiệt, hiệu ứng đối lưu và bức xạ, nhằm hiểu rõ sự phân bố gradient nhiệt và ứng suất. Đánh giá có hệ thống xác định sự kết hợp vật liệu-hình học tốt nhất, cân bằng tính chất nhiệt-cơ học, tăng độ tin cậy và giảm chi phí bảo trì. Kết quả cho thấy thép hợp kim vượt trội về tản nhiệt và trọng lượng. Nghiên cứu nhấn mạnh tầm quan trọng của vật liệu phù hợp cho hiệu suất phanh và độ tin cậy, cung cấp hướng dẫn cho kỹ sư và nhà sản xuất trong ngành ô tô.

Từ khóa: Tối ưu hóa; Đĩa phanh; Thiết kế thực nghiệm; Phân tích nhiệt; Giảm khối lượng.

ABSTRACT

Disc brake systems utilize friction to convert a vehicle's kinetic energy into thermal energy, necessitating brake discs with high thermal resistance and long-term durability. This study investigates the heat generated during braking across three materials: gray cast iron, stainless steel, and aluminum, employing 3D modeling and computational simulations. For design optimization, parametric tools, design of experiments (DoE), and sensitivity analysis were implemented. Adjustments to design parameters, such as disc thickness, vane geometry, and rotational inertia, facilitated the attainment of optimal disc configurations concerning temperature regulation and mass reduction. The research considered conductive pathways within the rotor and convective and radiative effects to elucidate thermal gradient and stress distributions. A systematic evaluation identified the most promising material-geometry combination, balancing thermal and mechanical properties to enhance system reliability and minimize maintenance costs. The results highlighted the superior thermal dissipation and lower overall weight of 45 steel. This study emphasizes the significance of material selection for robust braking performance and mechanical reliability, providing valuable insights for engineers and manufacturers in the automotive industry.

Keywords: Optimization; Brake disc; Design of experiments; Thermal analysis; Mass reduction. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Đĩa phanh là một thành phần quan trọng trong hệ thống phanh ô tô, thực hiện nhiệm vụ chuyển đổi động năng thành nhiệt năng thông qua ma sát với má phanh trong quá trình giảm tốc. Ngành ô tô ngày càng chú trọng hơn tới an toàn, hiệu suất và phát triển bền vững, do đó việc cải tiến thiết kế đĩa phanh trở thành hướng nghiên cứu đáng quan tâm. Một trong những thách thức lớn hiện nay là vừa phải cải thiện khả năng tản nhiệt, vừa giảm được khối lượng đĩa phanh. Điều này đặc biệt cần thiết với các loại xe tốc độ cao và xe điện, vì hệ thống phanh của chúng thường xuyên chịu nhiệt độ rất cao và phải đáp ứng yêu cầu nghiêm ngặt về trọng lượng.

Trong quá trình phanh, lượng nhiệt đáng kể được sinh ra tại giao diện giữa đĩa và má phanh. Nếu không được tản nhiệt hiệu quả, lượng nhiệt này có thể dẫn đến hiện tượng mất phanh (brake fade), nứt nhiệt và tăng độ mài mòn, làm ảnh hưởng đến hiệu suất và an toàn của hệ thống phanh [1], [5]. Vật liệu đĩa truyền thống như gang xám, mặc dù hiệu quả chi phí và bền, lại nặng và có hiệu suất nhiệt hạn chế [2]. Do đó, ngày càng có sự quan tâm đến các vật liệu thay thế như vật liệu composite carbon-carbon, vật liệu composite nền kim loại (MMCs) và carbon-silicon carbide (C/SiC), mang lại các tính chất nhiệt và cơ học vượt trội với trọng lượng giảm [3], [10].

Những tiến bộ gần đây trong các công cụ tính toán như Phân tích Phần tử Hữu hạn (FEA) và Động lực học Chất lỏng Tính toán (CFD) đã cách mạng hóa phương pháp tiếp cận thiết kế đĩa phanh, cho phép mô phỏng chi tiết về hành vi nhiệt, phân bố ứng suất và luồng không khí cho các kết cấu thông gió [1], [4], [8]. Hơn nữa, các kỹ thuật như tối ưu hóa topo

và thiết kế tạo sinh cho phép các cấu hình kết cấu sáng tạo, giảm thiểu việc sử dụng vật liệu trong khi vẫn giữ được tính toàn vẹn cơ học [4], [12].

Nghiên cứu này tập trung tối ưu hóa kết cấu đĩa phanh, tập trung dựa vào các cơ chế tản nhiệt, phương pháp mô phỏng, đổi mới vật liệu và thiết kế thực nghiệm. Mục tiêu là tổng hợp kiến thức hiện tại và xác định các hướng đi cho nghiên cứu trong tương lai nhằm đạt được các mục tiêu kép về hiệu suất nhiệt và giảm trọng lượng.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Phương pháp thiết kế thực nghiệm (Design of Experiments - DoE) là một công cụ mạnh mẽ trong kỹ thuật và khoa học, được sử dụng để tối ưu hóa quá trình, đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố đầu vào lên đầu ra, và giảm thiểu số lượng thí nghiệm cần thiết. Khi kết hợp với phần mềm Ansys OptiSLang, DoE trở thành một phương pháp hiệu quả để phân tích và tối ưu hóa các mô hình kỹ thuật phức tạp. Trong thiết kế đĩa phanh, DoE kết hợp với Phân tích phần tử hữu hạn (FEA) và các thuật toán tối ưu hóa trong ANSYS OptiSLang, cho phép khám phá không gian thiết kế một cách hiệu quả và tìm ra cấu hình tối ưu nhằm cân bằng giữa hiệu suất tản nhiệt, độ bền cơ học, và giảm khối lượng.

DoE dựa trên việc xây dựng một tập hợp các thí nghiệm có hệ thống nhằm xác định mối quan hệ giữa các biến đầu vào (factors) và đầu ra (responses). Một trong những mô hình phổ biến nhất là mô hình hồi quy tuyến tính [13], có dạng:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \epsilon \quad (1)$$

Trong đó:

- y : Biến đầu ra (response);
- x_1, x_2 : Các biến đầu vào (factors), như nhiệt độ, áp suất;
- β_0 : Hằng số (intercept);
- β_1, β_2 : Hệ số hồi quy biểu thị ảnh hưởng của từng biến đầu vào;
- β_{12} : Hệ số tương tác giữa x_1 và x_2 ;
- ϵ : Sai số ngẫu nhiên.

Mục tiêu của DoE là xác định các giá trị β thông qua việc thực hiện một số lượng giới hạn các thí nghiệm được thiết kế cẩn thận, thay vì thử tất cả các tổ hợp có thể. Một quy trình cơ bản bao gồm: Xác định biến đầu vào và đầu ra, người dùng định nghĩa các tham số cần nghiên cứu (ví dụ: chiều dài, góc nghiêng) và kết quả mong muốn (ví dụ: ứng suất tối đa); Chọn thiết kế thí nghiệm: OptiSLang hỗ trợ nhiều phương pháp như Full Factorial, Central Composite Design (CCD), hoặc Latin Hypercube Sampling (LHS). Ví dụ, với CCD, số lượng thí nghiệm được tính bằng: $N = 2^k + 2k + n_c$, trong đó k là số biến đầu vào, n_c là số điểm trung tâm bổ sung; Chạy mô phỏng: OptiSLang tự động gửi các tổ hợp tham số đến Ansys Workbench, thực hiện mô phỏng và thu thập dữ liệu đầu ra; Phân tích kết quả: Phần mềm xây dựng bề mặt phản hồi (response surface) dựa trên dữ liệu. DoE sẽ xây dựng một mô hình xấp xỉ cho hàm $f(x)$ bằng cách lấy mẫu thiết kế thông minh từ không gian thiết kế được gọi là mô hình bề mặt phản hồi (Response Surface Model).

Mô hình $\hat{y}$ dùng để thay thế mô phỏng thực tế, giúp giảm thời gian và tài nguyên tính toán. Phân tích độ nhạy và xây dựng mô hình thay thế sau khi có dữ liệu mô phỏng, OptiSLang sẽ tạo mô hình thay thế và thực hiện phân tích độ nhạy S_i của biến đầu vào x_i :

$$S_i = \frac{Var_{x_i} [E_{x \sim i}(y | x_i)]}{Var(y)} \quad (2)$$

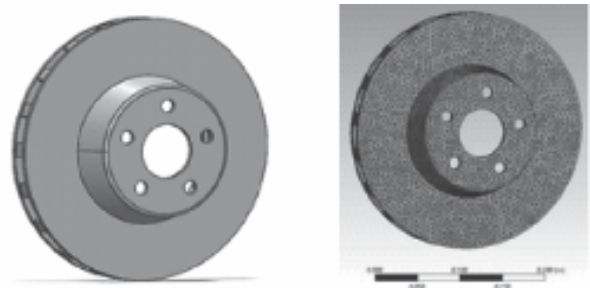
Trong đó:

- $Var(y)$ là phương sai tổng thể của đầu ra;
- $x \sim i$ là tất cả các biến trừ x_i ;
- S_i cho biết mức độ ảnh hưởng của x_i tới biến đầu ra.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

3.1. Mô hình CAD và FEA

Mô hình CAD (Computer-Aided Design) của đĩa phanh ô tô được xây dựng nhằm mô phỏng chính xác hình học thực tế, đồng thời cho phép thay đổi các tham số thiết kế để phục vụ phân tích tối ưu hóa.



Hình 1. Mô hình CAD và FEA đĩa phanh ô tô con.

Mô hình phân tử hữu hạn (Finite Element Model - FEM) được phát triển trong Ansys Workbench để mô phỏng quá trình truyền nhiệt của đĩa phanh trong điều kiện phanh thực tế. Lưới phân tử hữu hạn được tạo bằng cách sử dụng các phần tử tetrahedron và hexahedron, với kích thước lưới nhỏ hơn ở vùng gần lỗ thông gió và bề mặt tiếp xúc nhiệt để tăng độ chính xác. Đĩa phanh được gán các thuộc tính vật liệu khác nhau (gang xám, thép hợp kim, hoặc composite gốm), với các tham số hình học theo Bảng 1 và thông số vật liệu theo Bảng 2.



Bảng 1. Tham số hình học đĩa phanh ô tô

Thông số	Giá trị
Đường kính ngoài	300 mm
Độ dày đĩa	25 mm
Đường kính trong	160 mm
Số lượng lỗ thông gió	30 lỗ
Đường kính lỗ thông gió	10 mm

Bảng 2. Tham số các vật liệu sử dụng trong mô phỏng

Thông số	Gang xám (Gray Cast Iron)	Thép hợp kim (Alloy Steel)	Composite gốm (Ceramic)	Đơn vị
Độ dẫn nhiệt (k)	50	40	100	W/m.K
Nhiệt dung riêng (c)	500	460	800	J/kg.K
Mật độ (ρ)	7200	7850	3200	kg/m ³
Nhiệt độ nóng chảy	1220	1450	2200	°C
Độ giãn nở nhiệt (α)	11×10^{-6}	12×10^{-6}	4×10^{-6}	/K

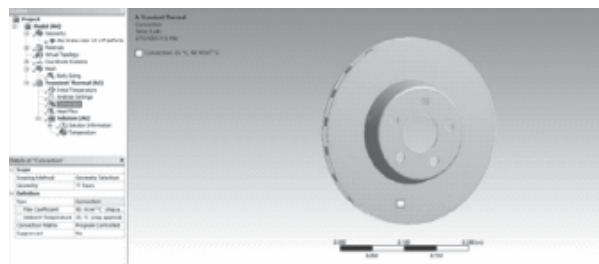
3.2. Điều kiện biên và ràng buộc

Xác định điều kiện biên (Boundary Conditions): Tải nhiệt (Heat Generation) được thiết lập tại vùng tiếp xúc giữa má phanh và đĩa phanh, trọng phanh dựa trên công thức tính năng lượng sinh. Hệ số truyền nhiệt đối lưu (Convection) được áp dụng cho các bề mặt ngoài để mô phỏng quá trình tản nhiệt qua môi trường không khí. Điều kiện nhiệt ban đầu xác định nhiệt độ ban đầu của hệ thống (thường là nhiệt độ môi trường). Dòng nhiệt sinh ra từ ma sát tại đĩa phanh:

$$q = \frac{Q}{i.A.t} \quad (3)$$

Trong đó, Q là động năng ban đầu (J); i là số lượng phanh đĩa, t là thời gian phanh (s).

Thiết lập thông số phân tích nhiệt theo thời gian (Transient Thermal Analysis) xác định khoảng thời gian phân tích và bước thời gian để theo dõi sự thay đổi nhiệt độ theo từng giai đoạn. Thiết lập phương pháp giải quyết bài toán để đảm bảo độ chính xác và tốc độ tính toán phù hợp. Thiết lập điều kiện biên và ràng buộc cho phanh đĩa được thực hiện trong môi trường mô phỏng được minh họa qua Hình 2.



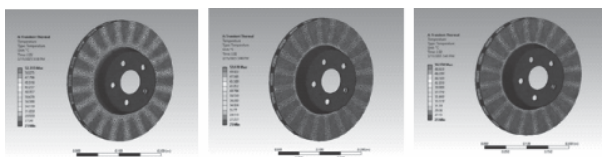
Hình 2. Thiết lập điều kiện biên và ràng buộc của mô hình đĩa phanh

3.3. Xác định mục tiêu và các biến

Mục tiêu: Tối ưu hóa hiệu suất tản nhiệt của đĩa phanh, được đánh giá qua nhiệt độ tối đa (T_{max}) trên đĩa phanh trong quá trình phanh (giảm T_{max} để tăng hiệu suất tản nhiệt). Biến đầu vào (Factors): Hình học: Độ dày đĩa (t); Vật liệu: Loại vật liệu gang xám, thép hợp kim, composite gồm được đặc trưng bởi độ dẫn nhiệt (k), nhiệt dung riêng (c), và mật độ (ρ). Biến đầu ra (Response): Nhiệt độ tối đa (T_{max} trên đĩa phanh).

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Phân tích nhiệt tạm thời (Transient Thermal) của đĩa phanh ô tô 7 chỗ đã được thực hiện trong Ansys Workbench để đánh giá hiệu suất tản nhiệt của ba vật liệu: gang xám (gray cast iron), thép hợp kim (alloy steel), và composite gốm (ceramic). Mô phỏng giả định khối lượng xe toàn tải là 2200 kg, với vận tốc ban đầu lần lượt là 50 km/h (13,89 m/s) và 80 km/h (22,22 m/s), giảm đều về 0 trong thời gian phanh tương ứng là 3 giây và 4 giây qua Hình 3 cho trường hợp vận tốc 50km/h.



Gang xám Thép 45 Hợp kim nhôm

Hình 3. Kết quả phân tích nhiệt phanh đĩa với vận tốc 50km/h

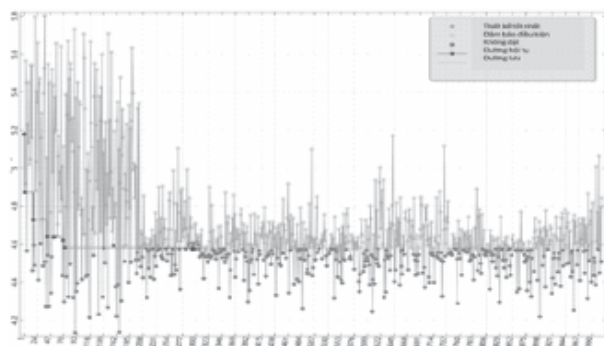
Quy trình tối ưu hóa trong OptiSLang bắt đầu bằng việc xác định các tham số thiết kế quan trọng trong CAD và CAE, bao gồm kích thước hình học, đặc tính vật liệu và điều kiện biên của mô hình. Sau đó, các mục tiêu tối ưu hóa được thiết lập, chẳng hạn như giảm

biến dạng, giảm khối lượng hoặc tăng độ bền. Quá trình tối ưu hóa đa mục tiêu được thực hiện trước để tìm ra tập hợp các giải pháp khả thi (Pareto Front), sau đó tối ưu hóa đơn mục tiêu giúp lựa chọn thiết kế tối ưu nhất theo tiêu chí ưu tiên. Kết quả tối ưu được áp dụng lại vào mô hình CAD và CAE để kiểm tra, xác thực, đảm bảo thiết kế cuối cùng đạt hiệu suất tối ưu theo các tiêu chí đã đặt ra ở Hình 4.



Hình 4. Quy trình tối ưu hóa

Sau khi tạo bề mặt phản hồi, phần mềm sử dụng thuật toán để tìm ra thiết kế tối ưu nhất theo các tiêu chí đặt ra. Nhờ bề mặt phản hồi, quá trình xử lý và khảo sát các điểm thiết kế diễn ra nhanh chóng mà không cần sử dụng bộ giải để thực hiện phân tích FEA cho từng điểm thiết kế theo Hình 5.



Hình 5. Kết quả thiết kế đĩa phanh theo DoE

Biểu đồ kết quả thiết kế thực nghiệm

hiển thị lịch sử của giá trị mục tiêu qua tất cả các thiết kế trong quá trình tối ưu hóa. Các điểm màu xanh lá biểu thị những thiết kế thỏa mãn tất cả các ràng buộc, trong khi các điểm màu đỏ đại diện cho những thiết kế vi phạm ràng buộc hoặc thất bại. Đường màu xanh dương thể hiện xu hướng hội tụ của quá trình tối ưu, cho thấy sự cải thiện dần dần của giá trị mục tiêu theo các thiết kế được đánh giá. Việc hiển thị lịch sử này giúp chúng ta quan sát được sự phân tán của các thiết kế, theo dõi tiến trình tối ưu và xác định xu hướng hội tụ về thiết kế tốt nhất. Qua biểu đồ này, ta thấy thiết kế 295 được phần mềm đánh giá là thiết kế tối ưu nhất theo các tiêu chí đã đề ra.

Đĩa phanh đề xuất có đường kính ngoài khoảng 280-320 mm giúp tăng diện tích tản nhiệt, với đường kính trong 140-170 mm bảo đảm vừa luồng khí vừa diện tích ma sát hữu ích. Độ dày đĩa khoảng 18-25 mm đủ mạnh để chịu nhiệt mà không quá nặng. Về vật liệu, gang xám phổ biến, giá thấp, tản nhiệt ở mức trung bình; thép hợp kim cho nhiệt độ tối đa giảm 22-36% so với gang xám trong mô phỏng; composite gồm siêu nhẹ, tản nhiệt vượt trội nhưng giá thành cao. Mục tiêu chung là cân bằng giữa độ bền cơ học, hiệu suất tản nhiệt và khối lượng để cải thiện tuổi thọ và an toàn phanh.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã áp dụng phương pháp Thiết kế Thực nghiệm (DoE) trong Ansys OptiSLang để tối ưu hóa kết cấu đĩa phanh ô tô con 7 chỗ, tập trung vào hiệu suất tản nhiệt với ba vật liệu: gang xám, thép hợp kim, và composite gồm, tại vận tốc ban đầu 50 km/h và 80 km/h. Kết quả mô phỏng nhiệt tạm thời cho thấy thép hợp kim đạt hiệu suất tối ưu, giảm nhiệt độ tối ưu từ 22-36% so với gang xám và composite gồm, và kích thước đĩa phanh có

chiều dày tốt nhất là 18mm. Phương pháp DoE, thông qua thiết kế Central Composite Design, đã xác định các tham số hình học độ dày và vật liệu chọn cho đĩa phanh ô tô. Việc tích hợp DoE với Ansys OptiSLang không chỉ giảm số lượng thí nghiệm cần thiết mà còn cung cấp bề mặt phản hồi chính xác để định hướng thiết kế tối ưu. Nghiên cứu này khẳng định hiệu quả của DoE trong tối ưu hóa kết cấu đĩa phanh, đồng thời mở ra hướng tiếp cận mới cho các phân tích đa mục tiêu, bao gồm độ bền và chi phí sản xuất, trong các nghiên cứu tương lai. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2025**

Ngày phản biện: **31/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Shailendra Pratap Gautam and et.al. (2015), “*Finite Element Analysis of Disc Brake using Ansys Workbench Software*”. International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 6, Issue 4, April-2015, 1954.
- [2]. Bahulekar, Atharv & Shiralkar, Shaunak & Jomde, Amit & Shamkuwar, Sonal & Patane, Prashant & Shinde, Tarang & Dandin, Shahbaz (2024), “*Structural and Thermal Analysis of Brake Disc with Various Composites*”. 10.4271/2024-28-0066.
- [3]. Giddaluri, Ranjith & Mutra, Dr & Thriveni, Setty & Gowd, Harinath (2014), “*Design Analysis & Optimization of an Automotive Disc Brake*”. International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS), Vol-1, Issue-3, pp. 24-29.
- [4]. Shinde, Anjali (2020), “*Design Analysis Topology Optimization of Passenger Car Disc Brake*”. International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT), Vol. 9, Issue 06, 10.17577/IJERTV9IS060752.
- [5]. Sumeet Satope, Akshaykumar Bote, Parikshit Patil, Arvind Yadav, Swapneel D. Rawool (2017), “*Review on Thermal Analysis of Disc Brake*”. IJIRST –International Journal for Innovative Research in Science & Technology,

- Volume 3, Issue 11, April 2017, ISSN (online): 2349-6010.
- [6]. Sarip, Shamsul (2013), “*Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis*”. International Journal of Applied Physics and Mathematics, 52-58. DOI: 10.7763/IJAPM.2013.V3.173.
- [7]. Aditya Choudhary, Aditya Gujare, Shailendra Dayane, Pankaj Dhatrak (2023), “*Evaluation of thermo-mechanical properties of three different materials to improve the strength of disc brake rotor*”. Materials Today: Proceedings, ISSN 2214-7853, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.02.028>.
- [8]. Kiran C. H. (2015), “*Numerical Simulation of Ventilated Disc Cooling effect*”. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics, Vol. 4, No. 1, January 2015.
- [9]. Park, Soojin & Lee, Kibum & Kim, Sunwoo & Kim, Jinho (2022), “*Brake-Disc Holes and Slit Shape Design to Improve Heat Dissipation Performance and Structural Stability*”. Applied Sciences. 12. 1171. 10.3390/app12031171.
- [10]. Jawahar, Hemanth (2021), “*The Mechanical & Thermal Properties of Various Brake Rotors Materials: A Review*”. International Journal Of Research In Aeronautical and Mechanical Engineering, Vol.9, Issue 11, pp. 84-115. DOI: 10.5281/zenodo.5735521.
- [11]. Sha, Zhihua & Lu, Jiacheng & Hao, Qiang & Yin, Jian & Liu, Yuchen & Zhang, Shengfang (2022), “*Numerical Simulation of Heat Production and Dissipation of Ventilated Brake Disc for High-Speed Trains under the Action of the Flow Field*”. Applied Sciences, 12(21), 10739; 10.3390/app122110739.
- [12]. Zhou, Junchao & Gao, Jianjie & Wang, Kaizhu & Liao, Ying (2018), “*Design Optimization of a Disc Brake Based on a Multi-Objective Optimization Algorithm and Analytic Hierarchy Process Method*”. Transactions of FAMENA. 42. 25-42. 10.21278/TOF.42403.
- [13]. Ansys (2024), “*Ansys OptiSLang Manual Help*”.

TỐI ƯU HÓA THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ CỦA QUÁ TRÌNH LĂN ÉP XEM XÉT ĐẾN CHẤT LƯỢNG BỀ MẶT

OPTIMIZATION OF ROLLER BURNISHING PARAMETERS IN TERMS OF PRODUCT QUALITY

Cao Việt Đức¹, Lê Văn Luận¹, Ngô Văn Tuấn¹, Nguyễn Trung Thành¹, Lục Vân Thương²

¹Khoa Cơ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Phòng Thí nghiệm Trọng điểm Hàn và Xử lý Bề mặt, Viện Nghiên cứu Cơ khí

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, các thông số công nghệ của quá trình phay-lăn ép được tối ưu hóa để nâng cao độ cứng tế vi (MH) và giảm giá trị độ nhám (R_z). Các thông số công nghệ bao gồm tốc độ trục chính khi phay (S_p), tốc độ tiến dao khi phay (F_p), tốc độ trục chính khi lăn ép (S_r), tốc độ tiến dao khi lăn ép (F_r) và chiều sâu lăn ép (D_l). Quy hoạch Taguchi L16 được sử dụng để thực hiện các thí nghiệm. Phương pháp phân tích thành phần chính (PCA) được áp dụng để tính toán trọng số, trong khi phương pháp phân tích quan hệ xám (GRA) được sử dụng để xác định giá trị tối ưu tốt nhất. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng giá trị tối ưu lần lượt của S_p , F_p , S_r , F_r và D_l là 400 vòng/phút, 200 mm/phút, 950 vòng/phút, 110 mm/phút và 0,035 mm. Tại giải pháp tối ưu được chọn, độ cứng tế vi tăng 6,0% và độ nhám giảm 118,3% so với giải pháp kém nhất. Độ cứng tế vi chủ yếu bị ảnh hưởng bởi D_r , F_p , F_r , S_p và S_r trong khi độ nhám bị ảnh hưởng bởi F_p , F_r , D_r , S_p và S_r . Kết quả tối ưu có thể được sử dụng hiệu quả để nâng cao chất lượng gia công.

Từ khóa: Tích hợp phay-lăn ép; Độ cứng tế vi; Độ nhám; Phân tích quan hệ xám; Tối ưu hóa.

ABSTRACT

In this study, the process parameters of the hybrid milling-burnishing process are optimized to maximize the micro-hardness (MH) and minimize the mean roughness (R_z). The optimizing inputs are the milling spindle speed (S_p), milling feed rate (F_p), burnishing spindle speed (S_r), burnishing feed rate (F_r), and depth of penetration (D_l). The Taguchi L16 is used to perform a set of experiments. The principal component analysis (PCA) is applied to compute the weights, while the grey relation analysis (GRA) is utilized to select the best optimality. As a result, the optimal S_p , F_p , S_r , F_r and D_l were 400 rpm, 200 mm/min, 950 rpm, 110 mm/min, and 0.035 mm, respectively. The MH was improved by 6.0% and the R_z was decreased by 118.3%, as compared to the worst solution. The MH was primarily affected by D_r , F_p , F_r , S_p , and S_r respectively, while R_z was influenced by the F_p , F_r , D_r , S_p , and S_r respectively. The optimal results could be effectively used to enhance the machined quality. The proposed optimizing technique could be used to determine the optimality for other machining operations in terms of saving costs, time, and human efforts.

Keywords: Milling-Burnishing Process; Micro-hardness; Mean roughness; Grey relation analysis; Optimization.

1. TỔNG QUAN

Lăn ép sử dụng con lăn là một kỹ thuật gia công nguội hiệu quả để xử lý bề mặt đã được gia công trước, giúp cải thiện các tính chất bề mặt, cơ học và luyện kim. Lợi ích của phương pháp này là chi phí thấp, đơn giản và đáng tin cậy trong việc đạt được chất lượng bề mặt tối ưu. Lăn ép sử dụng con lăn được ứng dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp như ô tô, hàng không, y tế và sản xuất.

Để cải thiện hiệu quả kỹ thuật, các quá trình lăn ép sử dụng con lăn khác nhau đã được xem xét và tối ưu hóa. Phương pháp bề mặt đáp ứng (RSM) được sử dụng để phát triển các mô hình dự đoán (độ nhám bề mặt và độ cứng bề mặt) và tối ưu hóa các thông số quá trình (lực ép bi lăn, bước tiến dao, chiều rộng tiếp xúc của bi lăn và số lượt gia công) cho thép EN-9 đã gia công trước [1]. RSM cũng được sử dụng để chọn các yếu tố tối ưu (tốc độ, bước tiến dao, và độ ăn dao) nhằm cải thiện chất lượng lỗ khoan của gang đã gia công [2]. Kết quả cho thấy kích thước lỗ tối ưu, độ nhám bề mặt, và độ tròn lần lượt là 31,74 mm, 0,3757 μm , và 0,012 mm. Các mô hình RSM về độ nhám bề mặt, độ cứng bề mặt, và độ sâu cứng của thép carbon được phát triển dựa trên tốc độ, bước tiến dao, và độ ăn dao [3]. Kết quả chỉ ra rằng bước tiến dao ảnh hưởng chính đến các đáp ứng gia công, tiếp theo là tốc độ và độ ăn dao. Mô hình Kriging

được sử dụng để đề xuất mối quan hệ giữa các thông số quá trình (tốc độ, bước tiến dao, và độ ăn dao) với các đầu ra (độ nhám trung bình, độ nhám chiều cao tối đa, và độ cứng bề mặt) [4]. Các tác giả cho biết độ nhám trung bình và độ nhám chiều cao tối đa giảm lần lượt 95,80% và 91,98%, trong khi độ cứng bề mặt tăng 45,44% so với bề mặt chưa gia công. Nguyễn và cộng sự đề xuất một hệ thống minimum quantity lubrication (MQL) hiệu quả để cải thiện hiệu quả làm mát và bôi trơn trong quá trình gia công bi lăn bên trong [5]. Kết quả cho thấy độ nhám và độ tròn của lỗ khoan gia công giảm lần lượt 48,2% và 46,2% với hệ thống MQL so với điều kiện khô. Có thể nhận thấy, đa số các nghiên cứu hiện tại tập trung vào tối ưu hóa quy trình gia công bi lăn đơn lẻ, trong khi quy trình kết hợp giữa phay và bi lăn chưa được xem xét. Các yếu tố tối ưu của quy trình phay-bi lăn đối với thép cứng vẫn chưa được xác định để cải thiện các chỉ số chất lượng.

2. TỔ CHỨC THỰC NGHIỆM

Các thông số công nghệ được xem xét được thể hiện trong Bảng 1. Các đặc tính của máy công cụ được sử dụng để xác định tốc độ trục chính khi phay và mức bước tiến dao. Hướng dẫn của nhà sản xuất dụng cụ lăn ép được tuân theo khi lựa chọn tốc độ trục chính lăn ép, tốc độ bước tiến khi lăn ép và chiều sâu lăn ép.

Bảng 1. Các thông số quy trình cho hoạt động phay-lăn ép

Ký hiệu	Các tham số	Mức 1	Mức 2	Mức 3	Mức 4
S_p	Tốc độ trục chính khi phay (rpm)	3000	4000	5000	6000
F_p	Bước tiến dao khi phay (mm/min)	200	300	400	500
S_l	Tốc độ trục chính khi lăn ép (rpm)	800	950	1100	1250
F_l	Bước tiến dao lăn ép (mm/min)	50	80	110	140
D_l	Chiều sâu lăn ép (mm)	0.01	0.02	0.025	0.035



Thép 40KH, một loại thép cứng được sử dụng rộng rãi trong các ngành hàng hải và ô tô, được chọn làm mẫu gia công. Mỗi phôi gia công có chiều dài 50,0 mm, đường kính trong 12,0 mm và đường kính ngoài 25,0 mm. Độ cứng tế vi và độ nhám trung bình của bề mặt gia công trước lần lượt là 317 HV và 12,6 μm . Quá trình khoan, phay và lăn ép được thực hiện tuần tự trong một lần gá đặt (Hình 1 a, b và c), trong đó các yếu tố của phay-lăn ép được xem xét. Tất cả các thí nghiệm đều sử dụng máy phay CNC. Máy đo độ nhám Mitutoyo Surftest-SJ 500 được sử dụng để đo độ nhám của bề mặt gia công tại ba vị trí khác nhau, tuân theo tiêu chuẩn ISO 4287. Máy kiểm tra độ cứng FM-800 được sử dụng để đo độ cứng tế vi tại ba vị trí khác nhau trên bề mặt đã qua lăn ép.



(a) Quá trình khoan (b) Quá trình phay (c) Quá trình lăn ép
Hình 1. Quá trình phay-lăn ép kết hợp.

Bảng 2. Dữ liệu thí nghiệm cho quá trình phay-lăn ép.

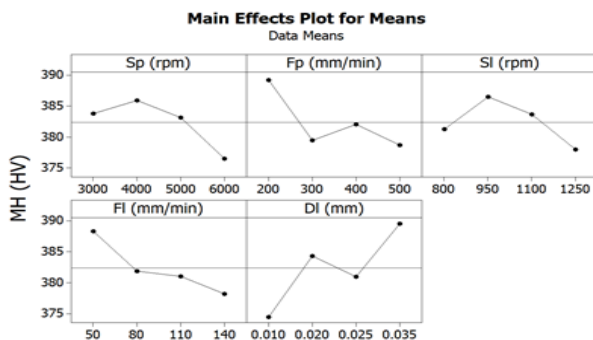
No.	S_p (rpm)	F_p (mm/min)	S_l (rpm)	F_l (mm/min)	D_l (mm)	MH (HV)	Rz (μm)
1	3000	200	800	50	0.01	387.7	2.79
2	3000	300	950	80	0.02	386.6	2.61
3	3000	400	1100	110	0.025	382.1	2.96
4	3000	500	1250	140	0.035	378.8	3.32
5	4000	200	950	110	0.035	402.9	1.53
6	4000	300	800	140	0.025	376.5	2.72
7	4000	400	1250	50	0.02	389.2	1.65
8	4000	500	1100	80	0.01	375.2	2.91
9	5000	200	1100	140	0.02	389.2	2.39
10	5000	300	1250	110	0.01	366.7	3.27
11	5000	400	800	80	0.035	388.5	2.92
12	5000	500	950	50	0.025	388.2	2.13
13	6000	200	1250	80	0.025	377.2	1.67
14	6000	300	1100	50	0.035	388.1	0.76
15	6000	400	950	140	0.01	368.3	2.96
16	6000	500	800	110	0.02	375.6	3.53

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả thí nghiệm của quá trình phay-lăn ép được trình bày trong Bảng 2.

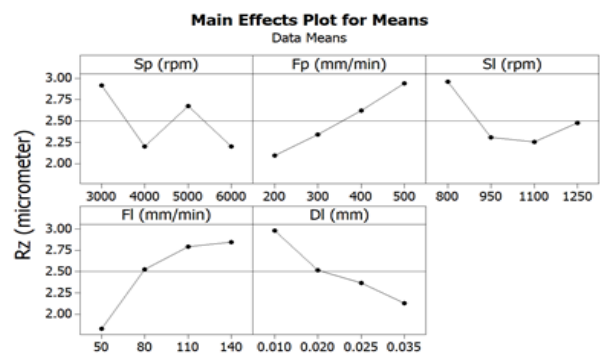
3.1. Ảnh hưởng của các thông số quá trình đến các chỉ số

Hình 2 trình bày ảnh hưởng của các thông số quá trình đến độ cứng tế vi (MH). Kết quả cho thấy xu hướng tương tự đối với tốc độ phay và tốc độ lăn ép. Tốc độ phay và lăn ép cao hơn dẫn đến mức độ tương tác gia công cao hơn, tạo ra nhiệt độ cao hơn tại vùng gia công. Điều này gây ra mức độ biến dạng dẻo lớn hơn, làm vật liệu dễ nén hơn; do đó, độ cứng tế vi tăng lên. Tuy nhiên, tốc độ phay và lăn ép tăng thêm sẽ làm nhiệt độ gia công tăng quá mức, dẫn đến giảm ứng suất dư; vì vậy, độ cứng tế vi giảm. Xu hướng tương tự cũng được tìm thấy với bước tiến dao phay và lăn ép. Tăng bước tiến dao làm tăng khoảng cách giữa các đường gia công liên tiếp, dẫn đến mức độ nén vật liệu thấp hơn; vì vậy, độ cứng tế vi giảm. Ngoài ra, bước tiến cao hơn làm giảm thời gian phay và/hoặc lăn ép trên mẫu, dẫn đến giảm độ cứng tế vi. Độ cứng tế vi cao hơn được tìm thấy khi tăng chiều sâu lăn ép. Tăng chiều sâu lăn ép gây áp lực bi lăn cao hơn lên bề mặt phôi, dẫn đến nén vật liệu tốt hơn. Mức độ biến dạng dẻo cao hơn đạt được; do đó, độ cứng tế vi tăng.



Hình 2. Tác động chính của các thông số quy trình lên MH

Ảnh hưởng của các thông số quá trình đến độ nhám trung bình (R_z) được trình bày trong Hình 3. Độ cứng và độ bền của phôi giảm khi nhiệt độ tại khu vực bi lăn tăng lên cùng với tốc độ phay và lăn ép tăng. Độ nhám giảm đáng kể và vật liệu dễ dàng bị nén. Tuy nhiên, bề mặt đã qua lăn ép có thể biểu hiện hiện tượng hóa cứng do tác động của nhiệt độ gia công cao khi tăng tốc độ phay và lăn ép. Độ nhám cao hơn có thể được nhận thấy khi bước tiến dao phay và lăn ép tăng. Bước tiến cao hơn làm tăng lượng vật liệu dư giữa hai đường gia công liên tiếp; do đó, độ nhám tăng. Ngoài ra, bề mặt gia công hiếm khi được bi lăn khi bước tiến tăng, dẫn đến độ nhám cao hơn. Độ sâu lăn ép lớn hơn dẫn đến độ nhám trung bình thấp hơn. Áp suất gia công cao hơn từ việc bi lăn sâu hơn làm tăng mức độ biến dạng dẻo. Nhiều vật liệu được lăn ép hơn, dẫn đến độ nhám trung bình thấp hơn.



Hình 3. Tác động chính của các thông số quy trình lên R_z

3.2. Kết quả tối ưu

Bảng 3 trình bày các giá trị của $\Delta i(k)$, GRC và GRG. Có thể nói rằng các giá trị GRG cao nhất và thấp nhất có thể thu được ở lần lượt số thử nghiệm 5 và 10. Kết quả là, S_p , F_p , S_l , F_l và D_l tối ưu lần lượt là 400 vòng/phút, 200 mm/phút, 950 vòng/phút, 110 mm/phút và 0,035 mm. MH được cải thiện 9,0% và R_z giảm 113,7% so với giải pháp tệ nhất (Bảng 4). 

Bảng 3. Các giá trị $\Delta_i(k)$, GRC và GRG

No.	Δ_i (MH)	Δ_i (Rz)	GRC (MH)	GRC (Rz)	GRG	Rank
1	0.41989	0.76316	0.54354	0.39583	0.46969	8
2	0.45028	0.69549	0.52616	0.41824	0.47220	7
3	0.57459	0.82707	0.46530	0.37677	0.42103	10
4	0.66575	0.96241	0.42891	0.34190	0.38541	13
5	0.00000	0.28947	1.00000	0.63333	0.81667	1
6	0.72928	0.73684	0.40674	0.40426	0.40550	11
7	0.37845	0.33459	0.56918	0.59910	0.58414	3
8	0.76519	0.80827	0.39520	0.38218	0.38869	12
9	0.37845	0.61278	0.56918	0.44932	0.50925	5
10	1.00000	0.94361	0.33333	0.34635	0.33984	16
11	0.39779	0.81203	0.55692	0.38109	0.46901	9
12	0.40608	0.51504	0.55183	0.49259	0.52221	4
13	0.70994	0.34211	0.41324	0.59375	0.50350	6
14	0.40884	0.00000	0.55015	1.00000	0.77508	2
15	0.95580	0.82707	0.34345	0.37677	0.36011	15
16	0.75414	1.04135	0.39868	0.32439	0.36153	14

Bảng 4. Kết quả tối ưu hóa được tạo ra bởi Taguchi-GRA

Phương pháp	S_p (rpm)	F_p (mm/min)	S_l (rpm)	F_l (mm/min)	D_l (mm)	MH (HV)	Rz (μ m)
Giải pháp tệ nhất	5000	300	1250	110	0.01	366.7	3.27
Giải pháp tốt nhất	4000	200	950	110	0.035	402.9	1.53
Cải thiện (%)						9.0	-113.7

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, các thông số quy trình của hoạt động phay-lăn ép kết hợp đã được tối ưu hóa để cải thiện độ cứng tế vi và giảm độ nhám trung bình. Các yếu tố được xem xét là tốc độ trục chính phay, bước tiến dao phay, tốc độ trục chính lăn ép, bước tiến dao lăn ép và chiều sâu lăn ép. Phương pháp PCA được áp dụng để tính trọng số, trong khi GRA được sử dụng để tạo ra mức tối ưu tốt nhất. Dựa trên các kết quả thu được, các kết luận sau đây đã được rút ra:

1) Có thể sử dụng S_p , S_l , F_p và F_l thấp hơn để cải thiện MH. Có thể áp dụng D_l cao hơn để tăng cường MH. Khuyến nghị sử dụng S_p , S_l và D_l cao hơn để tăng Rz. Có thể sử dụng F_p và F_l thấp hơn để đạt được Rz cao hơn.

2) Đối với MH, chiều sâu lăn ép được phát hiện là yếu tố hiệu quả nhất, tiếp theo là bước tiến dao phay, bước tiến dao lăn ép, tốc độ trục chính khi phay và tốc độ trục chính khi lăn ép.

3) Đối với Rz, tốc độ cấp liệu đánh bóng được phát hiện là yếu tố hiệu quả nhất, tiếp theo là bước tiến dao khi phay, chiều sâu lăn ép, tốc độ trục chính khi phay và tốc độ trục chính khi lăn ép.

4) S_p , F_p , S_l , F_l và D_l tối ưu lần lượt là 400 vòng/phút, 200 mm/phút, 950 vòng/phút, 110 mm/phút và 0,035 mm. MH được cải thiện 9,0% và Rz giảm 113,7% so với giải pháp tệ nhất.

5) Phương pháp tối ưu hóa bao gồm Taguchi, PCA và GRA có thể được áp dụng hiệu quả để giải quyết các vấn đề phức tạp nhằm tiết kiệm chi phí và công sức của con người.

6) Tác động của các thông số quy trình đối với lượng khí thải carbon, hiệu quả năng lượng và năng suất sẽ được khám phá trong các công trình trong tương lai. ❖

Ngày nhận bài: 20/3/2025

Ngày phản biện: 10/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Stalin John M.R., Banerjee N., Shrivastava K. et al. (2017), "Optimization of roller burnishing process on EN-9 grade alloy steel using response surface methodology". J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 39: 3089-3101.
- [2]. Stalin John M.R., Balaji B. & Vinayagam B.K. (2017), "Optimisation of internal roller burnishing process in CNC machining center using response surface methodology". J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 39, 4045-4057.
- [3]. Nguyen T.T., & Le X. B. (2018), "Optimization of interior roller burnishing process for improving surface quality". Mater. Manuf. Process. 33(11): 1233-1241.
- [4]. Nguyen T.T, Le X. B. (2019), "Optimization of roller burnishing process using Kriging model to improve surface properties". Proc. Inst. Mech. Eng., Part B. 233(12):2264-2282.
- [5]. Nguyen T.T. et al. (2022), "Multi-performance optimization of multi-roller burnishing process in sustainable lubrication condition". Mater. Manuf. Process. 37: 407-427.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO BỘ CÔNG TÁC ĐA NĂNG LẮP TRÊN XE NÂNG ĐIỆN

RESEARCH ON DESIGN AND MANUFACTURE OF MULTI-FUNCTION WORKING
PART MOUNTED ON ELECTRIC FORKLIFT

TS. Bùi Văn Trầm*, ThS. Nguyễn Xuân Hòa, ThS. Đỗ Hữu Tuấn, ThS. Phùng Công Dũng
Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

*Email liên hệ: trambv@utt.edu.vn

TÓM TẮT

Xe nâng hàng được dùng để xếp dỡ và vận chuyển hàng hóa trong khu vực bến bãi, nhà kho và xưởng sản xuất. Xe này có thể nâng hạ hàng có trọng lượng từ vài chục kg đến hàng tấn với chiều cao lên đến hàng chục mét. Khi lắp thêm những bộ công tác đa năng, phạm vi hoạt động của xe nâng hàng được mở rộng, lúc này bộ công tác nâng hạ giống như cần trục cơ động. Bài báo trình bày các bước thiết kế, kiểm nghiệm bền và chế tạo kết cấu thép bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng hàng. Các công việc tính toán, thiết kế, xây dựng mô hình tính, đặt điều kiện lực, gán ràng buộc liên kết và mô phỏng mô hình tính được thực hiện trên phần mềm Ansys 2024, từ đó đưa ra các giá trị nội lực của kết cấu thép bộ công tác đa năng, làm căn cứ để chế tạo sản phẩm. Kết quả nghiên cứu đã thiết kế và chế tạo thành công bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng điện bằng trình độ và năng lực cơ khí trong nước.

Từ khóa: *Xe nâng hàng; Bộ công tác đa năng; Xe nâng điện; Bộ công tác mở rộng; Thiết kế bộ công tác đa năng; Chế tạo bộ công tác.*

ABSTRACT

The forklift is used to load, unload, and transport goods in areas such as docks, warehouses, and production workshops. This vehicle can lift loads ranging from a few dozen kilograms to several tons, with a height capacity of up to tens of meters. When additional multifunctional attachments are installed, the forklift's operational range is expanded, and these lifting attachments act like a mobile crane. This article presents the design, testing steps and manufacture for the steel structure of the multifunctional attachment mounted on the forklift. The calculations, design, model building, force condition setting, joint constraints, and simulation of the model were carried out using ANSYS 2024 software, from which the internal forces of the steel structure of the multifunctional attachment were determined, have enough basis to manufacture product. The results of the study have successfully designed and manufactured of multi-function working part mounted on electric forklift by level and mechanical capacity in Vietnam.

Keywords: *Forklift; Multi-function working part; Electric forklift; Extension working part; Design of multi-function working part; Manufacture of multi-function working part.*

1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, nhiều đơn vị trong quá trình thi công, do yêu cầu công việc đã lắp thêm bộ công tác đa năng lên khung nâng hạ của xe nâng hàng nhằm tăng năng suất và hiệu quả công việc [1, 2]. Tuy nhiên, trong quá trình thi công thường xảy ra một số sự cố như mất ổn định, lật xe, hỏng kết cấu gây tai nạn [3, 6]. Nguyên nhân do trong quá trình lắp thêm bộ công tác đa năng mới chỉ làm theo kinh nghiệm, chưa tính ổn định và độ bền kết cấu máy dẫn tới thiếu thông tin và số liệu để khuyến cáo người vận hành sử dụng [4, 5]. Xuất phát từ thực tế nêu trên cần phải nghiên cứu thiết kế và chế tạo bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng điện trong điều kiện hoàn toàn trong nước.

2. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN BỘ CÔNG TÁC ĐA NĂNG

2.1. Phương án thiết kế

Hiện nay, phụ thuộc vào mục đích sử dụng mà kết cấu và thông số kỹ thuật của bộ công tác đa năng lắp lên xe nâng được có các loại sau:

* *Loại cẩu xoay (hình 1a):* Cần thiết kế khung bệ và mô tơ quay cho cụm cẩu nâng, chủ yếu sử dụng để xoay vật nâng khi nâng/hạ.

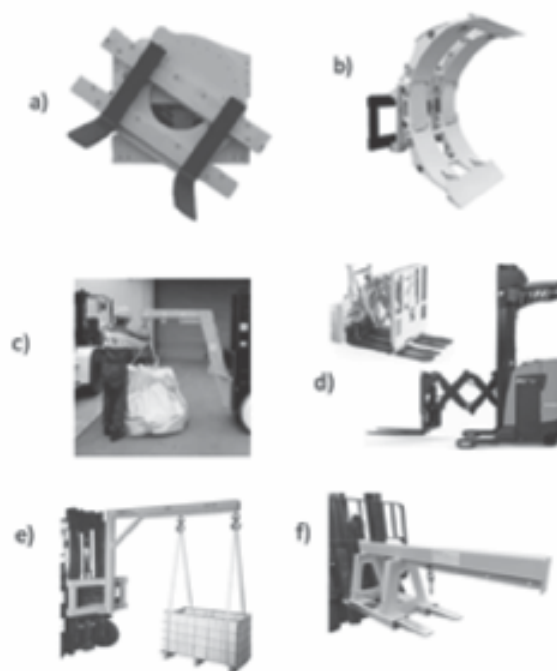
* *Loại cẩu kẹp (hình 1b):* Cần tháo bỏ cẩu thông thường ra và chế tạo thêm các xi lanh đẩy bên tạo lực kẹp, chủ yếu sử dụng nâng kiện cuộn.

* *Loại cẩu công-xon (hình 1c):* Cần tháo bỏ cẩu thông thường ra và chế tạo cẩu công-xon, tạo được chiều cao nâng lớn, nhưng chủ yếu treo vật nâng.

* *Loại cẩu kéo đẩy (hình 1d):* Chủ yếu dùng bốc xếp kiện hàng mà không cần tấm pallet.

* *Loại cẩu vươn xa (hình 1e):* Cần phải tháo bỏ cẩu thông thường, khi sử dụng thì tăng chiều cao nâng, tăng tầm với.

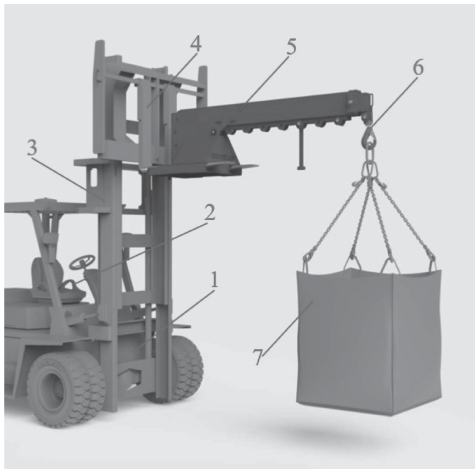
* *Loại cẩu đa năng (hình 1f):* Khi sử dụng không cần tháo bỏ cẩu thông thường, sử dụng móc nâng vật, luồn vào vật nâng rỗng. Phương án này linh hoạt khi sử dụng, được lựa chọn để thiết kế.



Hình 1. Một số bộ công tác đa năng

Từ điều kiện thực tế và căn cứ vào năng lực con người, tiềm năng cơ khí trong nước, nhóm tác giả chọn phương án f (Hình 1f) để tính toán thiết kế bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng hàng. Kết cấu của phương án thiết kế được mô tả cụ thể như Hình 2.



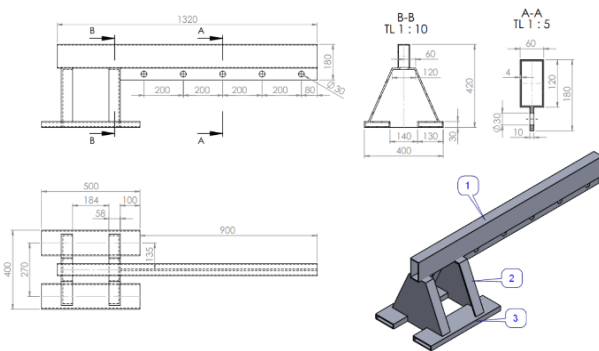


Hình 2. Cấu tạo tổng thể xe nâng lắp bộ công tác đa năng

Trong đó: 1. Xe cơ sở; 2. Ca bin điều khiển; 3. Khung nâng; 4. Bàn nâng; 5. Cần nâng đa năng; 6. Móc cầu; 7. Hàng nâng.

2.2. Tính toán kết cấu thép bộ công tác

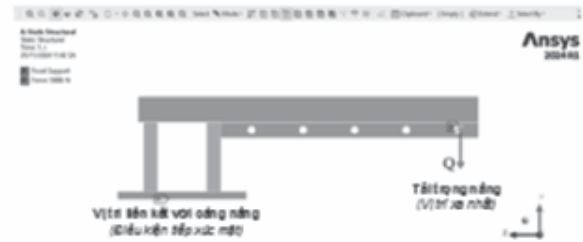
Sử dụng phần mềm chuyên dùng để thiết kế kết cấu thép của bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng có thông số kỹ thuật thể hiện ở hình 3.



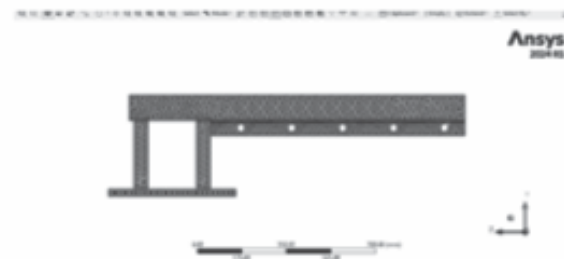
Hình 3. Kết cấu thép bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng hàng.

Tính toán mô phỏng kết cấu thép bộ công tác đa năng bằng phần mềm chuyên dùng ANSYS 16.0 được khai báo các bước như sau: Trên hình 4, tại vị trí A liên kết với càn nâng

của xe được giải thiết là liên kết ngàm do quá trình nâng yêu cầu hộp liên kết không dịch chuyển tương đối so với hai càn nâng, tại vị trí B đặt lực tác dụng có độ lớn 2000 (N). Mô hình được chia lưới phần tử hữu hạn (hình 5), phần tử lựa chọn là dạng phần tử tứ diện bậc cao.

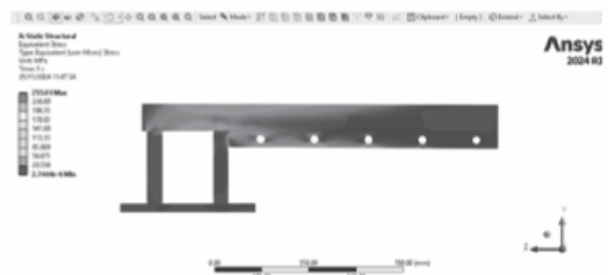


Hình 4. Điều kiện biên liên kết và tải trọng



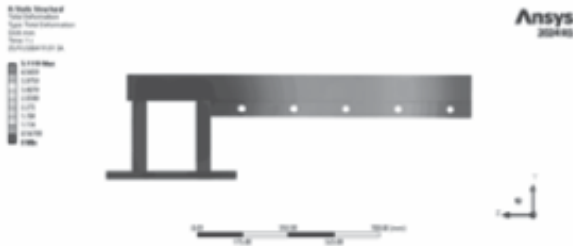
Hình 5. Chia lưới phần tử cho mô hình tính

Kết quả mô phỏng cho thấy, ứng suất Von-Mises (tương đương) xuất hiện tại các vị trí trên kết cấu (hình 6). Từ phổ màu ứng suất có thể thấy giá trị ứng suất lớn nhất $\sigma_{\max} = 255.03$ Mpa, so với ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo. $[\sigma] = 310$ Mpa. Kết cấu đảm bảo điều kiện bền.



Hình 6. Ứng suất trên mô hình

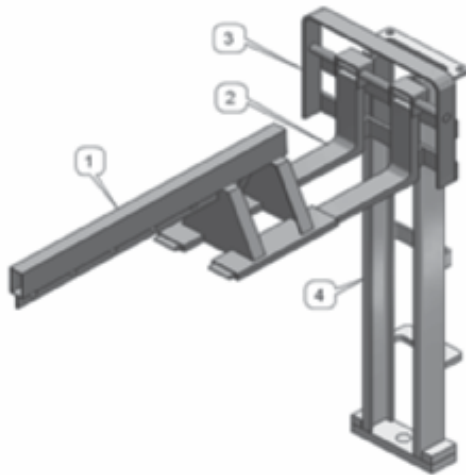
Chuyển vị của kết cấu theo phương đứng (hình 7). Từ phổ màu biểu diễn chuyển vị có thể thấy vùng chuyển vị lớn xuất hiện ở đầu dầm nâng, giá trị lớn nhất là $u_{max} = 5.11$ mm. Giá trị chuyển vị này đảm bảo điều kiện làm việc của dầm.



Hình 7. Chuyển vị trên mô hình

2.3. Tính bền bộ công tác khi lắp lên xe nâng.

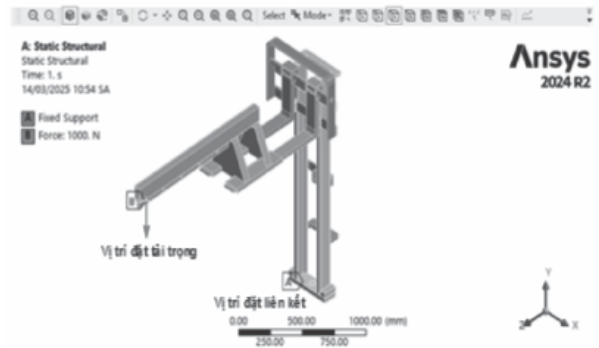
Bộ công tác đa năng ngoài việc đảm bảo độ bền, độ cứng vững khi làm việc độc lập, còn phải đảm bảo điều kiện làm việc khi lắp trên máy (hình 8).



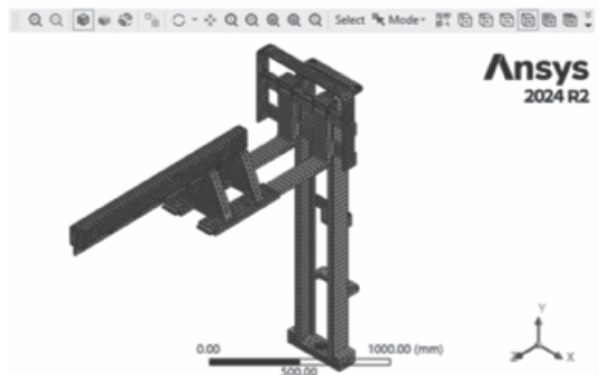
Hình 8. Cụm bộ công tác đa năng lắp lên xe nâng
Trong đó: 1. Bộ công tác đa năng; 2. Càng nâng;
3. Giá nâng; 4. Khung của xe nâng.

Từ mô hình đã thiết kế, mô phỏng khả năng chịu tải và tính ổn định của máy khi làm

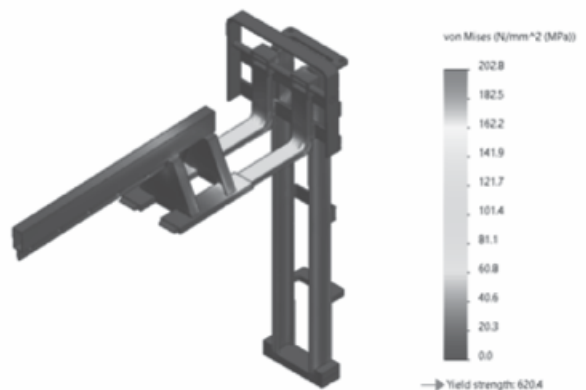
việc tại vị trí xa nhất, tầm với và tải trọng có giá trị $L_{max} = 1880$ mm, $Q_{min} = 200$ (kg). Các bước tính toán và mô phỏng được thực hiện trên phần mềm Ansys, kết quả được thể hiện theo các hình 9÷12.



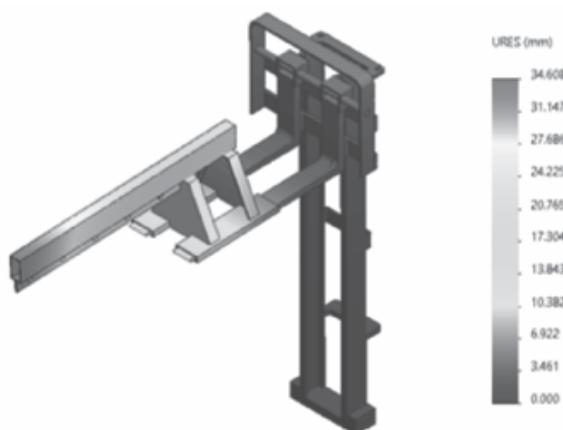
Hình 9. Đặt điều kiện bên tải trọng và liên kết



Hình 10. Chia lưới phần tử cho mô hình



Hình 11. Ứng suất trên mô hình

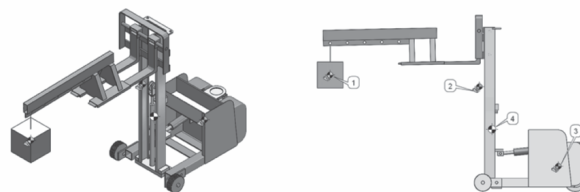


Hình 12. Chuyển vị trên mô hình

Từ các kết quả phân tích có thể thấy ứng suất trên kết cấu có giá trị từ 101.5÷202.8 MPa, các giá trị này đảm bảo độ bền của kết cấu, vì giá trị ứng suất chảy của vật liệu là 620 MPa. Tuy nhiên, chuyển vị ở đầu dầm nằm trong khoảng từ 17.3÷34.6 mm. Kết quả này thỏa mãn độ bền của kết cấu thép bộ công tác đa năng và bộ công tác lắp ghép.

3. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA XE NÂNG KHI LẮP THÊM BỘ CÔNG TÁC

Để tính ổn định của xe nâng khi làm việc, cần xét khi nâng hàng có tải trọng là 200 kg và treo tại điểm xa máy nhất trên bộ công tác lắp ghép. Coi máy làm việc trên nền phẳng trong nhà xưởng, khung nâng thẳng đứng. Tính toán ổn định theo phương pháp tọa độ trọng tâm bằng phần mềm chuyên dụng cho thấy khi xét đến khối lượng các cụm máy cơ sở; bộ công tác và hàng nâng thì tọa độ trọng tâm của toàn máy sẽ nằm xa giới hạn lật hơn, hoặc khi ta nghiêng đổ khung nâng vào phía máy cơ sở thì tọa độ trọng tâm toàn máy càng nằm xa giới hạn lật. Do đó, xe làm việc nâng hàng tải trọng 200 kg vẫn đảm bảo ổn định lật (hình 13).

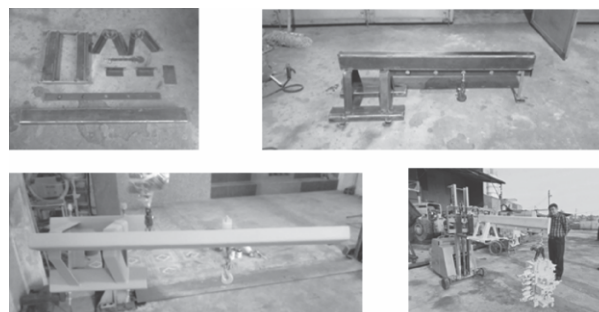


Hình 13. Tọa độ trọng tâm khi xe nâng vật 200 kg ở vị trí xa nhất

1. Trọng tâm hàng nâng; 2. Trọng tâm bộ công tác;
3. Trọng tâm máy cơ sở; 4. Trọng tâm của máy.

4. CHẾ TẠO BỘ CÔNG TÁC ĐA NĂNG

Từ bản vẽ công nghệ tổng thể và chi tiết của bộ công tác đa năng, tiến hành các bước cắt thép tấm dày 5mm và thép hình V để dập tạo các hộp và khoan lỗ theo đúng yêu cầu, sau đó hàn các chi tiết với nhau và hoàn thiện. Các bước được thực hiện theo hình 14.



Hình 14. Các nguyên công chính chế tạo bộ công tác đa năng

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích kết cấu công tác của xe nâng hàng và lựa chọn phương án thiết kế, chế tạo bộ công tác đa năng lắp trên xe nhằm mở rộng phạm vi hoạt động của máy. Nghiên cứu đã sử dụng các phần mềm chuyên dụng để tính toán thiết kế kết cấu thép của bộ công tác đa năng, từ đây làm cơ sở cho việc sản xuất chế tạo. Ngoài ra, còn ứng dụng phần mềm chuyên dụng để tính ổn định của xe nâng khi lắp bộ công tác đa năng theo phương pháp

tọa độ trọng tâm. Kết quả nghiên cứu đã thiết kế và chế tạo thành công bộ công tác đa năng lắp trên xe nâng hàng hoạt động ổn định và hiệu quả.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải trong đề tài mã số: ĐTTĐ2023-23.❖

Ngày nhận bài: **02/3/2025**

Ngày phản biện: **11/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đỗ Hữu Tuấn, Bùi Văn Trầm, Phùng Công Dũng (2021), “*Máy nâng vận chuyển*”. NXB. Xây dựng.
- [2]. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng (1999), “*Máy và thiết bị nâng*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [3]. Đỗ Hữu Tuấn, Phùng Công Dũng, “*Ứng dụng phần mềm Solidworks kiểm nghiệm khả năng chịu tải của bộ công tác xe nâng hàng tự hành tải trọng 3 tấn*”. Số đặc biệt 11/2022, Tạp chí Cơ khí Việt Nam.
- [4]. Thái Hà Phi, Bùi Văn Trầm (2024), “*Kinh tế máy xây dựng*”. NXB. Xây dựng.
- [5]. Vũ Đình Lai, Nguyễn Xuân Lựu, Bùi Đình Nghi (2011), “*Sức bền vật liệu*”. NXB. Giao thông Vận tải.
- [6]. Shop manual Sugico electric forklift.

NGHIÊN CỨU MÔ PHÒNG ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA HỖN HỢP NHIÊN LIỆU DIESEL-AMONIAC TỚI TÍNH NĂNG KỸ THUẬT VÀ PHÁT THẢI ĐỘNG CƠ DIESEL

SIMULATION STUDY TO ASSESS THE IMPACT OF DIESEL-AMMONIAC FUEL
MIXTURE ON DIESEL ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS

Nguyễn Văn Ninh¹, Nguyễn Thị Hiền^{1,2,*}, Nguyễn Tường Vi³

¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

²Trường Cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội

³Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp (Hà Nội)

*Email: hiennt@hnivc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu mô phỏng đánh giá ảnh hưởng của hỗn hợp nhiên liệu diesel-amoniac đến tính năng kỹ thuật và phát thải của động cơ khi chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel/amoniac. Động cơ diesel ban đầu là động cơ D4BB với hệ thống nhiên liệu diesel điều khiển cơ khí sử dụng trên xe tải Hyundai 1,25 tấn. Nhiên liệu được sử dụng với các tỉ lệ amoniac khác nhau trong hỗn hợp theo thể tích gồm D0 (diesel), DA5 (95%diesel-5%amoniac), DA10 (90%diesel-10%amoniac), DA20 (80%diesel-20%amoniac) ở chế độ 100% tải. Động cơ nghiên cứu được mô phỏng bằng phần mềm AVL Boost và hiệu chuẩn mô hình qua kết quả thử nghiệm trên băng thử với nhiên liệu D0. Kết quả nghiên cứu cho thấy với DA5, DA10, DA20 thì mô men giảm trung bình tương ứng là 2,01%, 6,93% và 12,71%. Suất tiêu hao nhiên liệu tăng trung bình tương ứng là 2,12%, 7,07% và 13,42%, phát thải CO giảm trung bình tương ứng là 23,19%, 27,30% và 29,32%, phát thải NO_x giảm trung bình tương ứng là 12,89%, 9,95% và 6,44%, phát thải Soot giảm trung bình tương ứng là 6,17%, 12,90% và 14,78%.

Từ khóa: Nhiên liệu kép diesel/amoniac; AVL Boost; Phát thải.

ABSTRACT

This paper presents the results of a simulation study to evaluate the impact of diesel-ammonia fuel mixture on engine performance and emissions when converting a diesel engine to use diesel/ammonia dual fuel. The original diesel engine was a D4BB engine with a mechanically controlled diesel fuel system used on a 1.25-ton Hyundai truck. The fuel used was different ammonia ratios in the mixture by volume including D0 (diesel), DA5 (95% diesel-5% ammonia), DA10 (90% diesel-10% ammonia), DA20 (80% diesel-20% ammonia) at 100% load. The research engine was simulated using AVL Boost software and the model was calibrated through test results on a test bench with D0 fuel. The research results show that for DA5, DA10, DA20, the average torque reduction is 2.01%, 6.93% and 12.71% respectively. The average fuel consumption increase is 2.12%, 7.07% and 13.42% respectively, the average CO emission reduction is 23.19%, 27.30% and 29.32% respectively, the average NO_x emission reduction is 12.89%, 9.95% and 6.44% respectively, the average Soot emission reduction is 6.17%, 12.90% and 14.78% respectively.

Keywords: Dual fuel diesel/ammonia; AVL Boost; Emissions.

1. GIỚI THIỆU

Các nhiên liệu thay thế được ưu tiên nghiên cứu sử dụng là các loại nhiên liệu có trữ lượng lớn và có thể sử dụng dễ dàng cho các động cơ đang tồn tại mà không cần thay đổi nhiều về kết cấu, đồng thời có mức độ ô nhiễm khí thải thấp [1, 2].

Amoniac (NH_3) có những tính năng hấp dẫn bổ sung để sử dụng làm nguồn năng lượng thay thế. NH_3 được xem là một giải pháp khả thi nhất cho cuộc khủng hoảng năng lượng. Do bản chất không có carbon nên NH_3 không tạo thành CO_2 hoặc tạo muội than trong suốt quá trình chuyển đổi hóa học. NH_3 có thể được sản xuất từ các nguồn tái tạo bằng phương pháp điện phân hoặc tổng hợp trạng thái rắn [3].

Tuy nhiên, khi chuyển đổi từ nhiên liệu diesel đơn thuần sang nhiên liệu kép diesel/amoniac do tính chất của amoniac và diesel là tương đối khác nhau động cơ đòi hỏi phải có sự nghiên cứu về tỉ lệ amoniac trong hỗn hợp diesel - amoniac để đảm bảo tính năng kỹ thuật ổn định và hiệu quả [4]. Do đó, nhóm tác giả đi sâu nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của các tỉ lệ amoniac trong hỗn hợp diesel-amoniac đến tính năng kỹ thuật và phát thải của động cơ ở chế độ toàn tải khi chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng lượng nhiên liệu diesel/amoniac (sau đây gọi tắt là nhiên liệu DA), kết quả này làm tài liệu tham khảo cho những nghiên cứu tiếp theo.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

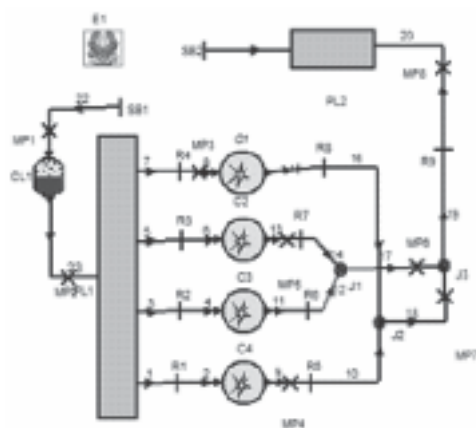
Nghiên cứu được thực hiện mô phỏng bằng phần mềm AVL-Boost trên động cơ D4BB có hệ thống nhiên liệu diesel điều khiển cơ khí truyền thống dùng loại bơm cao áp phân phối VE [5]. Mô phỏng với nhiên liệu diesel truyền

thống và hỗn hợp nhiên liệu diesel - amoniac. Nhóm tác giả thực hiện mô phỏng động cơ với các tỉ lệ amoniac chiếm 5%, 10%, 20% trong hỗn hợp nhiên liệu diesel-amoniac ở chế độ 100% tải. Sau khi có kết quả mô phỏng, tác giả phân tích công suất, mô men và nồng độ các thành phần phát thải của động cơ khi sử dụng lượng nhiên liệu diesel/amoniac nhằm làm rõ ảnh hưởng của tỉ lệ amoniac đến tính năng kỹ thuật và phát thải của động cơ lượng nhiên liệu diesel/amoniac. Đồng thời, nhóm tác giả đưa ra khuyến cáo về tỉ lệ amoniac phù hợp.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Xây dựng mô hình mô phỏng trên AVL-Boost

Dựa vào các thông số kỹ thuật của nhà sản xuất cũng như các thông số đo đạc trên thực tế, mô hình mô phỏng động cơ được xây dựng như thể hiện trên hình 1. Bằng phần mềm chuyên dùng mô phỏng động cơ đốt trong AVL-Boost [6].



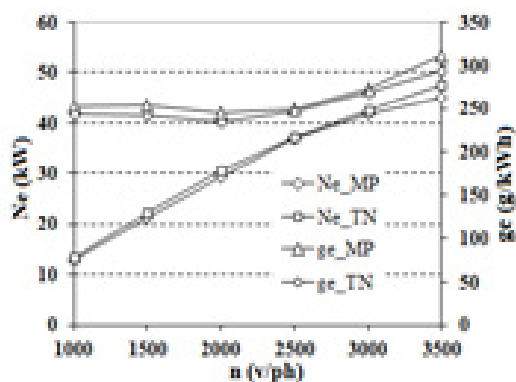
Hình 1. Mô hình động cơ D4BB trên AVL-Boost

3.2. Đánh giá độ tin cậy của mô hình

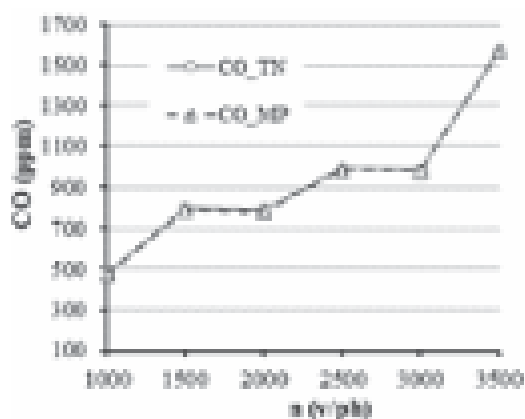
Để đảm bảo độ tin cậy của mô hình, động cơ diesel D4BB khi sử dụng diesel được

thử nghiệm trên băng thử. Kết quả thử nghiệm này được sử dụng để hiệu chuẩn mô hình động cơ. Sau khi mô hình động cơ được hiệu chuẩn, kết quả mô phỏng và thực nghiệm theo đường đặc tính ngoài động cơ được mang ra so sánh. Sai lệch trung bình giữa mô phỏng và thực nghiệm về công suất là 3,41%, suất tiêu hao nhiên liệu là 3,50% (Hình 2). Sai lệch giữa mô phỏng và thực nghiệm về phát thải CO, NO_x trung bình là 0,82%, 2,68% theo đường đặc tính ngoài (Hình 3 và 4).

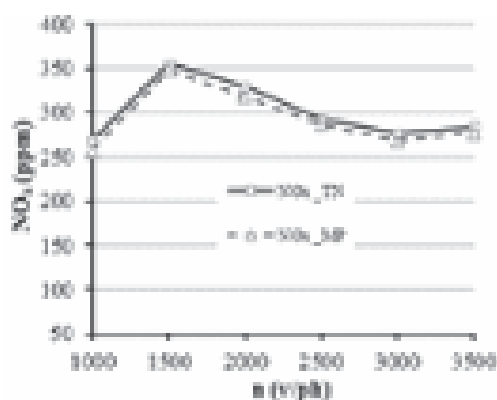
Kết quả này cho thấy sai lệch giữa mô phỏng và thực nghiệm <5%, mô hình đảm bảo độ tin cậy đáp ứng yêu cầu cho các nghiên cứu mô phỏng tiếp theo.



Hình 2. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm về công suất, suất tiêu thụ nhiên liệu



Hình 3. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm về phát thải CO



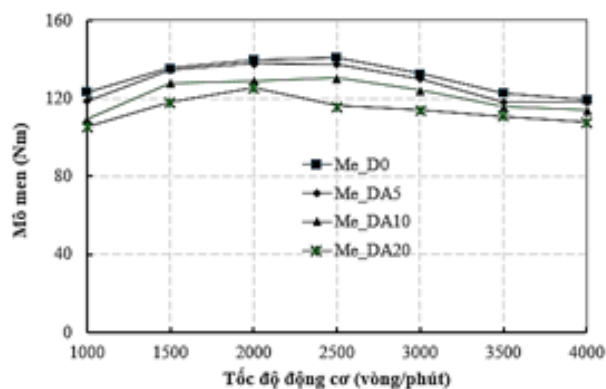
Hình 4. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm về phát thải NO_x

3.3. Ảnh hưởng của tỉ lệ amoniac tới tính năng kỹ thuật và phát thải của động cơ khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu diesel-amoniac

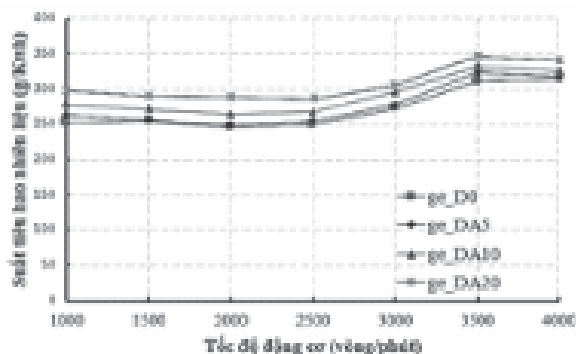
3.3.1. Kết quả tính toán mô phỏng tính năng kỹ thuật động cơ

Mômen của động cơ khi sử dụng nhiên liệu DA thay đổi như sau: Mômen động cơ lưỡng nhiên liệu DA với các tỉ lệ amoniac 5%, 10%, 20% giảm trung bình tương ứng là 2,01%, 6,93% và 12,71%. Qua đó, ta thấy càng tăng tỉ lệ amoniac thì mômen của động cơ càng giảm (Hình 5).

Amoniacc có nhiệt trị thấp hơn so với diesel, nó giải phóng ít năng lượng hơn khi đốt cháy. Điều này trực tiếp làm giảm công suất động cơ và do đó, giảm mômen. Ngoài ra, tốc độ cháy của amoniacc chậm hơn diesel, dẫn đến quá trình đốt cháy không hoàn toàn, đặc biệt là ở tốc độ động cơ cao. Điều này làm giảm hiệu suất động cơ và mômen.



Hình 5. Momen của động cơ khi sử dụng D0, DA5, DA10 và DA20



Hình 6. Suất tiêu thụ nhiên liệu khi sử dụng D0, DA5, DA10 và DA20

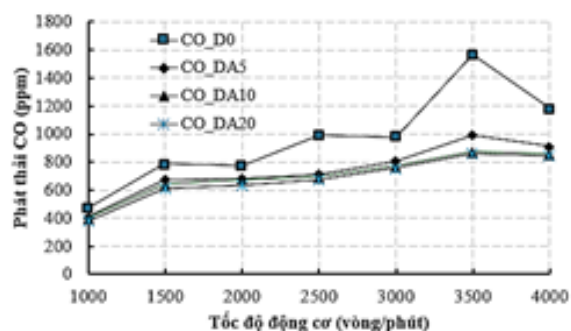
Suất tiêu hao nhiên liệu động cơ khi sử dụng nhiên liệu DA thay đổi như sau: Suất tiêu hao nhiên liệu động cơ lưỡng nhiên liệu DA với các tỉ lệ amoniac 5%, 10%, 20%, tăng trung bình tương ứng là 2,12%, 7,07% và 13,42%. Qua đó ta thấy, càng tăng tỉ lệ amoniac thì suất tiêu hao nhiên liệu động cơ càng tăng mạnh (Hình 6).

Ngoài những lý do làm giảm mômen, việc tăng tỉ lệ amoniac có thể làm thay đổi quá trình cháy trong buồng đốt, dẫn đến sự gia tăng tổn thất nhiệt hoặc giảm hiệu suất động cơ, từ đó làm tăng tiêu hao nhiên liệu.

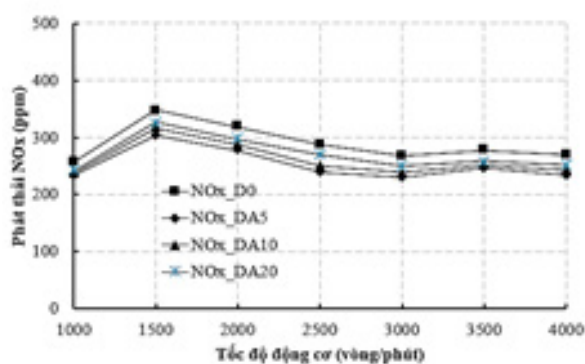
3.3.2. Kết quả tính toán mô phỏng phát thải động cơ

Kết quả tính toán phát thải CO khi sử dụng nhiên liệu DA thay đổi như sau: Phát thải CO của động cơ lưỡng nhiên liệu DA với các tỉ lệ amoniac 5%, 10%, 20% giảm trung bình tương ứng là 23,19%, 27,30% và 29,32%. Qua đó ta thấy, càng tăng tỉ lệ amoniac thì phát thải CO càng giảm mạnh (Hình 7).

Việc giảm phát thải CO là do khi tăng tỉ lệ amoniac trong hỗn hợp nhiên liệu diesel làm giảm lượng carbon vì amoniac không chứa carbon nên khi tăng tỉ lệ amoniac, lượng carbon từ diesel giảm. Hơn nữa, amoniac cải thiện trộn lẫn nhiên liệu, cháy hoàn chỉnh hơn, nên giảm CO trong phát thải.



Hình 7. Phát thải CO của động cơ khi sử dụng D0, DA5, DA10 và DA20

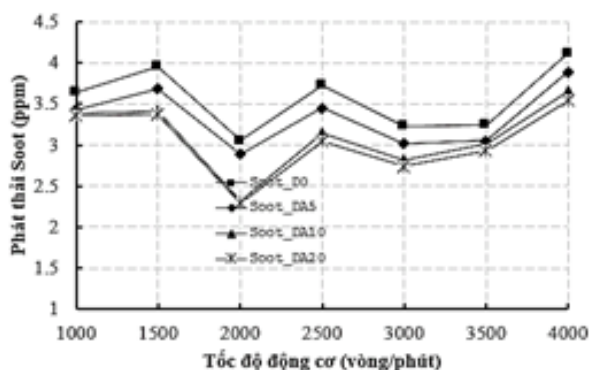


Hình 8. Phát thải NO_x của động cơ khi sử dụng D0, DA5, DA10 và DA20

Kết quả tính toán phát thải NO_x cho thấy khi sử dụng nhiên liệu DA thay đổi như sau: ➡

phát thải NO_x của động cơ lưỡng nhiên liệu DA với các tỉ lệ amoniac 5%, 10%, 20% giảm trung bình tương ứng là 12,89%, 9,95% và 6,44%. Qua đó ta thấy, càng tăng tỉ lệ amoniac NO_x vẫn giảm nhưng càng nhỏ theo tỉ lệ tăng amoniac (Hình 8).

Điều này có thể được giải thích bằng một số cơ chế. Amoniacc có khả năng làm giảm nhiệt độ buồng đốt do nhiệt dung riêng cao. Ngoài ra, amoniacc có thể tham gia vào các phản ứng hóa học khử NO_x , biến chúng thành nitơ (N_2) và nước (H_2O) ít độc hại hơn. Cuối cùng, sự thay đổi quá trình cháy do amoniacc cũng góp phần vào việc giảm phát thải NO_x . Tuy nhiên, cần lưu ý rằng hiệu quả giảm NO_x còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác như điều kiện vận hành động cơ và thiết kế buồng đốt.



Hình 9. Phát thải Soot của động cơ khi sử dụng D0, DA5, DA10 và DA20

Kết quả tính toán phát thải Soot khi sử dụng nhiên liệu DA thay đổi như sau: Phát thải Soot của động cơ lưỡng nhiên liệu DA với các tỉ lệ amoniacc 5%, 10%, 20% giảm trung bình tương ứng là 6,17%, 12,90% và 14,78%. Qua đó ta thấy, càng tăng tỉ lệ amoniacc thì phát thải Soot càng giảm (Hình 9).

Việc giảm phát thải soot là do khi tăng tỉ lệ amoniacc trong hỗn hợp nhiên liệu diesel làm giảm lượng carbon vì amoniacc không chứa

carbon nên khi tăng tỉ lệ amoniacc, lượng carbon từ diesel giảm, dẫn đến ít thành phần để tạo soot hơn. Hơn nữa, tăng cường tính oxy hóa do amoniacc có thể tạo ra các gốc tự do, giúp oxy hóa soot đã hình thành, giảm lượng soot phát thải.

3. KẾT LUẬN

Khi chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel – amoniacc thì càng tăng tỉ lệ amoniacc, mômen động cơ và thành phần phát thải CO, Soot giảm theo tỉ lệ tăng amoniacc. Tuy nhiên, NO_x cũng giảm nhưng giảm càng nhỏ theo tỉ lệ tăng amoniacc, suất tiêu hao nhiên liệu tăng lên đáng kể.

Để đảm bảo mômen của động cơ giảm, tiêu hao nhiên liệu tăng không quá 5% mà vẫn cải thiện được các thành phần phát thải, nên chỉ thay thế 5% diesel bằng amoniacc. ❖

Ngày nhận bài: 20/3/2025

Ngày phản biện: 11/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Minh Tuấn (2008), “*Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Nguyễn Tường Vi, “*Ảnh hưởng của việc sử dụng LPG/diesel đến đặc tính phát thải của động cơ diesel*”. Tuyển tập Hội nghị Khoa học thường niên ĐHTL, 2020.
- [3]. Dimitriou P., Tsujimura T., “*A fully renewable and efficient backup power system with a hydrogen-biodiesel-fueled IC engine*”. Energy Procedia 2019;157:1305e19.
- [4]. Pavlos Dimitriou, Rahat Javaid, “*A review of ammonia as a compression ignition engine fuel*”. National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST), Renewable Energy Research Center, 2-2-9.
- [5]. Nguyễn Tường Vi, Nguyễn Văn Ninh, “*Nghiên cứu mô phỏng lựa chọn góc phun sớm phù hợp khi chuyển đổi động cơ diesel sang sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel/ethanol*”. Tạp chí Khoa học Công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, tập 60, số 11, tháng 11/2024.
- [6]. AVL-List GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz (2009), “*BOOST v.2009 Users Guide & Theory*”. Austria.

TỐI ƯU HÓA THIẾT KẾ KHUNG XE KÉO ĐA NĂNG BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHÂN TÍCH TẢI TRỌNG VÀ ỨNG DỤNG VẬT LIỆU THÉP CT3

OPTIMIZATION OF MULTI-PURPOSE TRAILER FRAME DESIGN USING LOAD ANALYSIS AND CT3 STEEL MATERIAL APPLICATION

Đặng Văn Hòa

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

Email: dvhoa@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày quá trình thiết kế, tính toán và tối ưu hóa kết cấu khung xe kéo đa năng phục vụ cho các hoạt động dân dụng và công nghiệp. Trọng tâm nghiên cứu đặt vào phân tích tải trọng tác dụng lên khung xe trong các điều kiện vận hành điển hình, qua đó đề xuất cấu trúc hình học và vật liệu tối ưu. Vật liệu thép CT3 được lựa chọn cho toàn bộ khung nhờ các ưu điểm về độ bền công tác, khả năng gia công và chi phí hợp lý. Mô hình được giám định bằng các tiêu chí: Độ biến dạng, tải trọng tối đa và khả năng làm việc trong thực tế.

Từ khóa: Xe kéo đa năng; Thiết kế khung; Tối ưu tải trọng; Thép CT3; Vận chuyển hàng hóa.

ABSTRACT

This paper presents the process of designing, calculating, and optimizing the structural frame of a multi-purpose trailer intended for both civil and industrial applications. The research focuses on analyzing the loads acting on the trailer frame under typical operating conditions, thereby proposing an optimal geometric structure and material selection. CT3 steel was chosen for the entire frame due to its advantages in working strength, machinability, and cost-effectiveness. The model is evaluated based on criteria such as deformation, maximum load capacity, and practical performance.

Keywords: Multi-purpose trailer; Frame design; Load optimization; CT3 steel; Cargo transportation. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong nhiều ngành nghề hiện nay, đặc biệt là trong lĩnh vực vận chuyển hàng hóa quy mô nhỏ như hộ gia đình, nhà xưởng, kho vận hay công trình xây dựng, xe kéo đóng vai trò là thiết bị cơ khí quan trọng. Tuy nhiên, hầu hết các loại xe kéo hiện hành chỉ đáp ứng được một số yêu cầu nhất định: Chở hàng nhẹ, tải trọng thấp hoặc hoạt động trên mặt phẳng.

Trong khi đó, địa hình vận hành đa dạng có thể bao gồm mặt đường gồ ghề, bậc thang, làm cho nhu cầu về một loại xe kéo đa năng, bền, linh hoạt trở nên bức thiết. Phần khung xe là nơi chịu tải và chuyển lực thành phần quan trọng nhất cần được thiết kế tối ưu.

Bài viết này trình bày quá trình thiết kế và tối ưu hóa kết cấu khung xe bằng phương pháp phân tích tải trọng, tính toán kết cấu và ứng dụng vật liệu thép CT3 để tăng khả năng chịu lực, đảm bảo độ bền mà vẫn duy trì được chi phí hợp lý trong sản xuất.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Nguyên tắc thiết kế kết cấu khung chịu lực

Khung xe là bộ phận chịu tải trọng chính, truyền lực từ hàng hóa xuống các bánh xe. Để đảm bảo khả năng chịu tải và ổn định khi di chuyển, khung phải được thiết kế đảm bảo:

- Độ bền chịu kéo, nén và uốn;
- Độ võng nhỏ dưới tải trọng làm việc;
- Tỷ số giữa tải trọng và trọng lượng khung tối ưu;
- Kết nối cơ khí đơn giản, dễ tháo lắp.

2.2. Ứng suất và biến dạng

Theo lý thuyết sức bền vật liệu, ứng suất tác dụng lên khung bao gồm:

- Ứng suất nén do tải trọng hàng hóa;
- Ứng suất uốn khi xe hoạt động trên địa hình không phẳng;
- Ứng suất xoắn nếu khung chịu tác động lệch tâm hoặc xoay.

Biến dạng của khung được xác định theo định luật Hooke:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Ứng suất uốn tối đa tại tiết diện ngang của khung được tính theo công thức, [2]:

$$\sigma = \frac{M_{max} \cdot y}{I}$$

Trong đó: M_{max} là mô-men uốn lớn nhất (N.mm); y là khoảng cách từ trục trung hòa đến bề mặt ngoài cùng của tiết diện (mm); I là mô-men quán tính tiết diện (mm⁴).

Độ võng tối đa của dầm chịu tải phân bố đều có thể ước tính bằng, [2]:

$$f_{max} = \frac{5qL^4}{384EI}$$

Trong đó: f_{max} là độ võng cực đại (mm); q là tải trọng phân bố đều (N/mm); L là chiều dài dầm (mm); E là mô đun đàn hồi; I là mô-men quán tính tiết diện ngang.

2.3. Tính chất cơ học của thép CT3

Thép CT3 (theo tiêu chuẩn GOST 380 hoặc TCVN 1765) có các đặc tính phù hợp chế tạo khung xe, [1]:

- Giới hạn bền kéo: 370-490 MPa;
- Độ dẻo tương đối: 23-25%;
- Dễ hàn, dễ gia công nguội hoặc nóng;
- Khả năng chịu lực và va đập tốt trong điều kiện thường.

2.4. Tính toán số liệu

Giả sử một dầm ngang của khung xe có chiều dài $L = 900$ mm, chịu tải trọng phân bố đều $q = 2,78$ N/mm (tương đương tổng tải trọng 250 kg).

Mô đun đàn hồi của thép CT3:

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa} = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Mô-men quán tính của tiết diện 30 mm:

$$I = \frac{a^4}{12} = \frac{30^4}{12} = 202500 \text{ mm}^4$$

Tính độ võng tối đa:

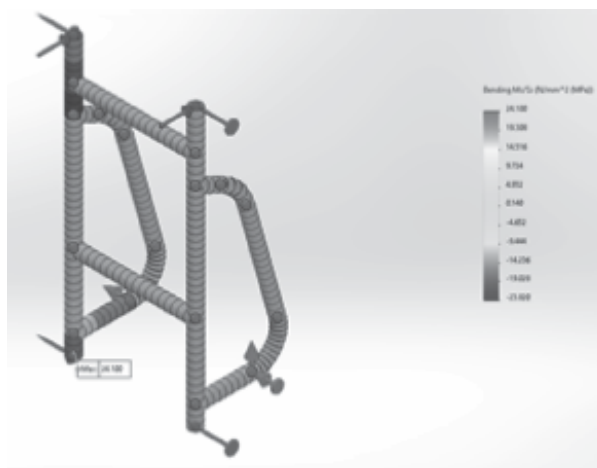
$$f_{\max} = \frac{5qL^4}{384EI} = \frac{5 \cdot 2,78 \cdot (900)^4}{384 \cdot 2,1 \times 10^5 \cdot 202500} \approx 3,12 \text{ mm}$$

Kết quả cho thấy độ võng nằm trong giới hạn cho phép (< 5 mm), đảm bảo yêu cầu về độ cứng và độ bền trong thiết kế thực tế.

3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

3.1. Mô hình thiết kế và giả định tính toán

Khung xe được thiết kế dạng hình hộp chữ nhật có các thanh giằng chịu lực, kết cấu dạng mô-đun để có thể thay đổi chiều dài khi cần. Mô hình tính toán sử dụng phần mềm Solidworks Simulation [3] mô phỏng tải trọng phân bố đều và tải tập trung.



Hình 1. Mô phỏng tải trọng phân bố và tập trung

Các thông số: Tải trọng tối đa: 250 kg; Chiều dài khung: 900 mm; Vật liệu: CT3; Điều kiện biên: Cố định tại vị trí trục bánh, tải phân bố đều trên mặt sàn khung.

3.2. Trình tự thực hiện

- 1) Xây dựng mô hình CAD 3D trên Solidworks.
- 2) Gán vật liệu CT3, đặt điều kiện biên và tải trọng.
- 3) Phân tích ứng suất, biến dạng và độ võng tối đa.
- 4) Tối ưu tiết diện các thanh khung nhằm giảm khối lượng nhưng vẫn đảm bảo độ bền [4].
- 5) Chế tạo thử nghiệm mẫu thật.
- 6) Thử tải thực tế, đo đặc độ lún khung và độ lệch sau sử dụng.

3.3. Tiêu chí đánh giá

- Độ võng tối đa < 5 mm;



- Biến dạng dư sau tải thử không vượt quá 0,5%;

- Không xuất hiện rạn nứt mối hàn hoặc cong vênh khung;

- Dễ dàng tháo lắp, vận chuyển và bảo trì.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Kết quả mô phỏng

Kết quả phân tích ứng suất bằng phần mềm Solidworks Simulation cho thấy:

- Ứng suất lớn nhất tập trung tại các vị trí giao nhau giữa khung chính và thanh giằng, đạt khoảng 185 MPa, thấp hơn giới hạn bền kéo của CT3 (370 MPa), đảm bảo an toàn.

- Độ võng tối đa tại điểm giữa khung là 3,21 mm dưới tải trọng 250 kg, đạt yêu cầu thiết kế (< 5 mm).

- Mô hình không xuất hiện vùng biến dạng dẻo trong giới hạn làm việc, chứng tỏ khung làm việc trong vùng đàn hồi.

4.2. Kết quả thực nghiệm

Một mẫu khung xe kéo đã được chế tạo theo thiết kế mô phỏng và thử tải tại xưởng thực hành:

- Xe chịu được tải trọng 240 kg liên tục trong 30 phút mà không xảy ra cong vênh hoặc rạn nứt;

- Độ lún khung đo được là 3,5 mm, sai lệch không đáng kể so với mô phỏng;

- Các mối hàn ở vị trí kết nối thanh chịu lực không xuất hiện nứt gãy sau 10 lần thử tải lặp lại.

4.3. Thảo luận

Kết quả cho thấy mô hình thiết kế khung xe kéo bằng thép CT3 có khả năng chịu tải tốt, ổn định và đáng tin cậy. Việc lựa chọn tiết diện và bố trí giằng giúp giảm ứng suất tập trung và tăng độ cứng tổng thể. Tuy nhiên, có thể cải tiến thêm bằng cách tối ưu hình học vật liệu nhẹ hơn cho tay kéo.

5. KẾT LUẬN

- Nghiên cứu đã xây dựng thành công mô hình khung xe kéo đa năng bằng vật liệu thép CT3 có khả năng chịu tải trọng lên tới 250 kg trong điều kiện làm việc thông thường.

- Thông qua quá trình mô phỏng và thử nghiệm thực tế, thiết kế đã chứng minh được tính hiệu quả trong việc phân bố tải, hạn chế biến dạng và duy trì độ ổn định khi vận hành.

- Thép CT3 cho thấy là lựa chọn phù hợp với các yêu cầu về cơ lý tính, khả năng hàn cắt, cũng như hiệu quả về mặt kinh tế trong sản xuất hàng loạt quy mô nhỏ đến trung bình. ❖

Ngày nhận bài: **19/3/2025**

Ngày phản biện: **10/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TCVN 1765-75: Thép các bon kết cấu - Phân loại và yêu cầu kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Văn Dũng, “*Sức bền vật liệu*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2017.
- [3]. Solidworks Simulation User Manual 2023.
- [4]. Trần Văn Địch, “*Thiết kế chi tiết máy*”. NXB. Bách khoa Hà Nội, 2020.

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA BẢO DƯỠNG SỬA CHỮA ĐẾN ĐỘ KHÓI ĐỘNG CƠ DIESEL TRÊN XE Ô TÔ ĐANG LƯU HÀNH

STUDY EVALUATING THE IMPACT OF MAINTENANCE AND REPAIR ON SMOKE OPACITY IN-USE DIESEL VEHICLE ENGINES

ThS. Nguyễn Bá Uy, ThS. Lương Ngọc Minh*
Nguyễn Đình Ngoan, Nguyễn Duy Hoàng
Viện Kỹ thuật và Công nghệ, Trường Đại học Vinh

*Email: minhln@vinhuni.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo tập trung nghiên cứu mối quan hệ giữa loại hình và cấp độ bảo dưỡng sửa chữa (BDSC) của động cơ diesel đến mức độ khói thải phát ra từ động cơ. Nghiên cứu được thực hiện thông qua việc sử dụng mô hình hồi quy và thống kê để phân tích dữ liệu thực nghiệm từ 20 xe ô tô với các hạng mục bảo dưỡng sửa chữa khác nhau. Kết quả nghiên cứu cho thấy, đối với hình thức đại tu động cơ và bảo dưỡng sửa chữa phức tạp thì mức giảm độ khói trước và sau bảo dưỡng sửa chữa đạt 15-43,48%; với hình thức bảo dưỡng nhanh, thay thế đơn giản thì độ khói chỉ giảm 0,5-6%. Kết quả nghiên cứu khẳng định tầm quan trọng của việc bảo dưỡng sửa chữa trong việc kiểm soát phát thải ở động cơ diesel.

Từ khóa: Động cơ diesel; Độ khói; Duy tu bảo dưỡng; Giảm phát thải; Hồi quy tuyến tính.

ABSTRACT

The paper focuses on the relationship between the type and level of maintenance and repair of diesel engines and the level of exhaust fumes emitted from the engine. The study was conducted by using regression and statistical models to analyze experimental data from 20 cars with different maintenance and repair categories. The results of the study show that for the form of engine overhaul and complex maintenance and repair, the reduction in smoke levels before and after maintenance and repair is 15-43.48%; for the form of quick maintenance and simple replacement, the smoke level is only reduced by 0.5-6%. The results of the study confirm the importance of maintenance and repair in controlling emissions in diesel engines.

Keywords: Diesel engine; Smoke opacity; Maintenance; Emission reduction; Linear regression. 

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Vấn đề ô nhiễm không khí do phương tiện giao thông, đặc biệt là ô tô sử dụng động cơ diesel đang là mối quan tâm lớn tại các đô thị phát triển nhanh. Khí phát thải động cơ diesel có 4 loại chính: Carbon monoxide (CO), Hydrocarbon (HC), Oxit nitơ (NO_x) và chất thải dạng hạt (Particulate Matter - PM) [1], trong đó PM là thành phần chính gây ra ô nhiễm môi trường và gây ảnh hưởng tiêu cực đến sức khỏe con người [2]. Động cơ diesel sinh nhiều hạt bụi và khí độc hại nếu không được bảo dưỡng thường xuyên [3]. Các nghiên cứu trong và ngoài nước đều chỉ ra rằng việc bảo dưỡng định kỳ có thể giảm đáng kể lượng khí thải [4]. Tuy nhiên, tại Việt Nam, chưa có nhiều nghiên cứu thực nghiệm chi tiết, sử dụng dữ liệu đo thực tế và phân tích thống kê cụ thể từng nguyên nhân. Bài báo này nghiên cứu phân tích dữ liệu thực tế từ 20 phương tiện, kết hợp mô hình hồi quy và kiểm định thống kê, nhằm xác định mức độ ảnh hưởng của từng loại bảo dưỡng sửa chữa (BDSC) đến độ khói, mối tương quan giữa độ khói trước và sau bảo dưỡng, độ tin cậy của mô hình dự đoán hiệu suất giảm độ khói. Kết quả nghiên cứu có thể được sử dụng để cung cấp luận cứ khoa học nhằm tối ưu công tác bảo trì phương tiện, và góp phần giảm thiểu ô nhiễm không khí do các phương tiện giao thông vận tải gây ra.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp đo

Độ khói của động cơ diesel đo bằng chỉ số %HSU (Hartridge Smoke Unit), một đại lượng đo mức độ cản ánh sáng của khí thải, thường được sử dụng như một chỉ số gián tiếp để đánh giá mức độ phát thải hạt từ động cơ diesel, đặc biệt trong các chương trình kiểm tra

và bảo dưỡng phương tiện do tính đơn giản và chi phí thấp [5]. Đo độ khói trong khí thải động cơ diesel được thực hiện bằng phương pháp đo mẫu khí thải theo chu trình đo động cơ ở chế độ gia tốc tự do. Chu trình đo ở chế độ gia tốc tự do được quy định trong TCVN 7663:2007 thể hiện trên Hình 1, động cơ được kéo ga nhanh không tải từ tốc độ thấp lên tốc độ cao, thiết bị sẽ ghi nhận độ mờ khói cực đại sinh ra trong quá trình tăng tốc [5].



Hình 1. Chu trình đo động cơ ở chế độ gia tốc tự do

Chu trình gia tốc tự do được thực hiện ít nhất ba lần. Giá trị trung bình cộng của ba giá trị đo sau cùng được lấy làm kết quả đo. Kết quả đo được công nhận khi chênh lệch giữa giá trị đo lớn nhất và nhỏ nhất của ba chu trình gia tốc tự do sau cùng không vượt quá 10% HSU. Đối với kết quả đo là hệ số hấp thụ ánh sáng k (m^{-1}) thì có thể quy đổi về giá trị độ khói (% HSU) thông qua công thức (1), với N là độ khói, L_A (mm) là chiều dài đường sáng hiệu dụng, phụ thuộc vào kết cấu thiết bị đo [5].

$$N = 100.(1 - e^{-k.L_A}) \quad (1)$$

2.2. Phương pháp phân tích

Thống kê mô tả: Tính toán %HSU giảm trung bình theo từng hạng mục bảo dưỡng và thống kê số xe áp dụng từng hạng mục.

Hồi quy tuyến tính: Phân tích mối quan hệ giữa %HSU trước và sau bảo dưỡng, cũng như %HSU giảm trung bình theo từng hạng mục bảo dưỡng.

Hồi quy đa biến: Đánh giá tác động của các tổ hợp hạng mục bảo dưỡng (đại tu động cơ, cấp bảo dưỡng trung bình và cấp bảo dưỡng nhanh) đến %HSU giảm, với chỉ số R^2 để đánh giá độ phù hợp của mô hình, được tính theo công thức (2) với SSE (Error Sum of Squares) là tổng bình phương sai số và SST (Total Sum of Squares) là tổng bình phương độ lệch [5].

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (2)$$

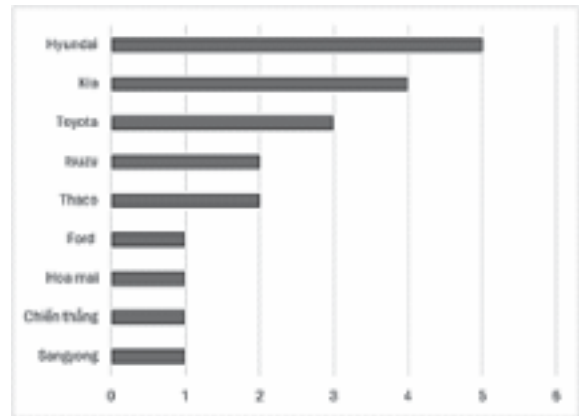
Phần mềm: Sử dụng Matlab để vẽ đồ thị và thực hiện phân tích hồi quy.

3. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

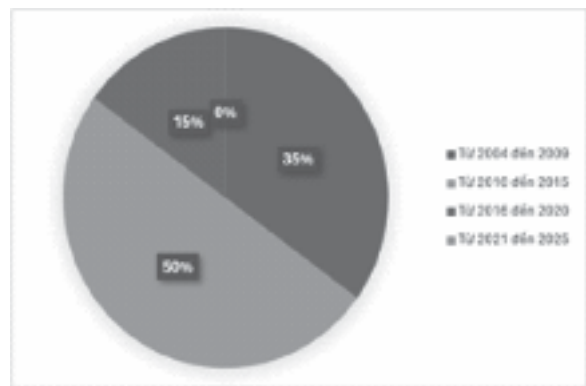
3.1. Đối tượng nghiên cứu

Nghiên cứu thực nghiệm được thực hiện với 20 xe ô tô sử dụng động cơ diesel có sự đa dạng về hãng, năm sản xuất và tình trạng vận hành (Hình 2 và Hình 3). Cùng với đó, các dữ liệu bao gồm %HSU trước và sau bảo dưỡng sửa chữa (Bảng 1), thông tin chi tiết các hạng

mục bảo dưỡng sửa chữa (Hình 7).



Hình 2. Thống kê các xe ô tô diesel



Hình 3. Thống kê năm sản xuất 20 mẫu ô tô

Bảng 1. Dữ liệu độ khối trung bình trước và sau khi BDSC

TT	Tên xe	Mã xe	%HSU trước DB	%HSU sau BD	%HSU giảm	Hạng mục BDSC
1	ISUZU HILANDE 2005	ISU05	51.71	43.60	8.11	BD1
2	HYUNDAI SANTAFE GOLD 2004	HYU04	54.06	42.35	11.72	TB1, TB2
3	KIA BONGO 2007	KIA07	29.45	23.46	5.99	BD1, BD5
4	KIA K3000S 2009	KIA09	49.80	36.87	12.93	BD4, BD5
5	SANGYONG 2008	SANG08	68.90	49.47	19.43	DT
6	HYUNDAI H150 2015	HYU15	26.11	16.22	9.90	BD5
7	HYUNDAI UNIVERSE 2018	HYU18	6.07	5.57	0.50	BD4
8	THACO MOBIHOME 120SL 2015	THAC15	22.94	16.64	6.31	BD4, BD5
9	HYUNDAI MIGHTY 2020	HYU20	32.61	16.36	16.25	BD2
10	THACO HD72MBB 2015	THAC15	24.82	17.25	7.57	BD4



11	ISUZU QKR55F 2015	ISU15	34.99	27.58	7.41	BD1, BD3
12	CHIẾN THẮNG CT46TD1 2016	CT16	39.70	27.58	12.13	TB1
13	KIA K300S 2013	KIA13	50.24	37.62	12.62	BD1, BD3
14	HOA MAI HD1800AE2TD 2013	HM13	40.15	30.83	9.31	BD4, BD5
15	HYUNDAI PORTER 125 2008	HYU08	51.90	39.35	12.56	TB3
16	FORD RANGE 2015	FOR15	74.63	59.77	14.85	TB2, TB3
17	TOYOTA HILUX 2014	TOY14	73.24	29.76	43.48	DT
18	TOYOTA HIACE 2009	TOY09	66.58	46.57	20.01	TB1
19	TOYOTA FORTUNER 2011	TOY11	61.70	27.12	34.58	TB2, TB3
20	KIA 2700 2010	KIA10	50.78	34.80	15.98	BD1, BD5

(Đại tu động cơ: DT; Bảo dưỡng trung bình: TB; Bảo dưỡng sửa chữa nhanh: BD)

Dữ liệu thực nghiệm độ khói được đo trực tiếp từ các garage bảo dưỡng bằng thiết bị đo phát thải động cơ diesel Opabox Autopower (Hình 4 và Hình 5).



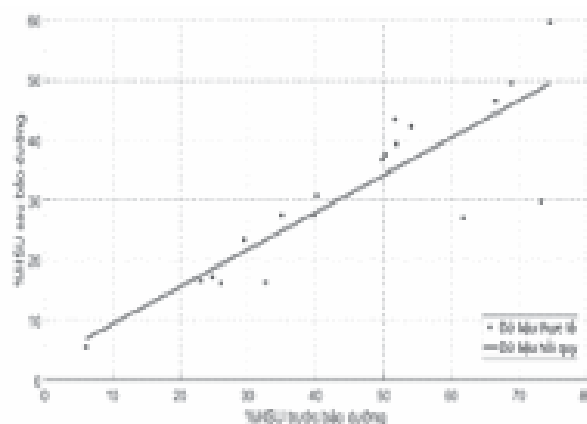
Hình 4. Thiết bị đo Opabox Autopower



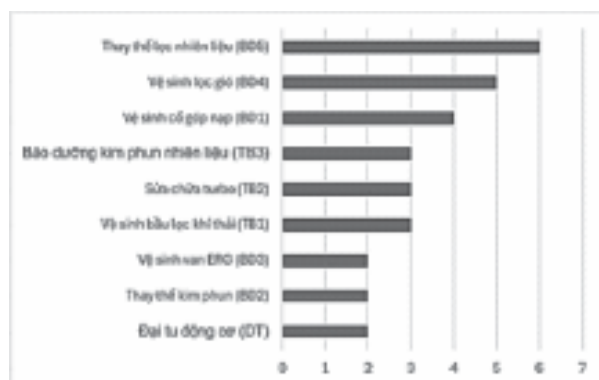
Hình 5. BDSC và đo độ khói thực tế

3.2. Đánh giá ảnh hưởng của việc bảo dưỡng sửa chữa đến độ khói

Từ các kết quả đo của Bảng 1 cho thấy %HSU trung bình trước bảo dưỡng là 56,2%, sau bảo dưỡng là 38,1%. Phân tích hồi quy tuyến tính từ đồ thị hình 6 có hệ số xác định $R^2 = 0,737$ và các dữ liệu đều nằm dưới đường đường chéo 450 chứng tỏ rằng mức %HSU trước bảo dưỡng là yếu tố có ảnh hưởng mạnh đến mức giảm %HSU và hiệu quả bảo dưỡng càng rõ ràng ở các xe có độ khói cao.



Hình 6. Đồ thị hồi quy độ khói trước và sau khi bảo dưỡng sửa chữa



Hình 7. Thống kê các hạng mục BDSC

Một số vị trí từ 60-74% trục X (trước bảo dưỡng) và 40-60% trục Y (sau bảo dưỡng) có %HSU trước bảo dưỡng cao (trên 50%) vẫn có %HSU sau bảo dưỡng cao (trên 40%) cho

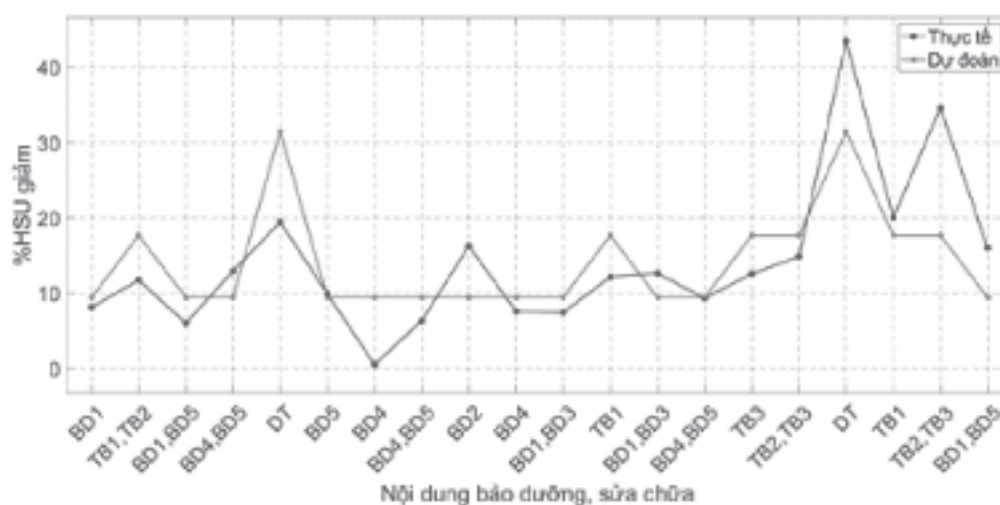
thấy dù bảo dưỡng có hiệu quả, nhưng với các xe có độ khói ban đầu rất cao, mức độ khói sau bảo dưỡng vẫn rất đáng kể. Điều này có thể là do xe chỉ thực hiện các hình thức bảo dưỡng nhanh.

3.3. Đánh giá ảnh hưởng của nhóm hạng mục BDSC đến độ khói

Việc thiết lập mối quan hệ giữa hạng mục BDSC với hiệu quả giảm độ khói rất phức tạp, không thể sử dụng hàm hồi quy tuyến tính. Để chính xác hóa hơn trong việc đánh giá hiệu quả BDSC, nghiên cứu đề xuất nhóm các hạng mục BDSC lại thành 3 tổ hợp hạng mục thể hiện qua Bảng 2.

Bảng 2. Tổ hợp hạng mục BDSC

Đại tu động cơ (DT)	Bảo dưỡng trung bình (TB)	Bảo dưỡng sửa chữa nhanh (BD)
Đại tu động cơ	Vệ sinh bầu lọc khí thải	Vệ sinh cổ góp nạp
	Sửa chữa turbo	Thay thế kim phun
	Bảo dưỡng kim phun nhiên liệu	Vệ sinh van EGR
	-	Vệ sinh lọc gió
	-	Thay thế lọc nhiên liệu



Hình 8. Đồ thị hồi quy đa biến hiệu quả bảo dưỡng theo 3 mức độ bảo dưỡng



Các mẫu có BD có %HSU giảm thực tế dao động từ ~0% đến ~15%, trung bình 10,2%. Các mẫu thuộc nhóm TB có %HSU giảm thực tế dao động từ ~10% đến ~35%, trung bình 23,5%. Hai mẫu DT có %HSU giảm thực tế cao nhất, lần lượt là ~35% và ~43%. Điều này phù hợp với thực tế kỹ thuật: Đại tu động cơ (DT) tác động sâu rộng đến toàn bộ hệ thống, trong khi các biện pháp TB (liên quan đến turbo, kim phun) cũng có tác động đáng kể, còn các biện pháp BD (vệ sinh, thay thế nhanh) chỉ cải thiện ở mức độ vừa phải.

Đường màu xanh dương (thực tế) và đường màu đỏ (dự đoán) có sự chênh lệch khá rõ ở một số điểm, đặc biệt ở các mẫu có giá trị %HSU giảm cao (DT, TB2+TB3). Ở các mẫu có %HSU giảm thấp (dưới 10%), đường dự đoán thường khá sát với đường thực tế (BD5, BD4, BD4+BD5), chứng tỏ mô hình hồi quy đa biến có xu hướng dự đoán thấp hơn ở các mẫu có hiệu quả bảo dưỡng cao và khá chính xác ở các mẫu có hiệu quả bảo dưỡng thấp.

4. KẾT LUẬN

Việc bảo dưỡng đúng cách, đúng thời điểm và theo tình trạng thực tế của động cơ diesel là giải pháp hiệu quả để giảm phát thải khói, bảo vệ môi trường và kéo dài tuổi thọ của xe. Kết quả phân tích các hàm hồi quy cũng có thể làm cơ sở cho việc xây dựng các gói bảo dưỡng phân tầng theo từng mức độ phát thải ban đầu.

Các khuyến nghị được đề xuất:

- Áp dụng bảo dưỡng định kỳ theo chu kỳ sử dụng của xe;
- Tùy thuộc vào tình trạng %HSU để đưa ra các hạng mục bảo dưỡng phù hợp;

- Xây dựng hệ thống dữ liệu phục vụ dự báo mức %HSU sau BDSC để hỗ trợ chẩn đoán nhanh trong hệ thống các garage. ❖

Ngày nhận bài: **14/3/2025**

Ngày phản biện: **03/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Kozina, A., Radica, G., & Nizetić, S. (2020), "Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines". Journal of Cleaner Production, 262, 121105.
- [2]. Lin, C. Y. (2002), "Reduction of particulate matter and gaseous emission from marine diesel engines using a catalyzed particulate filter". Ocean Engineering, 29(11), 1327-1341.
- [3]. Kozina, A., Radica, G., & Nizetić, S. (2020), "Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines". Journal of Cleaner Production, 262, 121105.
- [4]. Huang, Y., Ng, E. C., Yam, Y. S., Lee, C. K., Surawski, N. C., Mok, W. C., ... & Chan, E. F. (2019), "Impact of potential engine malfunctions on fuel consumption and gaseous emissions of a Euro VI diesel truck". Energy Conversion and Management, 184, 521-529.
- [5]. Hariram, V., Solomon, G. R., Raj, D. S., Dev, M. J., Kumar, U. N., Gokulakesavan, M., ... & Seralathan, S. (2020), "Impact of compression ratio in the emission and performance phenomenon of a CI engine fuelled with jojoba biodiesel blends". Materials Today: Proceedings, 33, 3510-3519.
- [6]. TCVN 7663:2007 – Tiêu chuẩn về động cơ đốt trong cháy do nén kiểu piston tĩnh tiến, thiết bị đo độ khói và xác định hệ số hấp thụ ánh sáng của khí thải.

TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CƠ CẤU TAY KẸP VÌ CHỐNG LẮP TRÊN MÁY KHOAN SANDVIK

STUDYING CALCULATE, DESIGN OF THE CLAMPING ARM MECHANISM TO INSTALL STEEL ARCH SUPPORT SYSTEM ON SANDVIK DRILLING MACHINE

TS. Nguyễn Ngọc Trung

Trường Đại học Giao thông Vận tải

Email: nntrung_mxd@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt về cấu tạo, nguyên lý làm việc của máy khoan lỗ Sandvik trong thi công công trình hầm. Tác giả sử dụng phần mềm Solidworks - Simulation để mô phỏng và phân tích phần tử hữu hạn cơ cấu tay kẹp vì chống lắp trên máy nhằm xác định khả năng làm việc của kết cấu thép tay kẹp đã đưa ra.

Từ khóa: Vì chống; Cơ cấu tay kẹp; Máy khoan.

ABSTRACT

This article introduces the structure as well as the working principle of the Sandvik drilling machine in tunnel construction. The author uses Solidworks - Simulation software to simulate and to conduct the finite element analysis of the clamping arm mechanism.

Keywords: Steel arch support; Clamping arm mechanism; Drilling machine.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, ở Việt Nam có hai phương pháp chính để thi công đường hầm đó là phương pháp khoan nổ mìn (NATM) và phương pháp cơ giới (dùng máy đào hầm TBM). Đặc điểm của thi công hầm đường bộ, đường sắt chủ yếu là các tuyến ngắn do đó phương pháp khoan nổ mìn được ưu tiên trong công tác thi công hầm giao thông với các ưu điểm như phù hợp với các công trình ngầm tiết diện lớn và tiết diện

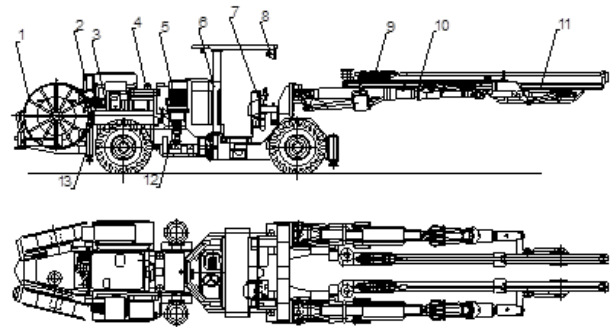
không tròn, điều kiện khối đất đá phức tạp và hay biến động, công trình ngầm phức tạp, có nhiều mặt cắt ngang, kích thước và hình dạng thay đổi [1]. Hầu hết các chủng loại máy khoan nổ mìn kiểu xoay đều được nhập khẩu từ nước ngoài, chủ yếu là từ Thụy Điển, Nhật Bản và Trung Quốc, v.v.. Khi sử dụng máy khoan nổ mìn thực hiện khoan lỗ nhanh và linh hoạt, định vị khoan nhanh, dễ dàng và chính xác, việc khoan an toàn, cho nên nhu cầu sử dụng loại thiết bị này ngày càng tăng cao trong công

tác thi công hầm giao thông. Trong quá trình thi công hầm bằng phương pháp khoan nổ mìn thì công tác gia cố đường hầm sau khi nổ mìn là rất quan trọng và chiếm một khối lượng thi công lớn từ phun lớp lót ổn định địa chất, bóc xúc vận chuyển đất đá, lắp dựng vì chống, lưới thép,... Tuy nhiên, trong quá trình thi công hầm thực tế ở Việt Nam, hầu hết các đơn vị thi công đều thực hiện việc lắp dựng vì chống hầm, lưới thép bằng phương pháp thủ công hoặc sử dụng tổ hợp nhiều thiết bị với chi phí đầu tư lớn và không đồng bộ. Việc sử dụng nhiều thiết bị cho việc lắp dựng vì chống có những hạn chế về việc lưu thông trong hầm và kinh phí đầu tư tăng hơn. Trong nước đã có một số công trình nghiên cứu về máy khoan lỗ nổ mìn kiểu xoay, tuy nhiên việc nghiên cứu này cũng chỉ dừng lại ở việc nghiên cứu để nâng cao hiệu quả sử dụng thiết bị khoan khi thi công các công trình xây dựng ở Việt Nam [2], phát triển các đầu khoan trên các máy cơ sở khác [3, 4]. Vì vậy, việc nghiên cứu, thiết kế bộ công tác trên máy khoan lỗ nổ mìn kiểu xoay Sandvik, trong đó đặc biệt là cơ cấu kẹp phục vụ cơ giới hóa lắp đặt vì chống trong thi công hầm giao thông là rất cần thiết nhằm xây dựng cơ sở khoa học cho việc chế tạo thêm bộ công tác cho thiết bị này, làm tăng năng suất và độ chính xác cho công trình, giảm chi phí khi thi công, tăng hiệu quả kinh tế.

2. NỘI DUNG

2.1. Khái niệm máy khoan lỗ nổ mìn kiểu xoay

Máy khoan nổ mìn kiểu xoay là một thiết bị quan trọng trong việc thi công công trình ngầm, đặc biệt khi áp dụng phương pháp NATM (New Austrian Tunneling Method). Máy khoan này thường được sử dụng để khoan các lỗ có độ sâu lớn để chứa thuốc nổ, phục vụ cho công tác nổ mìn trong quá trình đào hầm.



Hình 1. Cấu tạo máy khoan Sandvik DD321

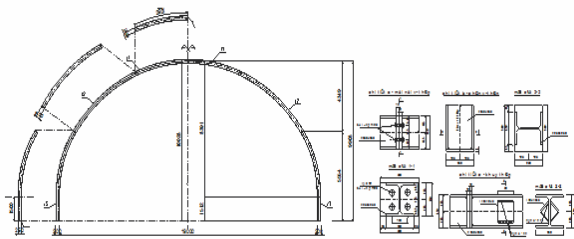
- 1 - Tang trống cuốn cáp điện và ống mềm;
- 2 - Cụm động cơ đốt trong; 3 - Động cơ xe cơ sở;
- 4 - Giá treo cầu xe; 5 - Động cơ điện dẫn động cụm bơm chính; 6 - Mái che bảo vệ;
- 7 - Cabin điều khiển; 8 - Đèn chiếu sáng;
- 9 - Đầu búa khoan; 10 - Hệ thống nâng hạ;
- 11 - Hệ thống dầm dẫn tiến; 12 - Cụm bơm chính;
- 13 - Chân đỡ thủy lực.

Máy khoan nổ mìn kiểu xoay hoạt động dựa trên nguyên lý xoay và cắt, tạo ra lỗ khoan thông qua sự xoay của mũi khoan. Mũi khoan này có thể được trang bị các loại dao cắt hoặc đầu khoan cứng, giúp phá vỡ cấu trúc của đất đá. Máy khoan này thường có khả năng khoan lỗ với đường kính và độ sâu lớn, thích hợp để cài đặt thuốc nổ trong các công trình đào hầm. Trong phương pháp NATM, công việc đào hầm thường tiến hành theo từng lớp và việc gia cố hầm được thực hiện ngay sau khi đào xong. Máy khoan nổ mìn kiểu xoay giúp khoan nhanh và hiệu quả các lỗ khoan phục vụ cho quá trình nổ mìn để phá vỡ đất đá và tạo không gian cho việc đào hầm. Sau khi đất đá bị nổ vỡ, quá trình gia cố sẽ diễn ra ngay lập tức để duy trì sự ổn định của hầm.

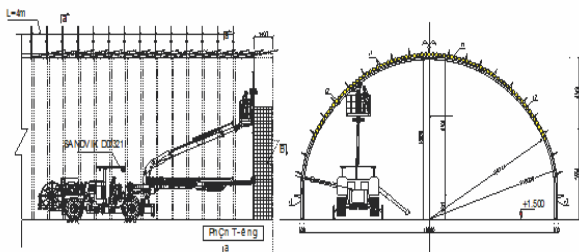
Hiệu quả cao trong công tác khoan, máy khoan nổ mìn kiểu xoay có khả năng khoan với tốc độ cao và độ chính xác lớn, giúp quá trình thi công diễn ra nhanh chóng. Độ bền cao và linh hoạt, các máy khoan này được thiết kế để làm việc trong môi trường khắc nghiệt

của công trình ngầm, chịu được va đập và áp lực từ đất đá cứng. Tiết kiệm chi phí và nhân lực, máy khoan tự động hóa nhiều công đoạn khoan, giúp tiết kiệm chi phí nhân công và rút ngắn thời gian thi công [5-7].

Máy khoan nổ mìn kiểu xoay là thiết bị không thể thiếu trong việc thi công các công trình ngầm sử dụng phương pháp NATM. Nó không chỉ giúp việc khoan lỗ nổ mìn diễn ra nhanh chóng, chính xác, mà còn giúp giảm thiểu chi phí và thời gian thi công. Tuy nhiên, để đảm bảo hiệu quả, việc sử dụng máy khoan này đòi hỏi sự phối hợp chặt chẽ giữa kỹ thuật viên, công nhân và các thiết bị hỗ trợ khác.

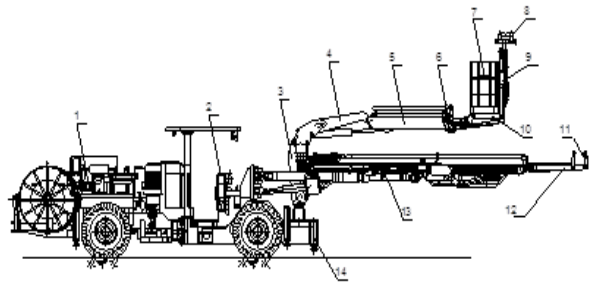


Hình 2. Cấu tạo vì chống khung thép chữ I



Hình 3. Quá trình thi công của máy khoan nổ mìn SANDVIK

Thông qua việc phân tích kết cấu vì chống và kết cấu thiết bị lắp đặt bộ công tác nâng vì chống, tác giả đưa ra phương án bố trí ba cánh tay để nâng ba vì chống cùng một lúc với một tay chính giữa có trang bị sàn công tác cho người điều khiển và 2 cánh tay kẹp ở hai bên được gắn lên các khung đỡ mũi khoan.



Hình 4. Phương án bố trí bộ công tác nâng vì chống trên máy khoan SANDVIK

- 1 - Máy cơ sở khoan nổ mìn kiểu xoay;
- 2 - Cabin điều khiển; 3 - Cần trục gập cần;
- 4 - Đốt cần gập; 5 - Đốt cần ngoài;
- 6 - Các đốt cần bên trong; 7 - Lòng công tác;
- 8 - Cơ cấu tay kẹp; 9 - Thân ống cơ cấu kẹp;
- 10 - Dầm đỡ sàn công tác; 11 - Mỏ kẹp hông;
- 12 - Tay kẹp hông; 13 - Cần khoan;
- 14 - Chân chống.

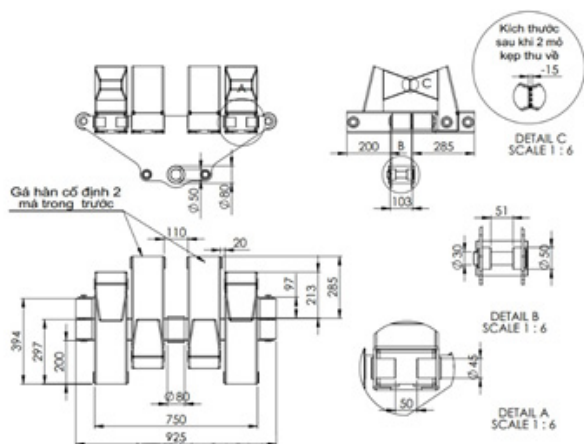
*Nguyên lý làm việc:

Máy hỗ trợ lắp đặt vì chống trong thi công công trình ngầm, hầm giao thông và đào chống lò bao gồm: Máy cơ sở (1) là máy khoan nổ mìn kiểu xoay là máy cung cấp năng lượng cho bộ công tác lắp dựng vì chống hoạt động. Hệ thống cần cẩu (3) được trang bị trên máy để giúp nâng hạ bộ công tác kẹp và lắp đặt vì chống (7). Bộ công tác lắp dựng vì chống có kết cấu và bố trí các xi lanh thủy lực giúp cho việc điều chỉnh vì chống một cách linh hoạt trong không gian theo mọi hướng. Chiều cao nâng vì chống có thể thay đổi bằng cách điều chỉnh chiều dài các đốt cần (5) và (6) kết hợp với xi lanh thủy lực nghiêng cần. Để hỗ trợ việc lắp dựng các vì chống liên kết với mặt nền, máy được bố trí thêm hai tay kẹp hông (12) lắp trên hai cần khoan của máy, các tay kẹp sẽ nâng và định vị vì chống lắp dựng trên mặt nền. Để cân bằng và tăng độ ổn định cho máy khi làm việc, cơ cấu chân chống (14) cũng được trang bị thêm trên máy.



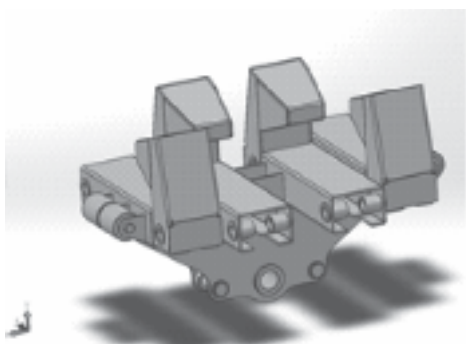
2.2. Phân tích phần tử hữu hạn cơ cấu tay kẹp vì chống

2.2.1. Mô hình hình học của tay kẹp vì chống



Hình 5. Tổng thể của tay kẹp vì chống.

Tác giả tiến hành xây dựng mô hình 3D tay kẹp vì chống lắp trên máy khoan lỗ nổ mìn Sandvik dựa trên các kích thước ở Hình 5 để tiến hành việc phân tích, tính toán ở các bước sau. Mô hình 3D tay kẹp vì chống được trình bày ở dưới đây.



Hình 6. Mô hình 3D của tay kẹp vì chống trên phần mềm Solidworks.

2.2.2. Đặc điểm vật liệu

Vật liệu mà tác giả chọn cho các phần tử của tay kẹp vì chống đều là thép có các đặc tính

như sau: Mô đun đàn hồi: $E = 2,1.10^{11}$ (N/m²); Hệ số Poissons: $\mu = 0,28$; Mô đun cắt: $7,9.10^{10}$ (N/m²); Khối lượng riêng: 7850 (kg/m³); Cường độ kéo: 723.825.600 (N/m²).

2.2.3. Trường hợp tổ hợp tải trọng

Để xác định lực cản tác dụng vào má kẹp vì kèo, ta xét trường hợp làm việc cụ thể của máy khi máy cần huy động một lực giữ vì kèo chống tải 700kg thì lực kẹp mà xi lanh thủy lực kẹp cọc cần tạo được xác định ra như sau:

Trọng lượng của vì kèo chống: $P_{vk} = 700 \times 9,81 = 6867$ N.

Để có thể đảm bảo giữ được vì kèo chống thì bộ phận kẹp cần tạo ra lực ma sát đủ lớn:

$$F_{\Sigma ms} \geq P_{vk}$$

Để đảm bảo độ tin cậy cao cho lực ôm kẹp vì kèo chống tránh sự trượt vì kèo, nên lấy hệ số an toàn cần thiết là $k = 1,3$. Do đó, lực giữ vì kèo chống lớn nhất của cơ kẹp:

$$F_{\Sigma ms} = 1,3 \times P_{vk} = 1,3 \times 6867 = 8927$$
 N

Lực kẹp của giá đỡ vòm thép được sinh ra bởi lực ma sát giữa các hàm kẹp và giá đỡ vòm thép (thiết bị kẹp được trang bị bốn xi lanh kẹp). Lực ma sát tạo ra bởi một xi lanh đơn có thể được xác định như sau:

Giả sử lực ma sát được tạo ra bởi một xi lanh là:

$$F_{ms} = \mu \times F_{kẹp}$$

Trong đó:

- F_{ms} : Lực ma sát do một má kẹp tạo ra;
- μ : Hệ số ma sát giữa má kẹp và vì kèo

chống, $\mu = 0,57$;

- F_{kep} : Lực kẹp được tạo ra do một xi lanh kẹp.

Lực ma sát tổng từ 4 xi lanh kẹp tạo ra là:

$$F_{\Sigma ms} = 4 \times F_{ms}$$

Do đó, lực kẹp tạo ra của một xi lanh kẹp là:

$$F_{kep} = \frac{F_{ms}}{\mu} = \frac{F_{\Sigma ms}}{4 \times \mu} = \frac{1.3 \times P_{vk}}{4 \times \mu} = \frac{1.3 \times 6867}{4 \times 0,57} = 3915 \text{ N}$$

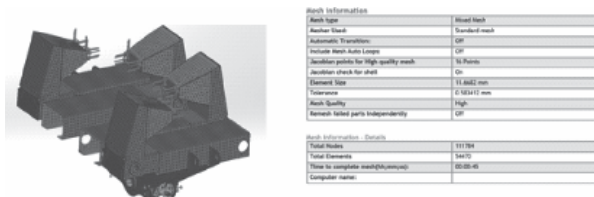
2.2.4. Phân tích phần tử hữu hạn

Để xác định nội lực phát sinh trong tay kẹp vì chống trong các quá trình làm việc, tác giả sử dụng chương trình Solidworks - Simulation để phân tích. Quá trình phân tích cụ thể như sau:

2.2.4.1. Sự tạo lưới tay kẹp vì chống

Sau khi tiến hành tạo lưới, các thông số tạo lưới của tay kẹp vì chống như sau:

- Kích thước phần tử: 11,67 mm;
- Tổng số nút: 54470;
- Tổng số phần tử: 111784.

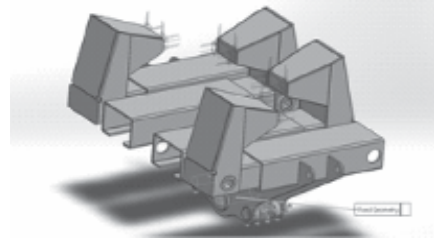


Hình 7. Mô hình tay kẹp vì chống sau khi được tạo lưới

2.2.4.2. Điều kiện biên

Với trường hợp phản lực do các phản lực tạo ra tác dụng vào tay kẹp vì chống, chúng ta có thể thấy trường hợp làm việc bất lợi nhất

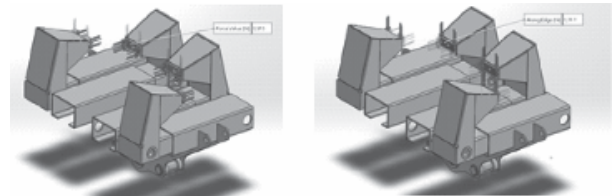
của tay kẹp là khi tiến hành kẹp vì chống với lực kẹp lớn nhất với trọng lượng vì chống lớn nhất. Khi đó, điều kiện biên được xác định tại phần liên kết giữa các chốt tay kẹp vì chống và chốt xi lanh được coi là liên kết chốt cố định.



Hình 8. Đặt điều kiện biên cho trường hợp ép cọc.

2.2.4.3. Đặt lực cho các chi tiết

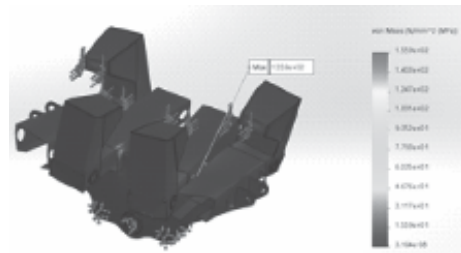
Quá trình đặt lực vào mô hình 3D tay kẹp vì chống trường hợp kẹp vì chống được thể hiện ở hình dưới đây:



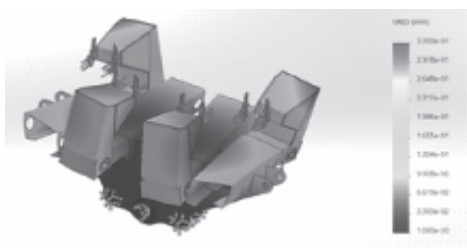
Hình 9. Quá trình đặt lực tác dụng vào má kẹp của tay kẹp vì chống.

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

Sau khi phân tích mô hình 3D tay kẹp vì chống, tác giả thu được các kết quả sau đây:



Hình 10. Kết quả phân tích ứng suất của tay kẹp vì chống trong trường hợp kẹp vì chống và nâng lên.



Hình 11. Kết quả chuyển vị của tay kẹp vì chống trong trường hợp kẹp vì chống và nâng lên.

Nhận xét: Với trường hợp phân lực do lực kẹp và trọng lượng vì chống tạo ra tác dụng vào tay kẹp, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất phát sinh trên thân tay kẹp vì chống có giá trị $\sigma = 155,9 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí liên kết giữa má kẹp và thân tay kẹp. So sánh với giá trị ứng suất cho phép của vật liệu lựa chọn $[\sigma] = 250 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, kết cấu tay kẹp vì chống đảm bảo điều kiện chịu lực. Chuyển vị lớn nhất tại đỉnh của thân tay kẹp vì chống, giá trị chuyển vị lớn nhất ở đây là 0,33 mm.

Như vậy, với các kết quả ở trên, kết cấu tay kẹp vì chống lắp trên máy khoan kiểu xoay mà tác giả đã đưa ra hoàn toàn đảm bảo điều kiện làm việc.

3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này trình bày một phân tích toàn diện về trạng thái chịu tải của cụm tay kẹp vì chống bằng thép, được lắp trên máy khoan lỗ kiểu xoay SANDVIK. Cụm cơ cấu này được thiết kế để tạo điều kiện thuận lợi cho việc cơ giới hóa lắp đặt vì chống bằng thép trong quá trình xây dựng đường hầm giao thông và hoạt động khai thác tại các mỏ than ở Việt Nam. Phân tích cho thấy cụm tay kẹp vì chống không chỉ linh hoạt trong quá trình vận hành mà còn đáp ứng các yêu cầu về độ bền với biên độ an toàn đủ lớn. Các giá trị ứng suất tối đa, độ dịch chuyển và hệ số an toàn đều nằm trong giới hạn cho phép.

Kết quả của nghiên cứu này cung cấp những thông tin có giá trị về thiết kế và hiệu suất của cơ cấu tay kẹp vì chống. Những kết quả này có thể được áp dụng trong quá trình chế tạo cụm này và làm nền tảng để tối ưu hơn nữa thiết kế của cơ cấu này trong tương lai, giúp cơ cấu này an toàn hơn, hiệu quả hơn và đáng tin cậy hơn. Cần nghiên cứu thêm để đánh giá hiệu suất của cơ cấu trong các điều kiện tải khác nhau và để nghiên cứu tác động của các yếu tố môi trường đến tuổi thọ của cụm cơ cấu này. ❖

Ngày nhận bài: 20/3/2025

Ngày phản biện: 08/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Li Y., Ma F., Geng X. J., “Effect of annular clearance inside the double damping chamber on the dynamic characteristics of a rock drill damping system”. Univ. Sci. Tech. Beijing, 2014, 36: pp. 1676-1682.
- [2]. Bùi Văn Trầm, Chu Văn Đạt, Nguyễn Văn Quyền, Nguyễn Lâm Khánh, “Nghiên cứu động lực học của bộ giá đỡ máy khoan nổ mìn kiểu xoay đập do Việt Nam chế tạo”. Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ V – VCME 2018.
- [3]. Tân, N. V. và cộng sự, “Nghiên cứu thiết kế bộ giá khoan chuyên dụng phục vụ thi công hầm khẩu độ vừa và nhỏ”. Đề tài NCKH cấp Học viện Kỹ thuật Quân sự, 2005.
- [4]. Hiền Đ. C., “Nghiên cứu thiết kế thiết bị khoan thi công đường hầm quân sự khẩu độ vừa và nhỏ”. Đề tài NCKH nhánh độc lập cấp nhà nước, mã nhánh đề tài ĐTĐL-05G/03, 2009.
- [5]. Seo J., Noh D.K., Lee G.H., et al., “A percussion performance analysis for rock-drill drifter through simulation modeling and experimental validation”. Int. J. Precis. Eng. Manufact. 2016, 17: pp. 163-170.
- [6]. G. Cavanough, M. Kochanek, J. Cunningham, I. Gipps, “A self-optimizing control system for hard rock percussive drilling”. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2008, 13(2): pp. 153–157. DOI: 10.1109/TMECH.2008.918477.
- [7]. Seo J., Park J.S., Kim H., et al., “Experimental evaluation of percussion performance for rock-drill drifter”. J. Biosyst. Eng., 2015, 40: pp. 1-9.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ AI VÀO QUÁ TRÌNH DỰ BÁO LỖI VÀ BẢO TRÌ MÁY IN 3D KIM LOẠI SLM

RESEARCH ON APPLYING AI TECHNOLOGY IN THE PROCESS OF ERROR PREDICTION AND MAINTENANCE OF SLM METAL 3D PRINTER

ThS. Bùi Quang Toàn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Đông Á

Email: toanbq@eaut.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày ứng dụng trí tuệ nhân tạo (AI) trong dự đoán lỗi và bảo trì cho máy in 3D kim loại dùng công nghệ Selective Laser Melting (SLM). Mô hình học máy được phát triển để phát hiện sớm lỗi từ dữ liệu cảm biến như nhiệt độ, độ rung, tốc độ laser... Kết quả thử nghiệm cho thấy mô hình cảnh báo lỗi hiệu quả, hỗ trợ bảo trì chính xác. So sánh với phương pháp truyền thống, hệ thống AI thể hiện tiềm năng lớn trong nâng cao hiệu suất và giảm chi phí vận hành.

Từ khóa: AI; Bảo trì; Máy in 3D; SLM; Học máy; Cảm biến.

ABSTRACT

The paper presents the application of artificial intelligence (AI) in fault prediction and maintenance for metal 3D printers using Selective Laser Melting (SLM) technology. The machine learning model is developed to detect faults early from sensor data such as temperature, vibration, laser speed, etc. The experimental results show that the fault warning model is effective, supporting accurate maintenance. Compared with the traditional method, the AI system shows great potential in improving performance and reducing operating costs.

Từ khóa: AI; Maintenance; 3D printers; SLM; Machine learning; Sensors.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy in 3D kim loại sử dụng công nghệ SLM đã mở ra những khả năng sản xuất mới, đặc biệt trong việc chế tạo các chi tiết có hình dạng phức tạp, tính chất cơ học cao và khối lượng sản xuất linh hoạt. Tuy nhiên, quá trình vận hành máy in 3D kim loại đòi hỏi độ chính xác rất cao, do sự nhạy cảm của các thông số quá trình như năng lượng laser, tốc độ quét, độ dày lớp in và môi trường khí trơ [8, 9].

Các lỗi trong quá trình in như rỗ xốp (porosity), biến dạng nhiệt (warping), hoặc hư hỏng đầu phun (nozzle) nếu không được phát hiện kịp thời sẽ dẫn đến sản phẩm lỗi và hư hỏng thiết bị. Bảo trì truyền thống, vốn dựa trên lịch trình cố định hoặc sửa chữa khi có hỏng hóc, không đủ nhanh nhạy để xử lý các lỗi này. Vì thế, ứng dụng AI để xây dựng hệ thống bảo trì dự đoán (Predictive Maintenance - PdM) trở nên cần thiết [1, 6, 13].



2. GIẢI QUYẾT VẤN ĐỀ

2.1. Cơ sở lý thuyết [2-5]

- Selective Laser Melting (SLM): Là công nghệ in 3D kim loại sử dụng laser để nung chảy từng lớp bột kim loại. Chất lượng in phụ thuộc vào các yếu tố như công suất laser, độ dày lớp bột, tốc độ quét và điều kiện môi trường khí trơ.

- Bảo trì dự đoán (PdM): Sử dụng dữ liệu cảm biến thời gian thực để phân tích và dự báo lỗi trước khi xảy ra, giúp giảm thời gian dừng máy và tối ưu chi phí bảo trì.

- Học máy trong bảo trì: Gồm các thuật toán như Random Forest, SVM, LSTM và CNN. LSTM phù hợp với dữ liệu chuỗi thời gian, còn CNN xử lý hình ảnh lớp in. Những mô hình này giúp tự động phát hiện và phân loại lỗi chính xác hơn so với các phương pháp thủ công.

Việc kết hợp các mô hình này trong một hệ thống phân tích đa tầng cho phép phát hiện sớm, chính xác và toàn diện các lỗi tiềm ẩn trong quy trình sản xuất bằng máy in 3D kim loại.

2.2. Phương pháp nghiên cứu [7, 10, 11]

2.2.1. Thiết lập hệ thống thu thập dữ liệu

- Máy in: EOS M290 (SLM);
- Cảm biến: Nhiệt độ, rung động, áp suất, camera quan sát lớp in;
- Số lượng mẫu: 1.200 phiên in, dữ liệu đa nguồn.

2.2.2. Tiền xử lý dữ liệu

- Làm sạch, chuẩn hóa, gán nhãn lỗi theo nhật ký vận hành;
- Trích chọn đặc trưng bằng PCA, FFT và phân tích hình ảnh.

2.2.3. Xây dựng mô hình AI

- LSTM: Phát hiện bất thường trên chuỗi dữ liệu cảm biến;
- CNN: Phát hiện lỗi trên hình ảnh lớp in;
- Random Forest: Phân loại trạng thái thiết bị từ dữ liệu tổng hợp.

2.3. Nội dung nghiên cứu

2.3.1. Nguồn dữ liệu

Nguồn dữ liệu được thu thập từ xưởng in công nghiệp với máy EOS M290 trong thời gian 3 tháng. Dữ liệu gồm:

- 300 triệu điểm dữ liệu từ cảm biến (tần suất 10 Hz).
- 45.000 ảnh lớp in.
- Nhật ký vận hành: Thời gian chạy máy, lỗi hệ thống, lịch bảo trì.



Hình 1. Máy in 3D kim loại EOS M290

2.3.2. Quy trình tiền xử lý

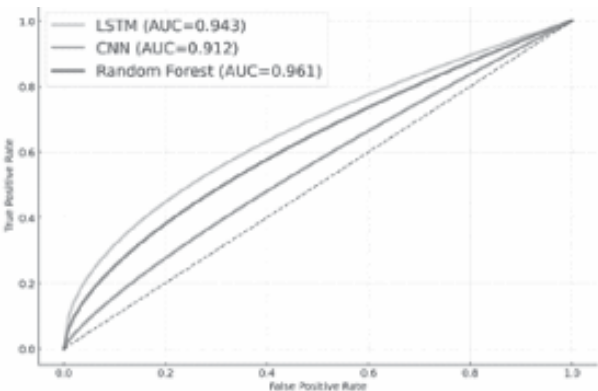
- Loại bỏ dữ liệu ngoại lệ, xử lý mất mát gói tin.
- Áp dụng PCA để giảm chiều dữ liệu về 20 thành phần chính.
- Gắn nhãn lỗi thủ công từ ảnh in mẫu và nhật ký lỗi đã xác nhận.

2.3.3. Thực nghiệm và đánh giá mô hình AI

Mỗi mô hình được thực nghiệm trên 80% dữ liệu, 10% dùng để xác thực và 10% để kiểm thử. Kết quả mô hình như sau:

Bảng 1. Kết quả thực nghiệm

Mô hình	Độ chính xác	Precision	Recall	F1 - score	AUC - ROC	Training Time
LSTM	91.2%	90.5%	89.8%	0.901	0.943	6 giờ
CNN	87.3%	88.0%	91.2%	0.896	0.912	3.5 giờ
Random Forest	93.4%	94.1%	92.7%	0.934	0.961	1.2 giờ



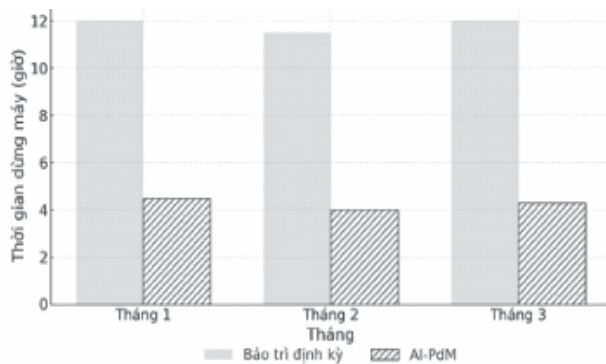
Biểu đồ 1. Đường cong ROC của các mô hình (LSTM, CNN, RF)

2.3.4. So sánh phương pháp AI-PdM với bảo trì định kỳ truyền thống

Bảng 2. So sánh hiệu suất AI-PdM với bảo trì truyền thống

Tiêu chí đánh giá	Bảo trì định kỳ truyền thống	AI-PdM
Thời gian dừng máy trung bình	12 giờ/tháng	4.3 giờ/tháng
Tỷ lệ phát hiện lỗi sớm	43%	89%
Chi phí bảo trì (quy đổi %)	100%	63%
Năng suất máy tăng (ước lượng)	-	+21%
Tỷ lệ lỗi lặp lại sau bảo trì	22%	5%





Biểu đồ 2. So sánh hiệu suất vận hành giữa hai phương pháp

2.3.5. Phân tích ảnh lớp in và lỗi bằng CNN

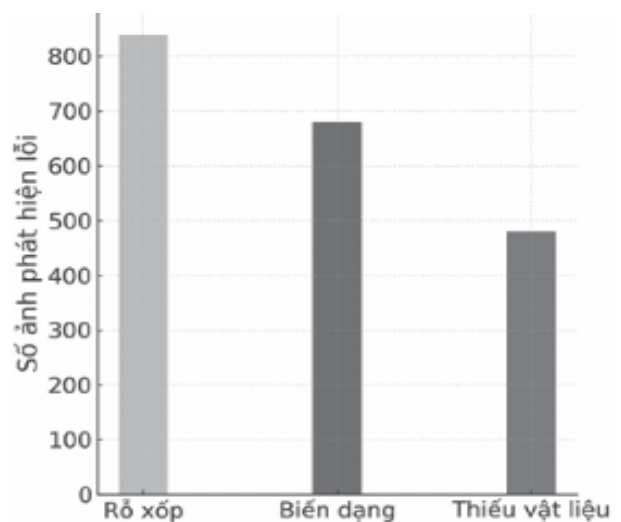
Hệ thống camera chụp ảnh lớp in theo từng lớp (layer). Mỗi ảnh được xử lý bằng CNN để phân loại ba nhóm lỗi chính [14, 15]:

- Rỗ xốp (Porosity): Thiếu nhiệt hoặc phân bố bột không đều;
- Biến dạng (Warping): Do sai lệch nhiệt độ hoặc tốc độ quét;
- Thiếu vật liệu (Lack of Fusion): Do hư hỏng đầu in hoặc tốc độ quá nhanh.

Bảng 3. Phân tích lỗi bằng CNN

Loại lỗi	Mô tả lỗi và nguyên nhân	Giải pháp khắc phục
Rỗ xốp	Các vùng không được nung chảy hoàn toàn dẫn đến lỗ khí. Thường do thiếu năng lượng hoặc phân bố bột không đều.	Tăng công suất laser, cải thiện hệ thống phân phối bột, kiểm tra độ dày lớp phủ.
Biến dạng	Vật thể bị cong vênh do làm nguội không đồng đều hoặc quá nhiệt. Do tốc độ quét không ổn định.	Tối ưu tốc độ quét, điều chỉnh nhiệt độ nền, dùng vật liệu hỗ trợ.
Thiếu vật liệu	Một số vùng không có đủ vật liệu để nung chảy. Nguyên nhân do tắc đầu in hoặc bột bị kẹt.	Vệ sinh và kiểm tra đầu in định kỳ, đảm bảo cấp bột ổn định.

Mô hình CNN được thực nghiệm trên tập dữ liệu ảnh thực tế thu thập từ các ca in khác nhau. Quá trình thực nghiệm sử dụng kỹ thuật tăng cường dữ liệu để cải thiện khả năng tổng quát hóa. Sau khi phân loại, hệ thống đưa ra cảnh báo sớm giúp điều chỉnh quá trình in kịp thời.

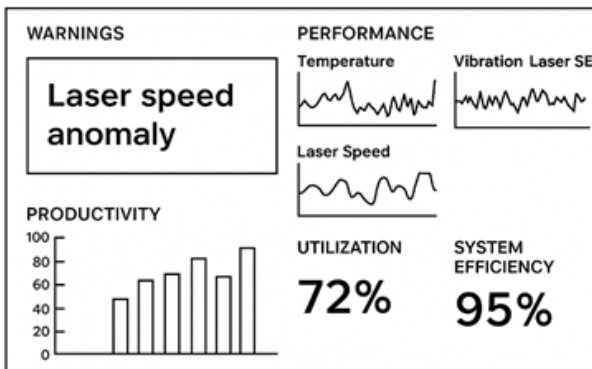


Biểu đồ 3. Tỷ lệ từng loại lỗi xuất hiện trên tổng số ảnh kiểm tra ($n = 2000$)

2.3.6. Đánh giá thực nghiệm tại xưởng sản xuất

Trong 30 ngày triển khai thử nghiệm tại xưởng:

- 96 cảnh báo được AI đưa ra → 89 cảnh báo chính xác (True Positive).
- 7 cảnh báo sai → không gây dừng máy, nhưng cần tối ưu mô hình.
- Giảm thiểu 27% số lỗi cần can thiệp khẩn cấp.
- Thời gian vận hành liên tục trung bình tăng từ 13.2 giờ lên 15.3 giờ.



Hình 2. Dashboard hiển thị thời gian thực về cảnh báo và hiệu suất máy

Những kết quả này cho thấy mô hình có tính ứng dụng cao trong môi trường công nghiệp thực tế, góp phần cải thiện tính chủ động trong bảo trì và nâng cao hiệu suất dây chuyền sản xuất.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Dựa trên kết quả thực nghiệm, mô hình AI đã chứng minh hiệu quả rõ rệt trong việc phát hiện và cảnh báo lỗi trên máy in 3D kim loại. Các mô hình học máy như LSTM, CNN và Random Forest hoạt động ổn định và cho kết

quả khả quan [9, 12]:

- Mô hình LSTM có khả năng phát hiện lỗi theo chuỗi thời gian với độ chính xác cao (91,2%), đặc biệt hiệu quả trong việc nhận diện sự thay đổi bất thường từ cảm biến rung và nhiệt độ.

- CNN cho thấy khả năng nhận diện chính xác các lỗi hình ảnh từ ảnh lớp in, đặc biệt là các lỗi như rỗ xốp và thiếu vật liệu, vốn rất khó phát hiện bằng mắt thường trong quá trình sản xuất liên tục.

- Kết hợp Random Forest đã cải thiện độ chính xác tổng thể khi đánh giá trạng thái máy dựa trên dữ liệu tích hợp.

Việc áp dụng AI không chỉ giúp phát hiện lỗi sớm mà còn giảm đáng kể thời gian dừng máy (trung bình từ 12 giờ xuống còn 4.3 giờ), đồng thời giảm chi phí bảo trì đến 37%. Ngoài ra, nhờ các cảnh báo kịp thời, đội ngũ kỹ thuật có thể chủ động xử lý vấn đề trước khi sự cố lớn xảy ra, góp phần kéo dài tuổi thọ máy móc và nâng cao năng suất vận hành. Bên cạnh đó, hệ thống còn đóng vai trò như một công cụ đào tạo thực tiễn, giúp kỹ thuật viên hiểu rõ nguyên nhân và diễn biến lỗi. Việc lưu trữ và phân tích dữ liệu dài hạn cũng mở ra khả năng tối ưu quy trình sản xuất trong các giai đoạn tiếp theo.

Tuy nhiên, một số thách thức vẫn tồn tại:

- Mô hình phụ thuộc vào chất lượng và độ tin cậy của dữ liệu đầu vào. Nếu cảm biến bị sai lệch, kết quả dự đoán sẽ thiếu chính xác.

- Việc tích hợp hệ thống AI vào quy trình sản xuất hiện tại đòi hỏi đào tạo nhân sự, 

điều chỉnh quy trình và đầu tư cơ sở hạ tầng CNTT.

- Một số cảnh báo sai (false positive) có thể gây gián đoạn nhẹ và cần tinh chỉnh thêm mô hình.

4. KẾT LUẬN

Việc ứng dụng trí tuệ nhân tạo trong bảo trì dự đoán cho máy in 3D kim loại, đặc biệt là công nghệ SLM, mang lại hiệu quả thiết thực cả về mặt kỹ thuật lẫn kinh tế. Thông qua mô hình học máy và hệ thống cảm biến tích hợp, doanh nghiệp có thể:

- Tăng độ chính xác trong phát hiện lỗi sớm;

- Giảm chi phí và thời gian dừng máy không cần thiết;

- Nâng cao hiệu suất và tuổi thọ thiết bị.

Trong tương lai, cần tiếp tục mở rộng nghiên cứu theo hướng học máy thích ứng (adaptive learning), kết hợp thêm dữ liệu âm thanh và dòng điện, đồng thời phát triển giao diện giám sát trực quan thân thiện hơn. Việc hình thành hệ thống AI giám sát tập trung trong các dây chuyền sản xuất thông minh sẽ là xu thế tất yếu trong công nghiệp 4.0.

Ngày nhận bài: **18/3/2025**

Ngày phản biện: **08/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyen, D. H., Tran, Q. T. (2023), “Ứng dụng mạng nơ-ron tích chập để phát hiện lỗi trong in 3D kim loại”. Tạp chí Công nghệ Cơ khí Việt Nam.

- [2]. Lê Minh Hùng (2022), “Tối ưu hóa quy trình bảo trì máy in 3D trong công nghiệp sản xuất”. Tạp chí Tự động hóa.
- [3]. Trần Văn Thảo (2020), “Cảm biến và giám sát trong sản xuất thông minh”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [4]. Nguyễn Quốc Huy, Phạm Văn Bình (2021), “Dự đoán sự cố thiết bị bằng mô hình học sâu”. Tạp chí CNTT & Truyền thông.
- [5]. Phạm Thị Hồng Vân (2023), “Ứng dụng AI trong phát hiện lỗi sản phẩm công nghiệp”. Tạp chí Điện tử Việt Nam.
- [6]. Nguyễn Hữu Trí (2022), “Giám sát rung động trong bảo trì thiết bị công nghiệp”. Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [7]. Trương Thị Ngọc Duyên (2022), “Tổng quan về công nghệ in 3D kim loại”. Tạp chí Cơ khí Chế tạo.
- [8]. ISO/ASTM 52900:2021, “Additive manufacturing”, General principles.
- [9]. Zhang, Y. et al. (2021), “Predictive Maintenance for Additive Manufacturing using AI”. Journal of Manufacturing Systems.
- [10]. Hochreiter, S., & Schmidhuber, J. (1997), “Long Short-Term Memory”. Neural Computation.
- [11]. Krizhevsky, A., Sutskever, I., & Hinton, G. (2012), “ImageNet Classification with Deep Convolutional Neural Networks”. NIPS.
- [12]. EOS GmbH. (2022), “EOS M 290 – Industrial 3D Printing of Metals”, eos.info.
- [13]. Li, Y. et al. (2020), “Machine Learning in Additive Manufacturing: State-of-the-art and perspectives”. Additive Manufacturing Journal.
- [14]. Aboulkhair, N. T. et al. (2015), “Reducing porosity in AlSi10Mg parts processed by selective laser melting”. Additive Manufacturing.
- [15]. Chen, L. et al. (2021), “Real-Time Monitoring in Metal Additive Manufacturing using Convolutional Neural Networks”. IEEE Access.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐẾN ĐỘ CỨNG VÀ TỔ CHỨC TẾ VI TRỤC HÀN ĐẮP PHỤC HỒI BẰNG CÔNG NGHỆ HÀN ĐIỆN TIẾP XÚC

RESEARCH ON THE EFFECT OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON THE HARDNESS AND MICRO-ORGANIZATION OF THE WELDED SHAFT RECOVERY BY CONTACT WELDING TECHNOLOGY

Nguyễn Minh Tân*, Nguyễn Văn Nhất, Trương Văn Hoàng
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

TÓM TẮT

Chi tiết trục sau thời gian dài làm việc thường bị mòn, rỗ bề mặt,.... Khi đó, phục hồi với chi phí thấp và bảo vệ tài nguyên môi trường là vấn đề cần được quan tâm. Với công nghệ hàn đắp phục hồi chi tiết trục bị mài mòn bằng công nghệ hàn điện tiếp xúc không những mang lại hình dạng và kích thước như ban đầu mà còn có thể tạo ra lớp đắp bề mặt với độ cứng cao và khả năng chống mài mòn tốt. Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số công nghệ như: cường độ dòng điện hàn I_p , lực ép điện cực F và bước tiến hàn S đến độ cứng và tổ chức tế vi lớp hàn đắp phục hồi chi tiết trục bị hao mòn kích thước bằng công nghệ hàn lăn tiếp xúc. Công nghệ hàn này có khả năng tạo ra liên kết tốt ngay cả khi hàn những vật liệu khác nhau hoặc vật liệu có tính hàn khó. Do đó có thể tạo ra bề mặt hàn đắp phục hồi từ vật liệu có độ cứng cao, tính chịu mài mòn tốt như dây thép lò xo, mà bản thân chi tiết trục vẫn giữ được độ bền, đảm bảo sự ổn định cho chi tiết máy sau phục hồi.

Từ khóa: Hàn điện tiếp xúc; Hàn đắp; Trục thép; Dây thép C70; Độ cứng; Bề mặt.

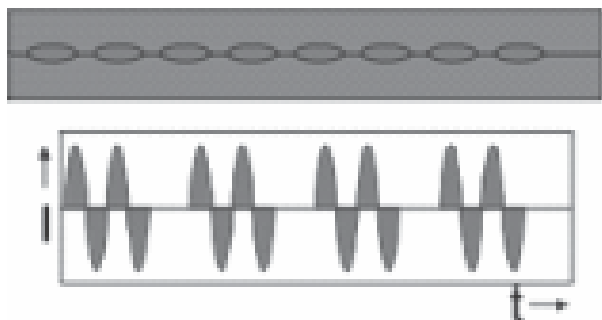
ABSTRACT

After a long time of operation, the shaft part is often worn, the surface is pitted, etc. At that time, restoring them at a low cost while protecting environmental resources is a matter of concern. With the technology of welding to restore worn shaft parts using resistance welding technology, not only can the original shape and dimensions be regained, but it is also possible to create a surface layer with high hardness and excellent wear resistance. This article studies the influence of technological parameters such as: welding current I_p , electrode pressure F and welding step S on the hardness and microstructure of the welding layer to restore the worn shaft part by resistance rolling welding technology. This welding technology can produce strong bonds even when joining dissimilar materials or materials with poor weldability. Therefore, it is possible to create a restoration welding surface from a material with high hardness and good abrasion resistance such as spring steel wire, while the shaft part itself still retains its durability, ensuring stability for the machine part after restoration.

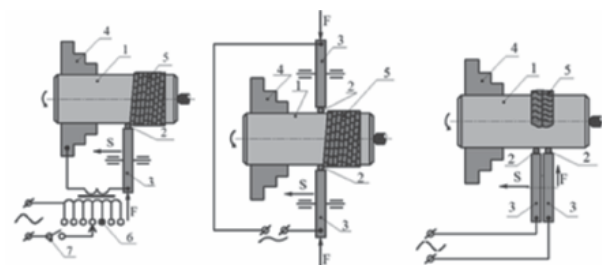
Keywords: Resistance Welding; Hardfacing; Steel shaft; C70 steel wire; Hardness; Surface. 

1. TỔNG QUAN VỀ HÀN ĐÁP PHỤC HỒI CHI TIẾT DẠNG TRỤC BẰNG PHƯƠNG PHÁP HÀN ĐIỆN TIẾP XÚC

Công nghệ hàn điện tiếp xúc phục hồi chi tiết máy dạng trục được dựa trên nguyên lý của phương pháp hàn điện tiếp xúc đường gián đoạn (Hình 1), kết hợp với một hệ thống đồ gá quay như sơ đồ ở (Hình 2). Hàn đường gián đoạn là các chi tiết hàn vẫn được dịch chuyển liên tục nhưng dòng điện hàn chạy qua theo chu kỳ ngắn ($1/10 \div 1/1000$ giây). Phương pháp này hiện được dùng nhiều hơn so với hàn đường liên tục và hàn bước.



Hình 1. Nguyên lý của hàn đường gián đoạn [1, 2]



Hình 2. Sơ đồ hàn điện tiếp xúc phục hồi chi tiết trục vật liệu phụ dây thép [3]:

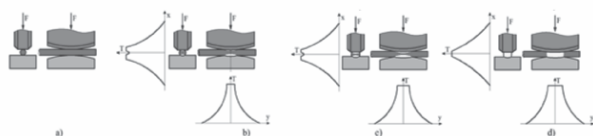
1 - Chi tiết máy; 2 - Dây hàn; 3 - Điện cực hàn kiểu con lăn; 4 - Mâm cặp; 5 - Lớp phủ kim loại.

Sự hình thành lớp đắp kim loại khi hàn lăn tiếp xúc được thực hiện bằng cách tiếp xúc nhiều lần của chu kỳ cơ nhiệt, dẫn đến hình thành những vùng liên kết riêng biệt. Chu kỳ cơ nhiệt bao gồm việc ép sát dây hàn vào chi tiết,

nung nóng dây hàn và lớp bề mặt gắn kết của chi tiết bằng một xung điện ngắn có cường độ cao ($6 \div 8$ kA). Những vùng liên kết riêng lẻ của lớp kim loại đắp lần lượt che phủ theo chiều dài của đường hàn, khi hàn theo đường xoắn ốc thì các đường hàn liên kề cũng gối chờm lên nhau đảm bảo sự che phủ liên tục lên bề mặt phục hồi.

Dây hàn được ép chặt vào trục bởi con lăn điện cực. Trước khi tác dụng xung điện thì dây hàn chưa có sự tác động của nhiệt độ, được ép bởi con lăn điện cực bằng lực mà không bị biến dạng. Chỉ có phần nhấp nhô tế vi chỗ tiếp xúc giữa dây hàn với bề mặt trục bị biến dạng. Tại những phần này diễn ra sự liên kết nguyên tử của kim loại hàn và xuất hiện tác động vật lý do lực liên kết nguyên tử Van-der Waals gây ra. Và kết quả của sự chuyển vị trên bề mặt của kim loại biến dạng dẻo dẫn đến hoạt hóa bề mặt tiếp xúc.

Độ rộng của khu vực hình thành liên kết giữa dây hàn với bề mặt trục trước khi tác động xung điện, sẽ phụ thuộc vào độ cứng của dây kim loại, lực tác dụng của con lăn điện, đường kính trục hàn và dây hàn phụ, cũng như tình trạng bề mặt hàn. Khi có tác dụng của xung điện, sẽ bắt đầu giải phóng năng lượng trong khu vực hàn. Vùng hoạt động của “con lăn điện - chi tiết trục” có thể chia làm 4 nguồn nhiệt nổi tiếp: 1) Chuyển tiếp “con lăn điện - dây hàn”; 2) Dây hàn trong vùng hàn; 3) Chuyển tiếp “dây hàn - chi tiết trục”; 4) Kim loại tiếp xúc của trục cơ bản. Trước khi dây hàn nóng chảy thì nguồn nhiệt thứ 3 được xem là nguồn nhiệt mạnh nhất. Phần điện trở tiếp xúc chủ yếu của vùng “dây hàn - chi tiết trục” [4, 5]. Hình 3 cho thấy trình tự nung nóng dây hàn và kim loại trục cơ bản cũng như sự thay đổi phù hợp của nhiệt độ tại khu vực hàn sau thời gian tác động xung điện [6].



Hình 3. Quá trình biến dạng dẻo của dây hàn phụ và trường nhiệt độ khu vực hàn:

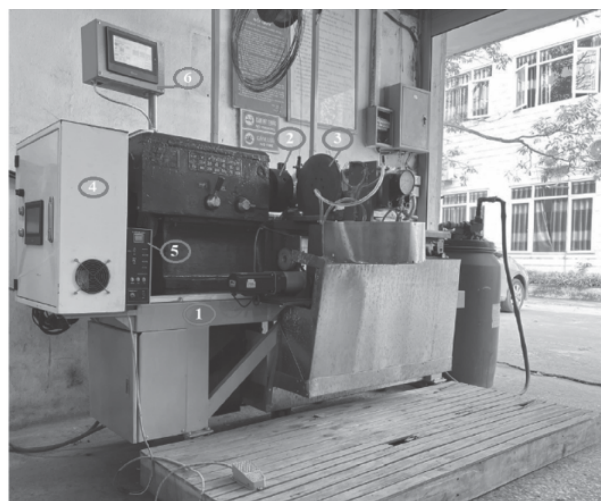
a, b, c, d - Các giai đoạn của quá trình nung nóng và biến dạng dẻo của dây hàn phụ

2. THIẾT BỊ, VẬT LIỆU THỰC NGHIỆM

2.1. Thiết bị thực nghiệm

Hiện nay, trên thế giới chưa có loại thiết bị nào dành riêng cho hàn lăn tiếp xúc phục hồi chi tiết dạng trục với vật liệu phụ dây thép, bột hay băng kim loại chuyên dụng. Vì vậy, để thực hiện được công nghệ hàn phục hồi chi tiết trục với vật liệu phụ dây thép cần phải cải tiến, chuyển đổi chức năng từ thiết bị hàn điện tiếp xúc đường kết hợp với đồ gá công nghệ (Hình 4). Đồng thời, thiết bị thực nghiệm phải đảm bảo công suất đủ lớn và điều chỉnh được chính xác các thông số công nghệ cần khảo sát trong quá trình thực nghiệm.

Đồ gá hàn được chế tạo gồm các bộ phận chính: 1) Khung đồ gá; 2) Cơ cấu kẹp và quay mẫu trục hàn; 3) Con lăn điện cực; 4) Tủ cài đặt và điều khiển chuyển động; 5) Tủ cài đặt và điều khiển thông số chế độ hàn; 6) Màn hình cài đặt và hiển thị.



Hình 4. Thiết bị hàn đắp phục hồi

2.2. Vật liệu thực nghiệm

Vật liệu chế tạo trục và cổ trục thường là các loại thép kết cấu C40, C45 hoặc thép hợp kim 40Cr được tôi cải thiện và tôi bằng dòng điện tần số cao tại các bề mặt cổ trục và các bề mặt làm việc chịu mài mòn [7]. Vật liệu C45 khá phổ biến trong việc chế tạo chi tiết máy nên được lựa chọn là vật liệu trục hàn đắp phục hồi.

Với mục tiêu nghiên cứu là tạo ra lớp hàn đắp bề mặt các cổ trục có độ bền mòn tốt, với độ bền liên kết cao giữa lớp đắp với lớp nền trục cơ bản bằng hàn lăn tiếp xúc, mà vẫn giữ được độ dẻo dai của bản thân chi tiết trục. Từ mục tiêu hướng tới cũng như dựa trên các tài liệu tham khảo, nghiên cứu này lựa chọn vật liệu có độ bền mòn tốt như dây thép đàn hồi C70 làm vật liệu dây hàn phụ.

3. QUÁ TRÌNH HÀN MẪU THỰC NGHIỆM

Nghiên cứu này lựa chọn quy trình hàn phục hồi chi tiết trục thép C45 với vật liệu phụ là dây thép C70 với các chế độ hàn chọn như trong Bảng 1.



Bảng 1. Bảng thông số chế độ hàn thực nghiệm

Thông số công nghệ	Ký hiệu	Đơn vị	Mức 1	Mức 2	Mức 3
Đường kính trục hàn	D_t	mm	99	99	99
Đường kính dây hàn	d_d	mm	1,8	1,8	1,8
Dòng điện hàn	I_h	kA	6,0	7,0	8,0
Đường kính điện cực	D	mm	300	300	300
Lực ép điện cực	F	kN	1,7	2,0	2,3
Thời gian xung điện	t_i	s (giây)	0,04	0,04	0,04
Thời gian dừng xung điện	t_n	s (giây)	0,08	0,08	0,08
Vận tốc hàn	V_h	cm/s	1,5	1,5	1,5
Bước tiến theo vòng xoắn ốc	S_t	mm/vòng	2,0	2,5	3,0
Lưu lượng nước làm mát	Q_n	Lít/phút	1,5	1,5	1,5

Các thông số biến động bao gồm Cường độ dòng điện hàn I_h , lực ép điện cực F, bước tiến hàn S_t được bố trí gồm 9 thí nghiệm theo ma trận trực giao Taguchi như trong Bảng 2.

Bảng 2. Thông số hàn các mẫu thực nghiệm bố trí theo ma trận thực nghiệm Taguchi

Số thí nghiệm	Mẫu số	I_h (kA)	F (kN)	S_t (mm/vòng)
1	M1	6,0	1,7	2,0
2	M2	6,0	2,0	2,5
3	M3	6,0	2,3	3,0
4	M4	7,0	1,7	2,5
5	M5	7,0	2,0	3,0
6	M6	7,0	2,3	2,0
7	M7	8,0	1,7	3,0
8	M8	8,0	2,0	2,0
9	M9	8,0	2,3	2,5

4. KẾT QUẢ KIỂM THỰC NGHIỆM VÀ BÀN LUẬN

Độ cứng của lớp hàn đắp được đánh giá thông qua độ cứng macro dựa trên độ cứng trung bình của 5 điểm đo với kết quả được trình bày trong Bảng 3.

Bảng 3. Độ cứng macro bề mặt lớp hàn đắp

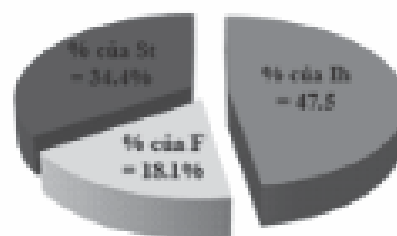
STT	Tên Mẫu	I _h (kA)	F (kN)	St (mm/vòng)	Vị trí đo					Trung bình
					1	2	3	4	5	
1	Mẫu 01	6,0	1,7	2,0	49	51	52	52	50	50,8
2	Mẫu 02	6,0	2,0	2,5	48	47	52	50	49	49,2
3	Mẫu 03	6,0	2,3	3,0	53	54	50	52	54	52,6
4	Mẫu 04	7,0	1,7	2,5	54	51	50	54	50	51,8
5	Mẫu 05	7,0	2,0	3,0	53	52	49	54	54	52,4
6	Mẫu 06	7,0	2,3	2,0	45	46	45	51	46	46,6
7	Mẫu 07	8,0	1,7	3,0	55	52	55	56	54	54,4
8	Mẫu 08	8,0	2,0	2,0	55	53	55	54	52	53,8
9	Mẫu 09	8,0	2,3	2,5	52	54	52	49	54	52,2

Đánh giá sự ảnh hưởng của các thông số công nghệ: cường độ dòng điện I_h, lực ép điện cực F, bước tiến hàn S_t, bài báo sử dụng quy hoạch thực nghiệm Taguchi trên phần mềm Minitab để xác định các mức ảnh hưởng của thông số công nghệ I_h, F, S_t đến chỉ tiêu cơ tính đầu ra là độ cứng lớp hàn đắp. Với chỉ tiêu độ cứng cao hơn thì tốt hơn, ta xác định được các mức của bộ thông số công nghệ I_h, F, S_t với các mức là 3-1-3 như Hình 5.



Hình 5. Biểu đồ phân mức của I_h, F, S_t đến độ cứng lớp hàn đắp phục hồi

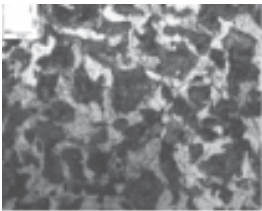
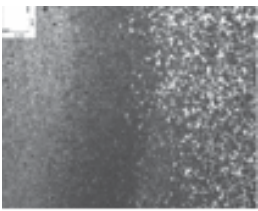
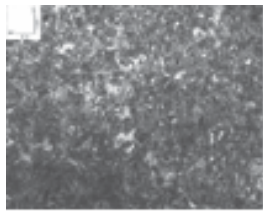
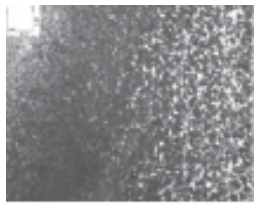
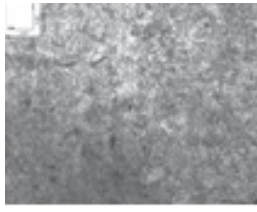
Dựa trên phân tích phương sai ANOVA xác định được phần trăm ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến độ cứng lớp hàn đắp phục hồi tương ứng là: I_h = 47,5%; F = 18,1%; S_t = 34,4% được thể hiện trên đồ thị Hình 6. Trong đó ảnh hưởng lớn nhất là cường độ dòng điện hàn I_h, tiếp đến là bước tiến hàn S_t, nhỏ nhất là lực ép điện cực F.



Hình 6. Biểu đồ thể hiện sự ảnh hưởng của I_h, F, S_t đến độ cứng lớp hàn đắp phục hồi

Thông qua kết quả độ cứng lớp hàn đắp phục hồi cho thấy các mẫu hàn với dòng ở mức cao tương ứng cho độ cứng tương đối cao. 

Bước tiến hàn lớn hơn tương ứng cho độ cứng cũng lớn hơn. Để làm rõ kết quả này thì tổ chức tế vi vùng kim loại cơ bản, vùng tiếp giáp kim loại cơ bản với kim loại lớp hàn, tế vi lớp hàn của các mẫu M7, M8, M9 (các mẫu có cường độ dòng điện hàn lớn và bước tiến hàn thay đổi) được thể hiện ở Hình 7.

Mẫu	Tổ chức tế vi vùng kim loại cơ bản	Tổ chức tế vi vùng tiếp giáp kim loại cơ bản với lớp hàn đắp	Tổ chức tế vi vùng hàn lớp thứ nhất	Tổ chức tế vi vùng hàn lớp thứ nhất
M7				
M8				
M9				

Hình 7. Ảnh tổ chức tế vi các mẫu M7, M8, M9

Thông qua tổ chức tế vi các vùng kim loại cơ bản, vùng tiếp giáp kim loại cơ bản với kim loại lớp hàn, tế vi lớp hàn cho thấy: 1) Vùng tiếp giáp giữa kim loại cơ bản (nền trục thép C45) với lớp hàn đắp (dây thép C70) có sự liên kết tốt ở tất cả các mẫu hàn M7, M8, M9; 2) Vùng kim loại cơ bản hầu như không có sự khác biệt về tổ chức, chủ yếu gồm hai pha kim loại cơ bản đó là ferit (màu sáng), peclit (màu tối) và tạp chất; 3) Vùng kim loại hàn cả hai lớp hàn xuất hiện tổ chức mactenxit hình kim (màu tối) và austenite (màu sáng). Nguyên nhân do tác động nhiệt trong quá trình hàn đã làm các pha ferit và peclit chuyển biến thành

các pha austenite. Ngay sau đó, mỗi hàn được làm nguội nhanh bởi dòng nước làm mát nên xảy ra hiện tượng tôi thép. Khi đó, tốc độ nguội vượt tốc độ tôi tới hạn làm cho phần lớn các pha austenite không kịp chuyển biến thành hỗn hợp ferit-xementit, mà chỉ có chuyển biến thù hình (chuyển kiểu mạng tinh thể) từ tổ chức austenite (tâm mặt) chuyển thành mactenxit (chính phương tâm khối). Quá trình chuyển biến và làm nguội không liên tục và hoàn toàn, nên trong tổ chức mỗi hàn còn tồn tại tổ chức austenite dư (màu sáng); 4) Tổ chức lớp hàn thứ nhất có mật độ hình kim ít hơn và hạt nhỏ mịn hơn. Lớp hàn thứ 2 có mật độ hình kim

nhiều hơn, có hạt thô hơn so với lớp hàn thứ nhất. Các mẫu hàn có bước tiến khác nhau cho thấy tổ chức tế vi cũng có sự khác biệt. Mẫu M7 có bước tiến lớn nhất cho thấy tổ chức tế vi có mật độ mactenxit nhiều nhất, hạt thô nhất. M9 có bước tiến thấp nhất cho thấy tổ chức tế vi có mật độ mactenxit ít hơn, hạt nhỏ mịn hơn. Điều này có thể giải thích bởi lớp hàn thứ nhất được ram bởi quá trình hàn lớp thứ hai. Các mẫu có bước tiến nhỏ có sự chồng lấp của các đường hàn kế tiếp nhiều hơn nên cũng xảy ra quá trình ram lại. Do đó, lớp hàn thứ nhất và mẫu hàn có bước tiến hàn nhỏ sẽ có mật độ mactenxit ít hơn và hạt nhỏ mịn hơn.

5. KẾT LUẬN

- Các mức ảnh hưởng của bộ thông số công nghệ I_h , F , S_t đến chỉ tiêu đầu ra là độ cứng lớp hàn đắp tương ứng là 3-1-3.

- Các mẫu hàn có dòng hàn ở mức cao tương ứng cho độ cứng lớp hàn cao hơn.

- Phần trăm ảnh hưởng của các thông số công nghệ I_h , F , S_t đến chỉ tiêu đầu ra là độ cứng lớp hàn đắp phục hồi, cao nhất là: cường độ dòng điện hàn $I_h = 47,5\%$; tiếp đến là bước tiến hàn $S_t = 34,4\%$, và thấp nhất là lực ép điện cực $F = 18,1\%$.

- Tổ chức tế vi mẫu hàn có mật độ mactenxit cao hơn, tổ chức hạt thô hơn với các mẫu hàn có dòng hàn cao, bước tiến lớn; Mẫu hàn có mật độ mactenxit thấp hơn, tổ chức hạt mịn hơn với các mẫu hàn có dòng hàn nhỏ, bước tiến thấp; Lớp hàn thứ nhất có mật độ

mactenxit thấp hơn, tổ chức hạt mịn hơn so với lớp hàn thứ hai. Nguyên nhân là do có sự ram lại của lớp hàn tiếp theo và đường hàn xoắn ốc liền kề.

Lời cảm ơn:

Bài báo này đã nhận được sự hỗ trợ về tài chính của đề tài khoa học công nghệ cấp Bộ mã số B2023-SKH-02. ♦

Ngày nhận bài: **18/3/2025**

Ngày phản biện: **08/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Amada (2013), “*Fundamentals of Small Parts Resistance Welding*”. Amada Miyachi America, Inc.
- [2]. IWE (2015), “*International Welding Engineer*”. Copyright by GSI SLV Duisburg.
- [3]. Nafikov M. Z. (2010), “*Process validation and development of technical means to restore tractor parts with electric contact surfacing*”. Abstract of Doct. diss. Saransk, 36 page.
- [4]. King W. Y. (1967), “*Diffusion welding of commercially pure titanium*”/ King W. Y., Owzarsky W. A..The Welding Journal, Vol. 46, No. 7, pp. 289-298.
- [5]. King W. Y. (1969), “*Diffusion welding of the nickel-base superalloys*”/ King W. Y., Owzarsky W. A.. The Welding Journal, Vol. 47, No. 10, pp. 444-450.
- [6]. Klimenko Y. V. (1978), “*Electric resistance surfacing*”. Moscow: Metallurgiya Publ, 128 pages.
- [7]. Nguyễn Trọng Hiệp (2006), “*Chi tiết máy*”, tập 2. NXB. Giáo dục.

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HÓA THIẾT KẾ KHUNG XƯƠNG PHỤC HỒI CHỨC NĂNG BÀN TAY

A STUDY ON THE OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF A HAND REHABILITATION EXOSKELETON

Trần Văn Thực¹, Phạm Hoàng Vương^{2,*}

¹Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

²Khoa Cơ khí, Trường đại học Giao thông Vận tải

*Email liên hệ: phvuong@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Hiện nay, robot được ứng dụng trong phục hồi chức năng rộng rãi, tuy nhiên, phục hồi chức năng dành cho bàn tay vẫn gặp nhiều thách thức do số lượng bậc tự do lớn và nhiều chuyển động phức tạp. Việc ứng dụng các công nghệ mới giúp tối ưu hóa kích thước của khung xương robot chưa được quan tâm đúng mức. Trong nghiên cứu này, cơ cấu hình bình hành đơn giản được ứng dụng trong thiết kế khung xương phục hồi chức năng cho bàn tay nhưng vẫn đảm bảo hiệu quả truyền động. Hơn nữa, thuật toán tối ưu hóa kết cấu được ứng dụng để giảm thiểu số khâu và khớp của khung xương phục hồi chức năng cho bàn tay. Kết quả cho thấy bằng việc liên kết động các hình bình hành ảo, cố định tâm quay mà cơ cấu có thể tạo chuyển động nắm duỗi mô phỏng lại chuyển động của bàn tay chỉ với 1 động cơ dẫn động duy nhất.

Từ khóa: Phục hồi chức năng cho bàn tay; Khung xương; Tối ưu thiết kế.

ABSTRACT

Robotic systems are increasingly utilized in rehabilitation; however, hand rehabilitation remains particularly challenging due to the hand's high number of degrees of freedom and complex movement patterns. Despite advancements in rehabilitation robotics, optimizing the size and structure of hand exoskeletons has not received sufficient attention. In this study, a simplified parallelogram mechanism is incorporated into the design of a hand rehabilitation exoskeleton to maintain transmission efficiency while reducing structural complexity. Additionally, structural optimization algorithms are employed to minimize the number of components, particularly joints, within the exoskeleton. The results demonstrate that by dynamically linking virtual parallelograms and fixing the center of rotation, the mechanism can replicate natural grasping and extending motions of the hand using only a single drive servo motor.

Keywords: Hand rehabilitation; Exoskeleton; Structural optimization.

1. GIỚI THIỆU

Những bệnh nhân đang trong giai đoạn phục hồi sau đột quỵ hoặc tai biến mạch máu não thường gặp phải suy giảm nghiêm trọng về chức năng vận động, đặc biệt là ở bàn tay [1], [2]. Hai biểu hiện phổ biến của tình trạng suy giảm này là co cứng và yếu cơ [3]. Để phục hồi chức năng vận động hiệu quả, cần thiết kế các thiết bị có tính linh hoạt cao, phù hợp với từng cá nhân nhằm kích thích phản hồi cảm giác từ các tế bào thần kinh [4], [5], qua đó hỗ trợ các quá trình sinh học tái tạo lại các đường dẫn truyền thần kinh [6]. Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra rằng các liệu pháp phục hồi chức năng dựa trên các bài tập lặp đi lặp lại có tác dụng thúc đẩy tính dẻo thần kinh, từ đó giúp cải thiện tình trạng co cứng và phục hồi chức năng vận động của các chi, đặc biệt là chức năng của bàn tay [4]. Tuy nhiên, do tính chất lặp đi lặp lại của các bài tập này, quá trình điều trị thường trở nên đơn điệu, đòi hỏi nhiều công sức và sự kiên nhẫn từ phía người bệnh. Hơn nữa, do nhu cầu phục hồi trong giai đoạn sớm, việc phát triển các thiết bị phục hồi chức năng có thiết kế nhỏ gọn, di động và phù hợp với điều kiện trị liệu tại nhà là hết sức cần thiết.

Trong những năm gần đây, nhiều hệ thống exoskeleton cho bàn tay đã được nghiên cứu và phát triển với đa dạng cơ chế và phương pháp điều khiển. Hệ thống HandMATE, sử dụng cơ cấu liên kết điều khiển bởi một bộ truyền động tuyến tính, cho phép kích hoạt các khớp chính của ngón tay bao gồm khớp bàn ngón tay (MCP), khớp gian đốt gần (PIP) và khớp gian đốt xa (DIP) [7]. Một thiết kế khác, hệ thống X-Glove, là một exoskeleton điều khiển bằng cáp, kết hợp giữa cơ chế liên kết tuyến tính và cảm biến đo lực căng nhằm hỗ trợ chuyển động linh hoạt của các ngón tay [8]. HEXORR (Hand EXOskeleton Rehabilitation

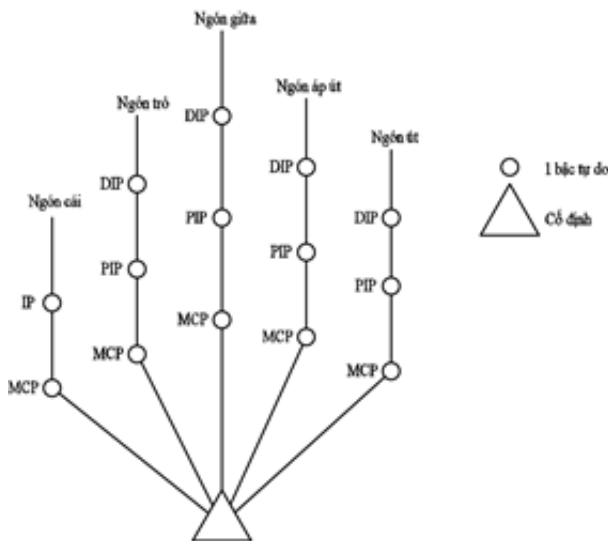
Robot) là một hệ thống exoskeleton sử dụng điều khiển đường biên ngón tay, vận hành bởi động cơ không chổi than kết hợp với cảm biến mô-men xoắn, giúp kiểm soát chính xác và an toàn các vị trí chuyển động của bàn tay [9].

Tuy nhiên, thiết kế một hệ thống exoskeleton hiệu quả cho bàn tay vẫn là một thách thức lớn do phải đối mặt với nhiều yếu tố như số lượng bậc tự do lớn, tính thích ứng cao theo từng bệnh nhân, yêu cầu điều chỉnh linh hoạt và đặc biệt là chuyển động phức tạp của ngón tay cái [10]. Chính vì vậy, việc kiểm soát chính xác các góc chuyển động khớp của từng ngón tay là một bài toán kỹ thuật không hề đơn giản. Trong nghiên cứu của Duy và cộng sự, một cơ cấu khung xương sử dụng cơ cấu hình bình hành đã được đề xuất cho ứng dụng phục hồi chức năng bàn tay, tuy nhiên thiết kế ban đầu vẫn còn nhiều khâu và khớp chưa được tối ưu hóa [12]. Do đó, việc tiếp tục nghiên cứu tối ưu hóa thiết kế nhằm giảm thiểu số lượng khâu và khớp trong cơ cấu là cần thiết, giúp cải thiện tính linh hoạt, dễ sử dụng và hiệu quả trong điều trị cho bệnh nhân. Trong nghiên cứu này, chúng tôi đề xuất một thiết kế khung xương đầy đủ dành cho phục hồi chức năng bàn tay, trong đó ngón cái và các ngón tay còn lại được điều khiển trực tiếp thông qua một động cơ. Thiết kế khung xương được phát triển dựa trên kích thước công thái học của bàn tay người trưởng thành và đã được tối ưu hóa về mặt cấu trúc nhằm giảm thiểu số lượng khâu và khớp, từ đó nâng cao tính hiệu quả và khả năng ứng dụng trong thực tế phục hồi chức năng.

2. PHƯƠNG PHÁP

Trong nghiên cứu này, thiết kế cơ học của hệ thống khung xương được xây dựng dựa trên hình dạng bàn tay của nam công nhân Việt Nam trong độ tuổi từ 20 đến 30 [10]. Mục tiêu

của thiết kế là tạo ra một cấu trúc exoskeleton phù hợp cho thiết bị robot hỗ trợ thực hiện các bài tập trị liệu, từ đó thúc đẩy quá trình phục hồi chức năng ngón tay một cách nhanh chóng và hiệu quả [12]. Trong nghiên cứu này chỉ dừng lại ở việc phục hồi các chuyển động của các ngón tay trên bàn tay người, không bao gồm phục hồi chuyển động của cả bàn tay. Mô hình các khớp ngón tay có thể được thu gọn như Hình 1. Mỗi khớp ngón tay là 1 DOF với sự uốn cong/ mở rộng độc lập của ba đốt ngón tay nên tổng số bậc tự do ở đây là 14 DOF.



Hình 1. Mô hình động học bàn tay thu gọn

Mỗi đốt ngón tay sẽ chuyển động với 1 bậc tự do là khớp bản lề, ta có thể khảo sát động học của một ngón tay bất kỳ bằng một vector có ba tham số:

$$[\theta_{DI} \ \theta_{IP} \ \theta_{MC}]^T$$

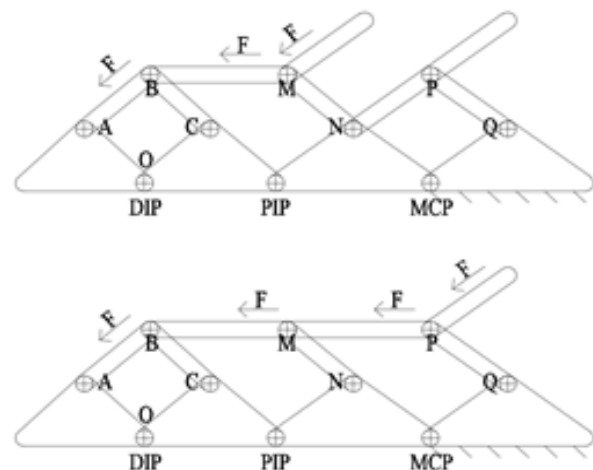
Với, θ_{DI} là góc quay của khớp đỉnh DIP, θ_{IP} là góc quay của khớp giữa PIP và θ_{MC} là góc quay của khớp bàn MCP. Khác với khớp quay của robot công nghiệp có thể có giá trị rất lớn, các góc quay của bàn tay robot bị giới hạn bởi dây chằng. Với một bàn tay người bình thường,

giá trị của các góc quay này được cho trong Bảng 1 [10]:

Bảng 1. Phạm vi chuyển động khớp ngón tay

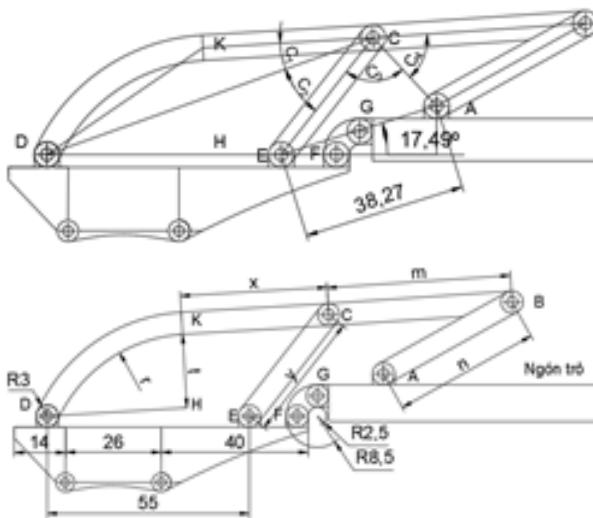
Góc quay max Ngón	θ_{DI}	θ_{IP}	θ_{MC}
Ngón cái	-	$0^\circ \div 50^\circ$	$0^\circ \div 90^\circ$
Ngón trỏ	$0^\circ \div 60^\circ$	$0^\circ \div 100^\circ$	$0^\circ \div 90^\circ$
Ngón giữa	$0^\circ \div 60^\circ$	$0^\circ \div 100^\circ$	$0^\circ \div 90^\circ$
Ngón áp út	$0^\circ \div 60^\circ$	$0^\circ \div 100^\circ$	$0^\circ \div 90^\circ$
Ngón út	$0^\circ \div 60^\circ$	$0^\circ \div 100^\circ$	$0^\circ \div 90^\circ$

Hệ thống khung xương được thiết kế dựa theo nguyên lý hình bình hành, trong đó liên kết truyền động khớp DIP, PIP, MCP. Để mô phỏng chuyển động nắm của ngón tay với các góc quay (thông số góc dựa trên đo đặc thực tế đã làm tròn) như Hình 2, với: góc DIP $\approx 15^\circ$, góc PIP $\approx 35^\circ$, và góc MCP $\approx 45^\circ$. Ta thấy, để 3 khớp đạt được góc độ mong muốn thì thanh BC phải quay 1 góc 15° , thanh MN phải quay 1 góc $\sim 50^\circ$, thanh PQ phải quay 1 góc $\sim 95^\circ$. Với góc quay này thì cơ cấu hiện tại chưa thể đáp ứng và cần phải thay đổi kích thước cũng như vị trí các khớp quay.



Hình 2. Liên kết động khớp DIP, PIP, MCP

Vì khung xương thiết kế nhằm phục vụ để giúp phục hồi bàn tay cho người bệnh, nên góc độ sẽ thay đổi liên tục trong quá trình hoạt động. Và việc cầm nắm vật có đường kính 30mm thì góc độ giữa các đốt ngón tay của mỗi người sẽ khác nhau vì chiều dài đốt tay khác nhau, nhưng nó sẽ nằm trong khoảng sai số 0-2° so với kết quả trên. Kết cấu khung xương cần được đơn giản hóa và tối ưu hóa về kết cấu như Hình 3.



Hình 3. Kết cấu khung xương ngón trỏ đơn giản hóa từ cơ cấu hình bình hành.

Để tối ưu hóa kết cấu của khung xương các kích thước như khoảng t , bán kính r , khoảng x , kích thước y , kích thước m , và kích thước n cần thỏa mãn các hàm tổng góc:

$$\widehat{BKC} = \widehat{C_1} + \widehat{C_2} + \widehat{C_3} + \widehat{C_4} = 180^\circ \quad (1)$$

Trong đó, các góc $\widehat{C_1}$, $\widehat{C_2}$, $\widehat{C_3}$, và $\widehat{C_4}$ được xác định như sau:

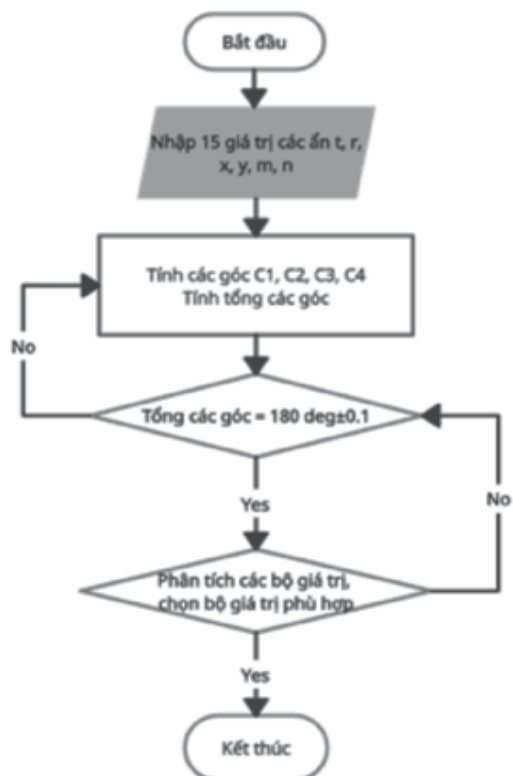
$$\cos \widehat{C_1} = \frac{x^2 + DC^2 - Dk^2}{2.x.DC};$$

$$\cos \widehat{C_2} = \frac{y^2 + DC^2 - 55^2}{2.y.DC};$$

$$\cos \widehat{C_3} = \frac{y^2 + CA^2 - 38,27^2}{2.y.CA};$$

$$\cos \widehat{C_4} = \frac{m^2 + CA^2 - n^2}{2.m.CA}$$

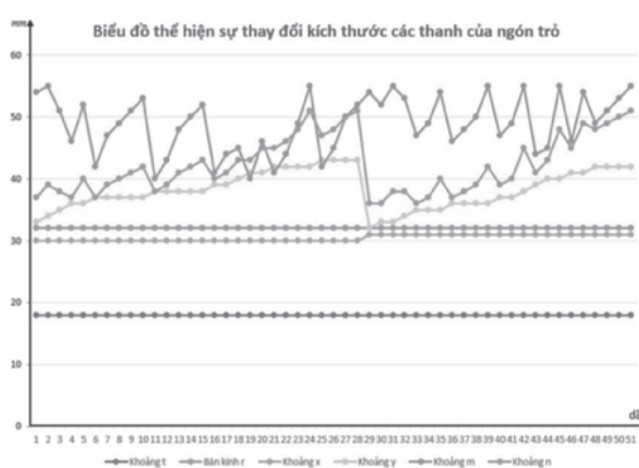
Các khoảng kích thước được tham số biến đổi với khoảng t từ 18,25 đến 22 mm, bán kính r từ 32 đến 47 mm, khoảng x từ 30 tới 45mm, kích thước y từ 28 đến 43 mm, kích thước m từ 40 đến 55 mm, và kích thước n từ 36 đến 51 mm nhập vào thuật toán tối ưu đa mục tiêu (theo sơ đồ trong Hình 4) sao cho các khoảng kích là nhỏ nhất thỏa mãn hàm tổng các góc theo các phương trình 1.



Hình 4. Sơ đồ thuật toán tính toán tối ưu hóa kích thước khung xương.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Trong Hình 5 cho thấy bộ thông số kích thước tính toán theo sơ đồ thuật toán tối ưu.



Hình 5. Biểu đồ thể hiện sự thay đổi kích thước các thanh

Hình 5 cho thấy khi các ẩn t , r , x chưa thay đổi bước tiến, khi mà đại lượng y tăng lên, thì hai đại lượng m và n luôn cùng tăng, hoặc cùng giảm. Với bàn tay thiết kế như trên, nếu đại lượng y và n tăng lên thì bàn tay sẽ trở nên cồng kềnh hơn. Bởi vậy những lý do này đây kích thước đầu tiên cho ngón trở sẽ được chọn với các thông số cho trong Bảng 2.

Bảng 2. Kích thước ngón trở sau tối ưu theo thuật toán.

Khoảng t	Bán kính r	Khoảng x	Kích thước y	Kích thước m	Kích thước n
18 mm	32 mm	30 mm	33 mm	54 mm	37 mm

Dựa trên nguyên lý cơ cấu hình bình hành tâm quay cố định được tối ưu hóa kết cấu khi hệ thống truyền động từ 11 khâu – 13 khớp giảm xuống còn 8 khâu – 9 khớp. Lực truyền động đến toàn bộ ngón tay được tăng lên và thay đổi đều khi có chuyển động cầm nắm, từ đó giúp cơ cấu hoạt động ổn định hơn. Tối ưu hóa kết cấu khâu khớp làm giảm các khâu trung gian giúp lực được truyền đến ngón tay ít khâu hơn, giảm hiện tượng trùng lặp bậc tự do. Hệ thống khung xương ngoài mới tinh gọn hơn

về kết cấu nhưng vẫn đảm bảo biên độ chuyển động của ngón tay theo mục tiêu đề ra (cầm nắm 1 quả cầu 30mm).

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này trình bày một phương pháp thiết kế khung xương phục hồi chức năng cho bàn tay dựa trên thông số nhân trắc học của người Việt Nam. Khung xương được thiết kế dựa trên nguyên lý hình bình hành tâm quay

cổ định. Bằng phương pháp tối ưu hóa kích thước có ràng buộc đã thiết kế cơ cấu khung xương ngoài phục hồi chức năng cho bàn tay với giảm thiểu số khâu khớp và kích thước của các khâu trên mỗi ngón tay. Cơ cấu đảm bảo chuyển động nắm duỗi của cả 5 ngón tay nhưng được điều khiển chỉ với 1 bậc tự do nên có thể phát triển với nhiều phương thức truyền động khác nhau. Bằng việc liên kết động các hình bình hành ảo, cố định tâm quay mà cơ cấu có thể tạo chuyển động nắm duỗi mô phỏng lại chuyển động của bàn tay chỉ với 1 động cơ dẫn động duy nhất. ❖

Ngày nhận bài: **21/3/2025**

Ngày phản biện: **10/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. R. Kabir, M. S. H. Sunny, H. U. Ahmed, and M. H. Rahman, “*Hand Rehabilitation Devices: A Comprehensive Systematic Review*”. *Micromachines*, vol. 13, no. 7, p. 1033, Jun. 2022, doi: 10.3390/mi13071033.
- [2]. R. D. Zorowitz, P. J. Gillard, and M. Brainin, “*Poststroke spasticity*”. *Neurology*, vol. 80, no. 3 Supplement 2, p. S45, Jan. 2013, doi: 10.1212/WNL.0b013e3182764c86.
- [3]. Keci, Andromeda, Klejda Tani, and Joana Xhema, “*Role of rehabilitation in neural plasticity*”. *Open access Macedonian Journal of Medical Sciences* 7.9 (2019): 1540.
- [4]. Kleim, Jeffrey A., “*Neural plasticity and neurorehabilitation: teaching the new brain old tricks*”. *Journal of Communication Disorders* 44.5 (2011): 521-528.
- [5]. Porter, Gillian, and Lara Taggart, “*The Neurological Hand*”. *Fundamentals of Hand Therapy: Clinical Reasoning and Treatment Guidelines for Common Diagnoses of the Upper Extremity*, (2014): 551-566.
- [6]. M. Sandison et al., “*HandMATE: Wearable Robotic Hand Exoskeleton and Integrated Android App for At Home Stroke Rehabilitation*”. 2020 42nd Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine & Biology Society (EMBC), Montreal, QC, Canada, 2020, pp. 4867-4872, doi: 10.1109/EMBC44109.2020.9175332.
- [7]. H. C. Fischer et al., “*Use of a Portable Assistive Glove to Facilitate Rehabilitation in Stroke Survivors With Severe Hand Impairment*”. In *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 24, no. 3, pp. 344-351, March 2016, doi: 10.1109/TNSRE.2015.2513675.
- [8]. Schabowsky, C.N., Godfrey, S.B., Holley, R.J. et al. “*Development and pilot testing of HEXORR: Hand EXOskeleton Rehabilitation Robot*”. *J. of NeuroEngineering and Rehabilitation* 7, 36 (2010). <https://doi.org/10.1186/1743-0003-7-36>.
- [9]. J. Li, R. Zheng, Y. Zhang and J. Yao, “*iHandRehab: An interactive hand exoskeleton for active and passive rehabilitation*”. 2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, Zurich, Switzerland, 2011, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICORR.2011.5975387.
- [10]. <http://vniosh.vn/chitiet> NCKH/id/32663/ Nghiên-cuu-dac-diem-hinh-dang-ban-tay-cua-nam-cong-nhan-xay-dung-tuoi-tu-20-den-30.
- [11]. Ates, S., Haarman, C.J.W. & Stienen, A.H.A., “*SCRIPT passive orthosis: design of interactive hand and wrist exoskeleton for rehabilitation at home after stroke*”. *Auton Robot* 41, 711-723 (2017). <https://doi.org/10.1007/s10514-016-9589-6>.
- [12]. V. -T. TRAN, K. -D. TRAN, N. Manh Toan and T. Vu, “*External-Exoskeleton Design for Hand Rehabilitation Using Parallelogram Actuator*”. 2023 1st International Conference on Health Science and Technology (ICHST), Hanoi, Vietnam, 2023, pp. 1-4, doi: 10.1109/ICHST59286.2023.10565347.

THIẾT KẾ VÀ PHÂN TÍCH KẾT CẤU THÉP BÁNH SAO VÀ LÁ XÍCH TRONG BỘ DI CHUYỂN BÁNH XÍCH CỦA MÁY ĐÀO

DESIGN AND ANALYSIS OF STEEL SPROCKET AND TRACK SHOES IN THE TRACKED UNDERCARRIAGE OF AN EXCAVATOR

TS. Nguyễn Thùy Chi

Trường Đại học Giao thông Vận tải

Email: thuychinguyen_mxd@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt về cấu tạo, nguyên lý làm việc của bánh sao và lá xích trong bộ di chuyển bánh xích của máy đào. Tác giả sử dụng phần mềm Solidworks - Simulation để mô phỏng và phân tích tình hình chịu lực bánh sao và lá xích trong bộ di chuyển bánh xích của máy đào nhằm xác định tình hình chịu lực của chúng.

Từ khóa: Máy đào; Bánh sao; Lá xích; Bộ bánh xích.

ABSTRACT

This article introduces the structure as well as the working principle of the sprocket and track shoes in the tracked undercarriage of an excavator. The author uses Solidworks - Simulation software to simulate and perform the finite element analysis of the sprocket and pin in the tracked undercarriage of an excavator to assess their operational capability.

Keywords: Excavator; Sprocket; Track shoes; Tracked undercarriage.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy đào là một trong những máy chủ đạo trong công tác làm đất nói riêng và trong công tác xây dựng nói chung, đã được sử dụng từ lâu tại các công trường xây dựng. Máy thường làm nhiệm vụ khai thác đất và đổ vào các phương tiện vận chuyển, hoặc tự đào và vận chuyển đất. Ở Việt Nam, máy đào một gầu truyền động thủy lực có số lượng và chủng loại ngày càng đa dạng nhằm đáp ứng nhu cầu xây dựng cơ sở hạ tầng và đô thị. Hàng năm, lượng nhập khẩu các chủng loại máy đào vào Việt Nam trên 10.000 chiếc cả mới và đã qua sử

dụng. Trong số đó, máy đào bánh xích chiếm tới 90%, từ các thương hiệu lớn như: Komatsu, Kobelco, Doosan, Hitachi, Hyundai, Volvo,.... Với quá trình phát triển như hiện nay, việc cho ra đời một loại máy đa năng có thể làm được nhiều công việc, tiết kiệm thời gian, tăng năng suất đem đến hiệu quả lớn là xu hướng của các hãng thiết kế [1-4]. Hiện nay, do việc chế tạo bộ phận di chuyển bánh xích còn nhiều hạn chế, hầu hết đều phải nhập ngoại. Với điều kiện kinh tế của nước ta, đa phần đều sử dụng những chiếc bánh xích cũ, việc sửa chữa và thay thế sẽ diễn ra nhiều, đặc biệt với các bộ phận bị hao mòn lớn trong quá trình làm việc như các chi

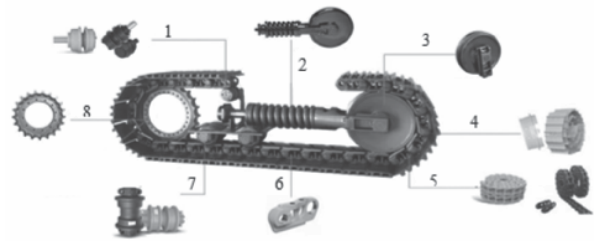
tiết của bộ di chuyển bánh xích. Xuất phát từ nhu cầu thực tế, việc nghiên cứu bộ di chuyển bánh xích làm cơ sở khoa học cho việc chế tạo trong nước thay thế các thiết bị nhập ngoại làm chủ công nghệ, giảm giá thành máy là một nhu cầu cấp thiết. Chính vì vậy, việc nghiên cứu, tính toán và thiết kế kết cấu thép của bộ phận di chuyển bánh xích lắp trên máy đào làm cơ sở khoa học cho công tác chế tạo và sản xuất bộ phận di chuyển bánh xích trong nước, đồng thời cũng làm tài liệu tham khảo cho các công trình nghiên cứu tiếp theo.

2. NỘI DUNG

2.1. Khái niệm bộ di chuyển bánh xích

Cấu tạo bộ di chuyển bánh xích (Hình 1) gồm: bánh sao chủ động, bánh dẫn hướng, các con lăn tỳ, hai hoặc nhiều con lăn đỡ, lá xích và khung đỡ.

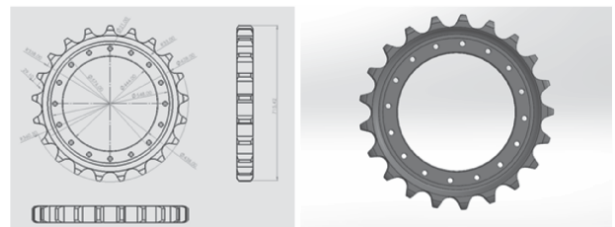
Ưu điểm của hệ thống di chuyển bánh xích là giảm áp lực của máy xuống nền. Thông thường, áp lực của hệ thống di chuyển xích đè xuống nền khoảng từ $(0,4-1 \text{ kG/cm}^2)$, nhỏ hơn nhiều so với áp lực của hệ thống di chuyển lốp, do đó các loại máy di chuyển bằng xích có thể di chuyển trong các địa hình nền đất yếu hoặc rất yếu (bùn đất). Đặc biệt, ngay cả trong một số địa hình nền đặc biệt yếu, chân người còn không đi được vì bị lún thụt nhưng máy vẫn hoạt động được bình thường. Bộ di chuyển bánh xích có khả năng vượt dốc tới 50% (tùy từng loại máy cụ thể), có sức bám vượt trội so với bộ di chuyển bánh lốp, điều này cho phép phát huy tối đa được sức kéo của động cơ.



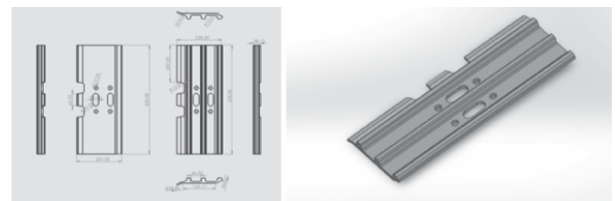
Hình 1. Các bộ phận trên bộ di chuyển bánh xích:
1 - Con lăn đỡ, 2 - Cơ cấu căng xích, 3 - Bánh sao bị động, 4 - Lá xích, 5 - Dài xích, 6 - Mắt xích, 7 - Con lăn tỳ, 8 - Bánh sao chủ động

2.2. Phân tích và lựa chọn kết cấu các chi tiết bộ di chuyển bánh xích

Thông qua các phân tích về tính năng làm việc và tính phù hợp với máy đào bánh xích hiện phổ thông đang được sử dụng (loại máy có tổng trọng lượng khoảng 30 tấn) để tiến hành việc phân tích và mô phỏng, tác giả xây dựng kết cấu và mô hình của bánh sao chủ động và lá xích.



Hình 2. Bánh sao chủ động



Hình 3. Lá xích

2.3. Phân tích phần tử hữu hạn cho bánh sao và lá xích

2.3.1. Đặc điểm vật liệu



Vật liệu mà tác giả chọn cho các phần tử của bánh sao và lá xích đều là thép có các đặc tính như sau: Mô đun đàn hồi: $E = 2,1.10^{11}$ (N/m²), Hệ số Poissons: $\mu = 0,28$, Môđun cắt: $7,9.10^{10}$ (N/m²); Khối lượng riêng: 7850 (kg/m³); Cường độ kéo: 723825600 (N/m²), [5].



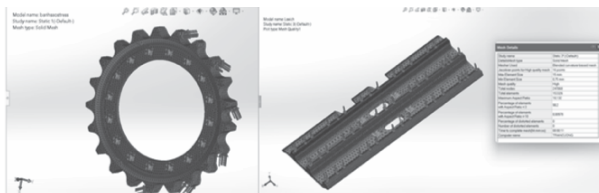
Hình 4. Bảng thông số vật liệu chọn cho bánh sao và lá xích

2.3.2. Xây dựng mô hình tính - mô hình mô phỏng

Để xác định nội lực bên trong bánh sao và lá xích trong các quá trình làm việc, tác giả sử dụng phần mềm Solidworks - Simulation [6] để hỗ trợ. Quá trình phân tích cụ thể như sau:

2.3.2.1. Sự tạo lưới bánh sao và lá xích

- + Tổng số nút: 55781.
- + Tổng số phần tử: 28444.
- + Kích thước phần tử: 40,07 mm.



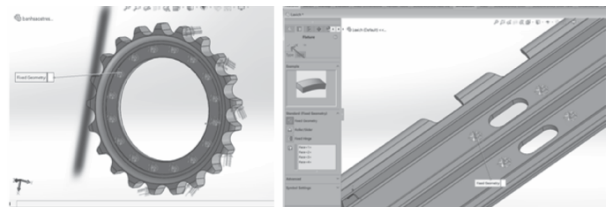
Hình 5. Mô hình bánh sao và lá xích sau khi được tạo lưới

2.3.2.2. Điều kiện biên

Trường hợp làm việc nặng nhọc nhất và thường được chọn là trạng thái làm việc điển hình để tính toán thiết kế. Trong trường hợp này là trường hợp máy di chuyển trên nền dốc. Khi đó, điều kiện biên của chúng được xác định như sau:

+ Đối với lá xích thì điều kiện biên liên kết tại các lỗ bắt bu lông với dải xích.

+ Đối với bánh sao điều kiện biên được định nghĩa tại các lỗ bắt bu lông bánh sao với bộ di chuyển.



Hình 6. Đặt điều kiện biên cho trường hợp làm việc nặng nhọc nhất.

2.3.2.3. Đặt lực cho các chi tiết

*Xác định lực tác dụng vào bộ di chuyển bánh xích trong quá trình làm việc của máy:

- Trở lực cản di chuyển của nền đứng phẳng, W_1 :

$$W_1 = f \times Q = 0,06 \times 30000 = 1800 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

f – Hệ số cản di chuyển của bánh xích.
 Q – Tổng trọng lượng máy.

- Trở lực lên dốc thuần túy với góc dốc α , W_2 :

$$W_2 = Q \times \sin \alpha = 30000 \times \sin(20^\circ) = 10260 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

- Trở lực do quán tính khi khởi động, W_3 :

$$W_3 = \frac{Q \times v}{g \times t_k} = 30000 \times \sin(20^\circ) = 10260 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

v – Tốc độ bình ổn di chuyển khi tốc độ ban đầu bằng không;

t_k – Thời gian khởi động;

g – Gia tốc trọng trường.

Để tính lực hãm cần thiết có thể dùng công thức W_3 cho quá trình hãm với thời gian hãm t_1 , có xét đến ảnh hưởng của hiệu suất truyền động (từ bánh xích đến ly hợp di chuyển) và ảnh hưởng của W_1 .

Trong thực tế tính toán, W_3 rất khó xác định chính xác ở chỗ thời gian khởi động (hãm) không cố định, phụ thuộc vào người điều khiển và kiểu cấu tạo truyền động. Theo kinh nghiệm:

$$W_3 = (1\% - 2\%) \times Q \Rightarrow W_3 = 2\% \times 30000 = 600 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

- Trở lực ma sát trong cơ cấu di chuyển xích W_4 : Để tính trở lực này cần có những số liệu thực tế về cấu tạo, mà trong các bài toán thực tiễn về thiết kế máy, những số liệu này của các chi tiết di chuyển rất khó xác định. Tuy nhiên, bỏ qua nó là không thể được vì trị số của nó khá lớn, nên có theo tính toán theo kinh nghiệm phụ thuộc vào trọng lượng máy.

+ Với bánh xích ít con lăn: $W_4 = (4,8\% - 9,1\%) \times Q$

+ Với bánh xích nhiều con lăn: $W_4 = (5,2\% - 9,5\%) \times Q$

$$W_4 = 7\% \times 30000 = 2100 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Trong quá trình làm việc thì trường hợp bộ di chuyển chịu tác động tải trọng lớn nhất là khi di chuyển trên dốc, khi đó tổng trở lực cản tác dụng là:

$$\Sigma W = (W_1 + W_2) + W_3 + W_5 = 14652 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Quá trình đặt lực vào mô hình 3D bánh sao và lá xích được thể hiện ở hình dưới đây:



Hình 7. Quá trình đặt lực tác dụng vào bánh sao và lá xích

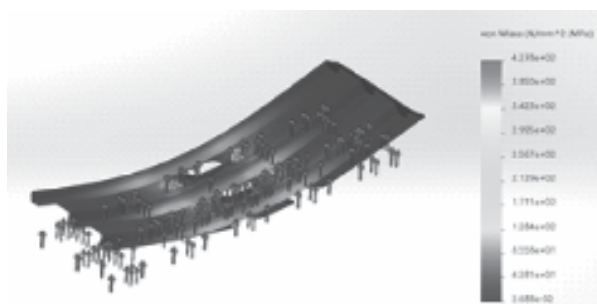
2.3.3. Các kết quả thu được sau khi phân tích bằng Solidworks



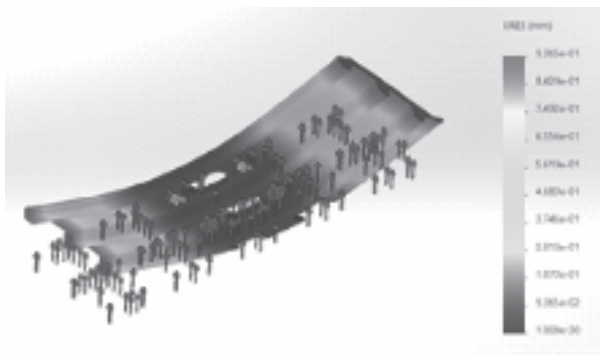
Hình 8. Kết quả ứng suất trong bánh sao



Hình 9. Kết quả chuyển vị của bánh sao



Hình 10. Kết quả ứng suất trong lá xích



Hình 11. Kết quả chuyển vị của lá xích

*Nhận xét:

Trong trường hợp làm việc bất lợi nhất của bánh sao và lá xích lắp trên máy đào một gầu truyền động thủy lực, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất phát sinh trên bánh sao có giá trị $\sigma_{\max} = 74,6 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí chân răng bánh sao, còn ứng suất lớn nhất phát sinh trên lá xích có giá trị $\sigma_{\max} = 427,8 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí bắt lá xích với dải xích. So sánh với giá trị ứng suất cho phép của vật liệu lựa chọn có độ cứng 494HB tương ứng $[\sigma] = 1700 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, do đó kết cấu bánh sao và lá xích với vật liệu mà tác giả đã lựa chọn thỏa mãn điều kiện làm việc. Chuyển vị lớn nhất của bánh sao và lá xích lần lượt là 0,026 mm và 0,94 mm. Vậy bánh sao và lá xích với kết cấu trên hoàn toàn đảm bảo điều kiện làm việc.

3. KẾT LUẬN

Phần tính toán, thiết kế bánh sao và lá xích của máy đào mà tác giả đã tiến hành đạt được một số kết quả sau đây:

1) Đã phân tích được dạng kết cấu bánh sao và lá xích từ đó tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng 3D kết cấu bằng phần mềm Solidworks.

2) Đã tiến hành xác định các trường hợp

làm việc của máy nhằm xác định các điều kiện cho việc phân tích phần tử hữu hạn bánh sao và lá xích. Sau đó, sử dụng phần mềm Solidworks để phân tích kết cấu và đã nhận được các kết quả thể hiện các điểm làm việc bất lợi của bánh sao và lá xích, cũng như thấy được kết cấu mô hình đưa ra đảm bảo được khả năng chịu lực và đáp ứng được nhu cầu công việc của máy. Các kết quả nghiên cứu ở trên có thể sử dụng làm tài liệu có ích cho việc chế tạo bánh sao và lá xích tại Việt Nam, đồng thời có thể tiếp tục nghiên cứu để tối ưu hơn kết cấu bánh sao và lá xích. ❖

Ngày nhận bài: 18/3/2025

Ngày phản biện: 08/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bhaveshkumar P. Patel, Jagdish M. Prajapati (2013), "Structure optimization of hydraulic backhoe excavator attachment using FEA approach". Machine Design, Vol. 5, No. 1, ISSN 1821-1259; pp. 43-56.
- [2]. Sumar Hadi Suryo, Athanasius Priharyoto Bayuseno, Jamari, Gilang Ramadhan (2018), "Simulation of Excavator Bucket Pressuring Through Finite Element Method". Civil Engineering Journal, Vol. 4, No. 3, pp. 478-487.
- [3]. S. Hadi Suryo, A. P. Bayuseno, J. Jamari, A. Imam Wahyudi (2017), "Analysis of Rake Angle Effect to Stress Distribution on Excavator Bucket Teeth Using Finite Element Method". Civil Engineering Journal, Vol. 3, No. 12, pp. 1222-1234.
- [4]. P. Mahesh Babu1, K. Sreenivas (2014), "Fatigue analysis and design optimization of a digger arm". International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol.3, No. 4, pp. 527-532.
- [5]. Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa, "Kết cấu thép Máy xây dựng - xếp dỡ". NXB. Giao thông Vận tải, năm 1999.
- [6]. PSG, TS. Nguyễn Việt Hùng, TS. Đào Hồng Bách, "Hướng dẫn sử dụng Solidworks trong thiết kế 3 chiều". NXB. Xây dựng, năm 2003.

KHÍ HÓA SINH KHỐI: TỔNG QUAN NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CHẤT XÚC TÁC ĐẾN QUÁ TRÌNH CHUYỂN HÓA HẮC IN

BIOMASS GASIFICATION: OVERVIEW OF STUDIES ON THE EFFECT OF CATALYST ON THE TAR CONVERSION PROCESS

Trần Văn Bấy, Trương Minh Thắng*

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: tmthang_ktn@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Sinh khối trước đây có thể coi là chất thải trong quá trình chế biến các sản phẩm công nghiệp và nông nghiệp. Chất thải này chủ yếu thải ra môi trường hoặc được sử dụng cho một số mục đích đơn giản. Nhưng hiện nay, chất thải này có thể coi là sản phẩm phụ trong quá trình chế biến bởi nó được sử dụng vào nhiều mục đích khác nhau. Cụ thể, trong lĩnh vực sản xuất năng lượng, các phụ phẩm này được dùng làm nhiên liệu cho quá trình nhiệt phân, khí hóa hoặc đốt trực tiếp để sản xuất năng lượng ở quy mô vừa và nhỏ. Khí hóa là công nghệ tiên tiến để sản xuất ra khí nhân tạo có các đặc tính đạt yêu cầu nhiệt trị, độ sạch nhất định để ứng dụng cho các chu trình tuabin khí, thay thế khí hóa lỏng cho các lò nung gốm sứ. Tuy nhiên trong quá trình chất lượng cao hiện nay còn là dấu hỏi. Tuy nhiên, trong quá trình khí hóa luôn tạo ra hắc ín (tar). Đó là một chất lỏng dính, nhớt nháp, chúng luôn bám vào các thiết bị trao đổi nhiệt gây tắc nghẽn đường ống và làm giảm hiệu quả trao đổi. Vì vậy, việc loại bỏ tar ra khỏi thành phần sản phẩm khí là hết sức cần thiết. Có rất nhiều phương pháp loại bỏ tar, trong đó phương pháp sử dụng chất xúc tác là được nhiều nhà nghiên cứu quan tâm và nghiên cứu. Bài báo này tổng hợp một số nghiên cứu về hiệu quả chất xúc tác để chuyển hóa tar trong khí hóa sinh khối và các kết quả cụ thể.

Từ khóa: Khí hóa; Chất xúc tác; Sinh khối; Hắc ín.

ABSTRACT

Biomass can be considered as waste in the process of processing industrial and agricultural products. This waste is mainly discharged into the environment or used for some simple purposes. But now, this waste can be considered as a by-product in the processing process because it is used for many different purposes. Specifically, in the field of energy production, these by-products are used as fuel for pyrolysis, gasification or direct combustion to produce energy on a small and medium scale. Gasification is an advanced technology to produce artificial gas with properties that meet the requirements of calorific value and certain cleanliness for application in gas turbine cycles, replacing liquefied gas for ceramic kilns. However, the current high quality is still a question mark. However, in the gasification process, tar is always created. It is a sticky, viscous liquid that always sticks to heat exchange equipment, causing blockage of pipes and reducing exchange efficiency. Therefore, removing tar from the gas product is extremely necessary. There are many methods to remove tar, in which the method of using catalysts is of interest and research to many researchers. This paper summarizes some studies on the efficiency of catalysts for tar conversion in biomass gasification and the specific results.

Keywords: Gasification; Catalyst; Biomass; Tar.



1. GIỚI THIỆU

Sinh khối là một thuật ngữ dùng để mô tả tất cả các vật chất có nguồn gốc từ sinh học mà có thể được sử dụng như một nguồn năng lượng hoặc do các thành phần hóa học của nó cho sử dụng làm nhiên liệu hay cho quá trình sản xuất công nghiệp [1]. Sinh khối bao gồm tất cả các phụ phẩm nông lâm nghiệp như cây cối, gỗ, rơm rạ, cỏ rác hay sản phẩm phụ từ các ngành công nghiệp khác như chế biến lương thực, thực phẩm, sản xuất gỗ, giấy hoặc các chất thải rắn trong xử lý môi trường. Bên cạnh một lượng nhỏ pectin, protein alkaloid, v.v., sinh khối chủ yếu bao gồm hemicellulose, cellulose và lignin [2]. Hàm lượng hemicellulose, cellulose và lignin phụ thuộc vào loại sinh khối, độ tuổi, vùng miền... Cụ thể như sau: cellulose (40-50%), hemicellulose (20-40%) và lignin (20-30%) [3].

Thành phần nguyên tố chủ yếu trong sinh khối gồm có carbon (C), hydrogen (H), nitrogen (H) và oxygen (O). Ngoài các thành phần trên, trong sinh khối còn tìm thấy vài nguyên tố khác như lưu huỳnh (S), một số kim loại kiềm, kiềm thổ...

Khí hóa sinh khối là một công nghệ để sản xuất năng lượng tái tạo nhờ tận dụng được nguồn nguyên liệu sinh khối sẵn có tại nhiều quốc gia, trong đó có Việt Nam. Khí hóa sinh khối là một quá trình chuyển đổi nhiệt hóa học, biến sinh khối thành một loại khí giàu CO và H₂ được gọi là khí tổng hợp (syngas). Syngas cung cấp nhiều ứng dụng khác nhau như sản xuất nhiệt, điện hoặc nhiên liệu sinh học [4]. Quá trình khí hóa gồm có các giai đoạn: sấy khô, nhiệt phân, oxy hóa/cracking các chất bay hơi và khí hóa than. Sinh khối được gia nhiệt trước, sau đó chịu sự phân rã do nhiệt phân. Sản phẩm thu được (như khí, chất rắn và chất

lỏng) phản ứng với nhau và với cả chất khí hóa để hình thành sản phẩm cuối cùng của quá trình khí hóa [5]. Vấn đề đặt ra khi khí hóa là chất lượng, sản lượng của khí thu được.

Các đặc tính của sinh khối được hình thành từ đặc điểm nội tại của sinh khối, điều kiện thời tiết và đặc biệt là vị trí địa lý, giống cây trồng. Tuy nhiên, trong quá trình khí hóa luôn tạo ra hắc ín (tar). Tar là hỗn hợp phức tạp của các hydrocarbon. Đó là một chất lỏng dính, nhớt nháp, chúng luôn bám vào các thiết bị trao đổi nhiệt gây tắc nghẽn đường ống và làm giảm hiệu quả trao đổi nhiệt. Việc loại bỏ tar ra khỏi syngas là hết sức cần thiết. Có nhiều phương pháp loại bỏ tar như sử dụng hệ thống bám lớp cố định, hay dùng chất xúc tác. Quá trình xúc tác là quá trình làm thay đổi tốc độ của một phản ứng hóa học của một hay nhiều chất phản ứng, nhờ vào sự tham gia của một chất thêm vào gọi là chất xúc tác. Không giống các chất phản ứng khác trong phản ứng hóa học, một chất xúc tác không bị mất đi trong quá trình phản ứng. Với một chất xúc tác, cần ít năng lượng giải phóng hơn để đạt được trạng thái trung gian, nhưng tổng năng lượng giải phóng từ chất phản ứng sang chất tạo thành không đổi. Nó giúp tăng tốc độ phản ứng hóa học lên nhiều lần, từ hàng chục lần hay hàng trăm lần, nên rút ngắn được thời gian, tăng cao hiệu suất sản xuất.

2. SINH KHỐI VÀ CƠ SỞ NGHIÊN CỨU

2.1. Tiềm năng sinh khối ở Việt Nam

Việt Nam là nước nông, lâm nghiệp, diện tích trồng rừng, các cây nông nghiệp và công nghiệp rất lớn và đa dạng: lúa ngô khoai sắn, gỗ, cà phê, điều, mía... Vì vậy, hàng năm lượng sinh khối từ các loại cây trên là rất lớn như rơm, trấu, bã mía, vỏ cà phê, vỏ hạt điều,

mùn cưa, cành cây, thân cây ngô... Sinh khối ở Việt Nam trải rộng trên mọi miền đất nước, từ miền núi phía Bắc đến tận đồng bằng sông Cửu Long. Điều này hết sức thuận lợi cho việc khai

thác và sử dụng năng lượng sinh khối. Theo Tổng cục Thống kê [6], sản lượng các loại sinh khối ở Việt Nam năm 2019 được cho trong bảng 1.

Bảng 1. Sản lượng sinh khối ở Việt Nam

STT	Sản phẩm	Sản lượng (ngàn tấn)	Tỷ lệ phụ phẩm	Phụ phẩm (ngàn tấn)
1	Mía/Bã mía	15269	0.25 - 0.3	4198.5 ± 381.7
2	Điều/Vỏ điều	284	0.66 - 0.68	190 ± 3
3	Cà phê/Vỏ cà phê	1679	0.12 - 0.15	226.5 ± 25.5
4	Lạc/Vỏ lạc	439	0.25 - 0.3	121 ± 11
6	Lúa/Vỏ trấu	43442	0.22 - 0.3	11294.5 ± 1737.5
7	Lúa/Rom		0.7 - 1.4	45614 ± 15205
8	Ngô/Phụ phẩm ngô	4757	0.8 - 0.82	3853.5 ± 47.5
9	Mắc ca/Vỏ mắc ca	6.57	0.6 - 0.75	4.5 ± 0.6
10	Sắn/Thân sắn	10105	0.5	5052
11	Sắn/Bã sắn		0.1 - 0.15	1263.5 ± 252.5

Từ bảng 1 có thể thấy sự dồi dào và đa dạng về các loại phụ phẩm nông nghiệp ở Việt Nam. Trong đó, chiếm tỷ lệ lớn nhất là các sản phẩm từ ngô/phụ phẩm ngô và lúa/vỏ trấu/rom... Đây cũng là các sản phẩm chủ lực và là thế mạnh trong nhiều năm của nước ta.

2.2. Tiềm năng năng lượng sinh khối trên thế giới

Theo tổng hợp của Báo Năng lượng Việt Nam, nguồn tài nguyên sinh khối trên thế giới là rất lớn [7]. Cụ thể, tổng khối lượng vật chất sống (bao gồm cả độ ẩm) là 2.000 tỷ tấn; tổng khối lượng thực vật trên đất liền: 1.800 tỷ tấn; tổng khối lượng rừng: 1.600 tỷ tấn; tăng trưởng sinh khối hàng năm: 400 tỷ tấn/năm; lưu trữ năng lượng của sinh khối trên mặt đất: 3000 EJ/năm (tương đương với 95 TW).

Như vậy, lượng sinh khối được tái tạo hàng năm đã gấp hàng chục lần tổng sản lượng

khai thác của nhiên liệu hóa thạch (không tái tạo). Còn về mức độ sử dụng sinh khối: Công nghệ hiện tại mới chỉ cho phép sử dụng hơn 1,8% sinh khối được tái tạo.

2.3. Tar và sự hình thành tar

Quá trình khí hóa không chỉ sinh ra các thành phần khí có ích mà còn sinh ra một số chất không mong muốn. Khí thành phẩm từ quá trình khí hóa bao gồm các khí có thể cháy được như CO , H_2 , CH_4 , C_2H_x , C_3H_x và các chất không mong muốn gây ô nhiễm môi trường, chúng là những chất không cháy được như tar, chất tro như CO_2 , H_2O , tro, bụi, kim loại... Các chất này cần được hạn chế tối thiểu hoặc loại bỏ. Mục tiêu của quá trình khí hóa là tạo ra hỗn hợp khí sạch, có nhiệt trị cao để sử dụng cho các ứng dụng khác nhau như phát điện, dầu, xăng sinh học, tổng hợp hóa chất... [1]. Một trong những chất cần loại bỏ nhất của sản phẩm khí là tar. Tar là hỗn hợp phức tạp của các hydrocarbon

có thể ngưng tụ được. Chúng bao gồm các hợp chất hydrocarbon thơm 1 đến 5 vòng với các hydrocarbon chứa oxy và hỗn hợp của các poly hydrocarbon thơm có phân tử lượng lớn [8]. Tar được hình thành trong vùng nhiệt phân. Trong quá trình khí hóa, hàm lượng tar có thể đạt 7-8 % sản phẩm khí và tùy từng loại sinh khối và điều kiện khí hóa. Tar chứa lượng chủ yếu poly aromatic hydrocarbons (PAH) 25%, Naphthalenes 40%, Aromatic compounds 28% [9]. Thành phần này cũng phụ thuộc vào từng loại sinh khối, điều kiện khi hóa như nhiệt độ, chất xúc tác cho khí hóa (CO_2 , H_2O ...). Tar trong hệ thống khí hóa gây tắc đường ống, có thể hình thành cốc... Vì tar là các hydrocarbon nên thành phần của chúng chủ yếu là carbon và hydro. Vì vậy, hoàn toàn có thể chuyển hóa tar thành các khí thành phần như H_2 , CH_4 , CO . Chính vì vậy, việc nghiên cứu làm giảm hàm lượng tar có trong thành phần khí là vô cùng cần thiết. Dưới đây là một số phương pháp được sử dụng để loại bỏ hoặc làm giảm hàm lượng tar trong sản phẩm sau khí hóa.

2.4. Phương pháp xử lý tar

2.4.1. Sử dụng hệ thống bám lớp cố định

Cho hỗn hợp khí có chứa tar đi qua hệ thống hút bám dính lớp cố định được giữ lại bằng sự hấp thụ các thành phần tar có điểm sôi cao bởi chất hấp thụ như cacbon hoạt tính.

2.4.2. Công nghệ xử lý nhiệt

Phương pháp này dựa trên quá trình oxy hóa một phần sản phẩm khí chứa tar được đặt sau lò khí hóa. Như vậy, quá trình này làm giảm nhiệt lượng của hỗn hợp khí trong quá trình chuyển đổi tar.

2.4.3. Chất xúc tác

Quá trình xúc tác là quá trình làm thay đổi tốc độ của một phản ứng hóa học của một hay nhiều chất phản ứng, nhờ vào sự tham gia của một chất thêm vào gọi là chất xúc tác. Không giống các chất phản ứng khác trong phản ứng hóa học, một chất xúc tác không bị mất đi trong quá trình phản ứng. Hai tác dụng của chất xúc tác đó là:

- Loại bỏ tar khỏi sản phẩm khí.

- Giảm hàm lượng metan trong sản phẩm, nhất là khi nó được sử dụng như khí tổng hợp (hỗn hợp CO , H_2).

Các chất xúc tác trong khí hóa sinh khối được chia làm ba nhóm: Kim loại kiềm thổ, kim loại kiềm và hợp chất từ niken.

- Chất xúc tác kim loại kiềm thổ:

Dolomit (CaCO_3 , MgCO_3) rất hiệu quả để loại bỏ tar, giá thành rẻ và sẵn có ở nhiều nơi, không cần thiết phải tái tạo. Nó có thể được dùng như chất xúc tác chính bằng trộn với sinh khối hoặc như chất xúc tác phụ trong bộ phận tinh chỉnh khí ra, được gọi là bộ chắn (guard bed). Dolomit đã nung có tác dụng nhiều hơn là chưa nung. Tuy nhiên, cả hai đều không hữu dụng khi chuyển đổi methan. Tỷ lệ của phản ứng tinh chỉnh bằng CO_2 cao hơn là bằng hơi nước.

- Chất xúc tác kim loại kiềm:

Kali cacbonat và natri cacbonat là các hóa chất xúc tác quan trọng chính trong khí hóa sinh khối. K_2CO_3 hiệu quả hơn Na_2CO_3 . Không như dolomite, chúng có thể giảm methan trong sản phẩm bằng phản ứng tinh chỉnh. Nhiều loại sinh khối có sẵn kali trong tro của nó nên có lợi cho việc xúc tác của kali làm giảm tar. Tuy

nhien, kali kết tủa trong lò tầng sôi, bù lại cho lợi ích xúc tác của nó.

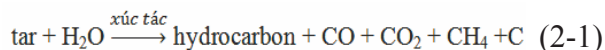
- Hợp chất từ niken:

Niken có hiệu quả cao trong cả việc làm chất xúc tác giảm tar cũng như điều chỉnh tỉ lệ CO/H₂ bằng chuyển đổi methan, được sử dụng tốt nhất khi có tầng phụ, điển hình ở 780°C. Sự mất tác dụng của chất xúc tác trong cacbon lắng đọng là một vấn đề. Niken tương đối rẻ và có tính thương mại mặc dù không rẻ bằng dolomit. Dùng chất xúc tác thích hợp là quan trọng để có hiệu quả tối ưu.

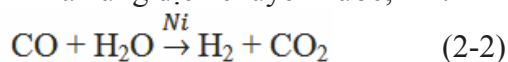
2.5. Các phản ứng trong quá trình khí hóa khi có chất xúc tác

Dựa trên cơ chế cracking nhiệt tar và cơ chế cracking xúc tác, các phương trình phản ứng sau xuất hiện với sự có mặt của xúc tác:

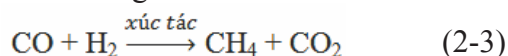
+ Phản ứng khí hóa tar:



+ Phản ứng dịch chuyển nước, khí:

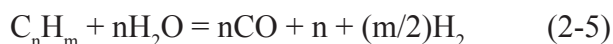
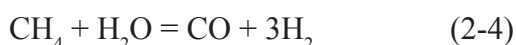


+ Phản ứng metan hóa:



Đồng thời khi tác nhân khí hóa là nước thì còn có các phản ứng reforming hơi nước

+ Phản ứng reforming hơi nước:



Có thể thấy việc sử dụng chất xúc tác trong quá trình khí hóa sinh khối có thể mang lại kết quả khả quan. Dựa trên những phân tích và nhận định trên, dưới đây chúng tôi giới thiệu một số kết quả nghiên cứu khí hóa sinh khối có sử dụng chất xúc tác trong thời gian vừa qua trên thế giới.

3. CÁC NGHIÊN CỨU KHÍ HÓA SINH KHỐI CÓ SỬ DỤNG CHẤT XÚC TÁC

Như đã nói ở trên, việc xử lý tar trong quá trình khí hóa có nhiều phương pháp như phương pháp sử dụng hệ thống bám lớp cố định, dùng công nghệ xử lý nhiệt, sử dụng các bộ lọc kiểu ướt, bộ lọc bụi tĩnh điện kiểu ướt và phương pháp dùng chất xúc tác. So với các phương pháp liệt kê phía trên, phương pháp dùng chất xúc tác ngoài việc loại bỏ tar trong sản phẩm khí, chất xúc tác còn bề gãy các mối liên kết của tar để chuyển hóa tar thành các khí như CO, H₂, giảm hàm lượng metan trong sản phẩm khí và làm giảm ô nhiễm môi trường.

Chất xúc tác trong quá trình khí hóa hiện nay được nhiều nhà nghiên cứu sử dụng đó là các chất xúc tác có nguồn gốc từ các kim loại kiềm, kim loại kiềm thổ và niken. Mỗi loại chất xúc tác đều có những tính chất, đặc điểm và hiệu quả khác nhau tùy từng mục đích yêu cầu của sản phẩm khí và các điều kiện thí nghiệm như nhiệt độ, tác nhân khí hóa, loại sinh khối...

Trong quá trình khí hóa sinh khối, chất xúc tác hiện nay đã được các nhà nghiên cứu sử dụng để làm tăng sản lượng sản phẩm khí, tăng lượng H₂, tăng quá trình chuyển đổi carbon trong sinh khối, bề gãy các mối liên kết tar... đó là các chất xúc tác Ni-WO₃/MgO-CaO [10], Ni/Dolomite, Ni/Al₂O₃, Ni/SiO₂ [11], Ni/Al₂O₃, Ni/ZrO₂, Ni/TiO₂, Ni/CeO₂ and Ni/MgO [12], Al₂O₃ [13], Rh/CeO₂ [14], La_{1-x}Ce_xFe₂O₃/

dolomite [15], $\text{Fe}_{2-x}\text{Ni}_x\text{TiO}_5$ [16]...

Reforming hơi nước có xúc tác niken là cách tốt nhất để phân hủy các thành phần tar và làm tăng sản lượng khí sản phẩm. Hiệu quả tổng thể về năng lượng đã được nhiều nhà nghiên cứu báo cáo, niken có hoạt tính cao và tương đối rẻ so với các loại khác. Do vậy, nhiều nhà nghiên cứu đã sử dụng loại chất xúc tác này [17], [18], [19], [20], [21], [22].

Các chất xúc tác dựa trên niken hiện nay được sử dụng rộng rãi để chuyển đổi tar sinh khối thành các khí vì chúng hoạt động phá hủy hắc ín cao, đồng thời có hoạt tính cho quá trình cải tạo khí mê-tan và sự chuyển dịch nước-khí [23], [24], [11]. Có nghiên cứu cho rằng, chất xúc tác Ni có thể giảm NO_x phát thải trong quá trình khí hóa sinh khối và reforming tar [25].

Xúc tác Ni thường được kết hợp với các chất mang là các vật liệu khác nhau như Ni- $\text{WO}_3/\text{MgO}-\text{CaO}$ [10], Ni/Dolomite, Ni/ Al_2O_3 , Ni/ SiO_2 [11], Ni/ Al_2O_3 , Ni/ ZrO_2 , Ni/ TiO_2 , Ni/ CeO_2 and Ni/ MgO [12], Al_2O_3 [13], Rh/ CeO_2 [14], $\text{La}_{1-x}\text{Ce}_x\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{dolomite}$ [15], $\text{Fe}_{2-x}\text{Ni}_x\text{TiO}_5$ [16], tuy vậy hạn chế của xúc tác niken là có thể hình thành coke trên bề mặt làm hạn chế hoạt tính xúc tác.

Một số nhà nghiên cứu đã nghiên cứu xúc tác Ni/olivine [26], Ni/olivine pha với CeO_2 [27] và thấy rằng chất xúc tác Ni/olivine thể hiện hoạt tính cao hơn, tạo thành H_2 và CO nhiều hơn, đồng thời lắng đọng carbon thấp hơn khi so sánh với olivine đơn thuần.

Carbon hoạt tính và char có nguồn gốc sinh khối đã được nhiều nhà nghiên cứu sử dụng làm chất xúc tác để hỗ trợ cho quá trình chuyển hóa C và tar do chúng có cấu trúc xốp [28]. Bhandari và cộng sự đã nghiên cứu hiệu

suất xúc tác của ba chất xúc tác tổng hợp bao gồm than sinh học, than hoạt tính và bề mặt axit than hoạt tính và nhận thấy rằng cả ba chất xúc tác đều có hiệu quả trong việc loại bỏ hắc ín với hiệu quả loại bỏ 69-92%. Đặc biệt, xúc tác than hoạt tính có hàm lượng hiệu quả loại bỏ toluene vì diện tích bề mặt cao hơn, đường kính lỗ rỗng lớn hơn và thể tích lỗ xốp lớn hơn so với xúc tác than sinh học [29].

Tác giả Xiao và cộng sự đã nghiên cứu quá trình khí chất thải động vật dưới trong một lò khí hóa tầng sôi ở nhiệt độ thấp (khoảng 600°C). Chất xúc tác Ni/ Al_2O_3 thúc đẩy quá trình cracking hắc ín và quá trình reforming hơi nước. Nhiệt độ cao hơn góp phần tạo ra năng suất khí và chuyển đổi carbon cao hơn. Việc đưa vào hơi nước làm tăng sản lượng hydro, tăng phản ứng dịch chuyển nước khí [13].

Nghiên cứu của nhóm tác giả Cheewasu Phuhiran, Takayuki Takarada, Suparin Chaiklangmuang [21] về sản xuất khí giàu H_2 khi khí hóa gỗ bạch đàn với tác nhân là hơi nước sử dụng chất xúc tác từ niken được tổng hợp từ phương pháp trao đổi ion với than nâu Thái Lan cho kết quả cụ thể sau:

- Tổng lượng khí sản phẩm tăng từ 29,57 mmol/g mẫu khi không có xúc tác đến 70,80 mmol/g khi có xúc tác là Ni và tác nhân khí hóa là hơi nước ở nhiệt độ xúc tác 650°C .

- Lượng khí hydro sinh ra gấp 15,3 lần lượng khí hydro sinh ra khi không có xúc tác. Sự hình thành H_2 là do các phản ứng reforming hơi nước và phản ứng phản ứng dịch chuyển nước-khí được tăng cường.

- L. Li và cộng sự [22] tổng hợp chất xúc tác từ Ni trên chất mang là than nâu Loy Yang dựa vào phương pháp trao đổi ion để phân

hủy các thành phần của tar, làm tăng sản lượng khí sản phẩm khí khí gỗ. Kết quả nghiên cứu cho thấy khí H_2 , CO , CO_2 và CH_4 chủ yếu thu được từ phản ứng cracking tar. Không có chất xúc tác niken, sản lượng khí cho thấy tương đối thấp, và tạo ra rất nhiều tar. Với xúc tác niken, khí H_2 , CO , CO_2 và CH_4 tăng mạnh. Tổng sản lượng khí tăng 2,5 lần với chất xúc tác là Ni/Al_2O_3 và tăng 3,3 lần với chất xúc tác là LY-Ni char so với không xúc tác.

Có thể thấy rằng, xúc tác niken với chất mang là than hoặc char là khá hiệu quả cho việc chuyển hóa tar sang khí, đồng thời với sự có mặt của hơi nước làm tác nhân xúc tác hoàn toàn vừa có thể chuyển hóa tar đạt hiệu quả cao, vừa có thể tăng sản lượng H_2 trong thành phần sản phẩm khí.

Trong một nghiên cứu của mình, nhóm tác giả Xinyue Ma, Xue Zhao, Jiyou Gu và Junyou Shi đã nghiên cứu quá trình khí hóa hỗn hợp than và sinh khối với sự có mặt của chất xúc tác là dolomite và olivine trong một lò khí hóa liên tục [30]. Sinh khối được tác giả dùng trong nghiên cứu này là mùn cưa gỗ thông, than là than nâu. Nhiệt độ khí hóa từ 700 đến 900°C. Nghiên cứu này nhằm mục đích đánh giá khả năng của xúc tác dolomite và olivine để loại bỏ tar và sản xuất hydro trong quá trình khí hóa tầng sôi của than và sinh khối. Các thông số vận hành cụ thể là nhiệt độ khí hóa, kích thước hạt nhiên liệu, tỷ lệ trộn than với sinh khối, tỷ lệ hơi nước cấp vào và nhiên liệu, lượng chất xúc tác đã được thực hiện để nghiên cứu ảnh hưởng của chúng đối với sản lượng hydro và tar.

Cụ thể như sau:

Với sự tăng khối lượng chất xúc tác từ 3% lên 12%, năng suất hydro đã tăng từ 52,9 lên 55,5 (g/kg-nhiên liệu) đối với dolomite,

và từ 47,5 đến 52,1 (g/kg-nhiên liệu) đối với olivine, trong khi tar năng suất giảm mạnh từ 5,4 xuống 0,4 (g/Nm³) và từ 7,0 đến 0,8 (g/Nm³), tương ứng. Kích thước hạt nhiên liệu cho thấy ảnh hưởng không đáng kể đến việc nâng cấp sản xuất hydro và năng suất tar.

Kết quả nghiên cứu của nhóm nghiên cứu Xianbin Xiao [31] về sản xuất khí tổng hợp từ khí hóa sinh khối chất thải sử dụng than nâu chứa niken làm chất xúc tác đã chỉ ra rằng: Các hạt niken phân tán tốt và lượng tải đạt yêu cầu đạt được trong Ni/BCC (Ni-loaded brown coal char) bằng phương pháp trao đổi ion. Nó có đặc điểm cấu trúc tốt và làm chất xúc tác hiệu quả cho quá trình phân hủy nhựa sinh khối. Nhiệt độ phản ứng và tỷ lệ hơi nước đóng một vai trò quan trọng trong quá trình tạo khí xúc tác. Sự tăng trưởng của hạt niken bị ảnh hưởng mạnh bởi nhiệt độ. Hiệu suất xúc tác trở nên cao hơn với nhiệt độ ngày càng tăng. Ni/BCC cho thấy hoạt động xúc tác của nó ít nhất là cùng mức với Ni/Al_2O_3 và có khả năng chống lắng đọng carbon, bảo vệ chất xúc tác khỏi bị khử hoạt tính.

Trong một nghiên cứu của nhóm tác giả Yue Chai, Ningbo Gao, Meihong Wang, Chunfei Wu [18] đã phát triển một chất xúc tác mới Ni-CaO-C để làm chất xúc tác cho quá trình khí hóa và nhiệt phân sinh khối tạo các sản phẩm khí giàu H_2 trong lò phản ứng tầng cố định có nhiệt độ nhiệt phân là 700°C và nhiệt độ chất reforming hơi nước là 600°C. Kết quả thí nghiệm chỉ ra rằng chất xúc tác này với hoạt tính xúc tác cao và khả năng hấp phụ CO_2 tốt đã thúc đẩy quá trình sản xuất H_2 với cả thành phần và hiệu suất H_2 cao. Điều này có được là bởi sự kết hợp giữa Ni (lõi hoạt tính), CaO (hấp phụ CO_2) và than hoạt tính (hoạt động trong các phản ứng reforming, cấu trúc lỗ rỗng lớn và khả năng khử tốt). Qua phân tích đặc tính

của các chất xúc tác chưa và đã qua sử dụng đã chứng minh rằng chất xúc tác này sẽ dẫn đến sự hình thành than cốc thấp, sẽ tạo ra cấu trúc lỗ xốp tốt hơn và diện tích bề mặt cao hơn. Ở điều kiện vận hành tối ưu, thành phần H_2 sinh ra lần lượt là 86,74 mol% (115,33 mmol/g) và thành phần CO_2 trong sản phẩm khí chỉ là 7,31 mol %.

Tác giả Ruivo và cộng sự [16] đã sử dụng chất xúc tác gốc sắt ($Fe_{2-x}Ni_xTiO_5$) để phân hủy tar. Reforming hơi nước với chất xúc tác đã được nghiên cứu trong lò phản ứng dạng ống cố định trong một lò khí hóa cố định, môi trường khí hóa là N_2 , tác nhân khí hóa là hơi nước, sử dụng hỗn hợp toluene và naphtalen làm hợp chất hắc ín mô hình. Nghiên cứu cũng được thực hiện trên một thiết bị khí hóa tầng sôi. Chất xúc tác $Fe_{2-x}Ni_xTiO_5$ cho thấy hoạt tính cao trong việc chuyển đổi các hợp chất mô hình ở nhiệt độ cao hơn 700°C. Các chất xúc tác thể hiện sự chuyển đổi hắc ín là 78% ở 800°C khi tiếp xúc với khí có nguồn gốc sinh khối từ thiết bị khí hóa tầng sôi. Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy, ở điều kiện khí hóa 800°C, lượng H_2 trong thành phần sản phẩm khí tăng từ 2,9% lên 13,2%. Lượng CO có trong thành phần sản phẩm khí cũng tăng hơn 3 lần. Khi nhiệt độ tăng lên (700, 800, 900°C), dưới tác dụng của chất xúc tác thì hàm lượng các khí H_2 , CO cũng tăng lên đáng kể.

Cũng đánh giá hiệu quả của và các tương tác của chất xúc tác khi khí hóa sinh khối, nhóm tác giả Youjun Lu, Hui Jin và Rui Zhang [32] nghiên cứu đánh giá độ ổn định và hoạt tính xúc tác của xúc tác Ni trong sản xuất hydro bằng khí hóa sinh khối trong nước siêu tới hạn. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả dùng nhiều chất xúc tác Ni khác nhau (NiO/Al_2O_3 , NiO/MgO , NiO/ZnO and NiO/ZrO_2). Có thể thấy rằng, hàm lượng CO_2 , H_2 trong sản

phẩm khí so với khí hóa không sử dụng chất xúc tác tăng lên. Cụ thể, lượng khí H_2 sinh ra đều lớn hơn 10 mol/kg so với không có xúc tác (chỉ ~ 4mol/kg mẫu).

Tác giả Xianbin Xiao và cộng sự [33] đã nghiên cứu khí hóa hai giai đoạn sinh khối chất thải, thiết bị khí hóa ghi cố định với sự có mặt của hơi nước ở nhiệt độ thấp để đánh giá các tham số và tối ưu hóa hiệu suất khí hóa. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đã thực hiện khí hóa ở nhiệt độ khí hóa là 600°C, sử dụng dăm gỗ và phân chuồng lợn làm nguyên liệu. Các thông số vận hành chính được nghiên cứu là nhiệt độ nhiệt phân, nhiệt độ xúc tác, tỷ lệ hơi nước/sinh khối, vận tốc không gian và chất xúc tác khác nhau. Nhiệt độ phản ứng và tỷ lệ hơi nước/C có vai trò quan trọng đối với quá trình tạo khí. Khoảng 60% H_2 (khô và N_2 tự do) và khoảng 2,0Nm³ kg sinh khối (khô và không tro) có thể thu được trong điều kiện tốt. So với Ni/Al_2O_3 , Ni/BCC có khả năng tốt hơn và triển vọng đầy hy vọng cho sự ổn định với khả năng chống hình thành cốc.

Trong một nghiên cứu nhiệt phân mẫu phân lợn trong buồng nhiệt phân ghi cố định và chuyển hóa hắc ín (tar) khi đi qua lớp xúc tác Ni/Al_2O_3 cố định, sự có mặt của hơi nước ở nhiệt độ thấp, nhằm giảm thiểu hàm lượng tar trong sản phẩm. Tác giả Lê Đức Dũng và nhóm nghiên cứu [34] đã thực hiện các thí nghiệm trên thiết bị nhiệt phân/khí hóa hai lớp cố định, lớp trên là lớp để mẫu thí nghiệm, lớp dưới là lớp để xúc tác Ni/Al_2O_3 , hơi nước làm tác nhân khí hóa đồng thời cho đi qua lớp xúc tác cùng với sản phẩm nhiệt phân ở dải nhiệt độ 500 ÷ 650°C. Kết quả cho thấy rằng:

- Xúc tác Ni/Al_2O_3 có tính hoạt hóa cao trong việc chuyển hóa tar của quá trình nhiệt phân. Hàm lượng H_2 , CO, CO_2 sinh ra trong

quá trình nhiệt phân tương ứng là 3,67; 3,45 và 3,06 mmol/g, thấp hơn nhiều so với trường hợp sản phẩm nhiệt phân đi qua lớp sử dụng xúc tác Ni/Al₂O₃, hàm lượng H₂, CO, CO₂ lần lượt là 49,34; 14,66 và 1,76 mmol/g khi không có hơi nước.

- Sự có mặt của hơi nước giúp tăng đáng kể tổng hàm lượng khí hữu ích và đặc biệt là tăng hàm lượng H₂ và giảm lượng tar trong sản phẩm. Đối với trường hợp sử dụng xúc tác Ni/Al₂O₃ không có hơi nước, tổng hàm lượng khí hữu ích tăng khoảng 4,2 lần so với trường hợp dùng cát. Trong khi đó, đối với trường hợp sử dụng đồng thời xúc tác và hơi nước, hàm lượng khí hữu ích tăng lên khoảng 6,4 lần so với trường hợp dùng cát. Thêm nữa, trong trường hợp bổ sung thêm hơi nước, hàm lượng H₂, CO, CO₂ lần lượt là 66,34; 14,2 và 17,38 mmol/g. Như vậy, hàm lượng H₂ sau quá trình khí hóa tăng 13,5 lần và 18 lần tương ứng với trường hợp không có hơi nước và có hơi nước. Ngoài ra, hàm lượng khí CO cũng tăng lên đáng kể trong trường hợp sử dụng xúc tác so với trường hợp sử dụng cát. Hàm lượng khí CO tăng lên 4,5 lần và 4 lần tương ứng với trường hợp không có hơi nước và có hơi nước. Dựa vào kết quả trên, có thể kết luận rằng tính hoạt hóa của xúc tác Ni/Al₂O₃ trong việc chuyển hóa tar của quá trình nhiệt phân tương đối cao, cho nên có thể ứng dụng chất xúc tác này trong công nghệ nhiệt phân/khí hóa tiên tiến để tạo ra khí có chất lượng cao đặc biệt là khí giàu hàm lượng H₂.

- Nhiệt độ có ảnh hưởng đáng kể đến việc chuyển hóa tar. Nhiệt độ cao thúc đẩy quá trình cracking và chuyển hóa tar dẫn đến hàm lượng khí H₂ trong hỗn hợp khí sản phẩm tăng rõ rệt.

Như vậy, khí hóa khi có sử dụng chất xúc tác làm tăng cường tốc độ của phản ứng.

Nhiệt độ cao hơn tạo thuận lợi cho việc sản xuất hydro và sản lượng khí. Việc đưa hơi nước vào quá trình khí hóa sinh khối thuận lợi cho việc cải thiện chất lượng khí.

4. KẾT LUẬN

Nhìn chung, các chất xúc tác được sử dụng trong khí hóa sinh khối (hơi nước, than nâu chứa niken, các hợp chất NiO/Al₂O₃, NiO/MgO, NiO/ZnO, NiO/ZrO₂, Ni-CaO-C, Fe_{2-x}Ni_xTiO₃..., đã được nhiều nhà nghiên cứu thực hiện và cho các kết quả rất khả quan như đạt hiệu quả cao trong việc chuyển hóa tar, tăng chất lượng và sản lượng syngas; có hoạt tính trong việc reforming các hợp chất hydrocarbon nặng và thơm; có thể tạo ra các thành khí thành phần phù hợp với từng mục đích khác nhau (ví dụ muốn tăng sản lượng lượng H₂); các chất xúc tác có khả năng sử dụng được nhiều lần và chi phí cho chất xúc tác thấp, nhiều chất xúc tác có sẵn.

Trên đây, chúng tôi đã giới thiệu, tổng kết một số phương pháp xử lý tar hình thành trong quá trình khí hóa sinh khối của các nghiên cứu. Các kết quả này đã mở ra hướng ứng dụng và nghiên cứu thêm về khả năng sản xuất ra sản phẩm khí hóa có chất lượng tốt, đảm bảo yêu cầu về chất lượng. Đặc biệt là trong điều kiện nguồn sinh khối đa dạng và dồi dào như ở Việt Nam. Trong tương lai, chúng tôi sẽ tiếp tục các nghiên cứu, đánh giá và đề xuất những giải pháp kỹ thuật, công nghệ để có thể nâng cao hiệu quả sử dụng nhiên liệu sinh khối ở nước ta. ❖

Ngày nhận bài: 16/3/2025

Ngày phản biện: 02/4/2025



Tài liệu tham khảo:

- [1]. TS. Lê Đức Dũng, “Công nghệ sinh khối và công nghệ chuyển đổi nhiệt năng thành điện năng”. Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2018.
- [2]. H. Zhou, Y. Long, A. Meng, Q. Li, and Y. Zhang, “The pyrolysis simulation of five biomass species by hemi-cellulose, cellulose and lignin based on thermogravimetric curves”. *Thermochim. Acta*, vol. 566, Aug. 2013, doi: 10.1016/j.tca.2013.04.040.
- [3]. A. Barhoum et al., “Plant celluloses, hemicelluloses, lignins, and volatile oils for the synthesis of nanoparticles and nanostructured materials”. *Nanoscale*, vol. 12, no. 45, 2020, doi: 10.1039/D0NR04795C.
- [4]. V. S. Sikarwar, M. Zhao, P. S. Fennell, N. Shah, and E. J. Anthony, “Progress in biofuel production from gasification”. *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 61, Jul. 2017, doi: 10.1016/j.pecs.2017.04.001.
- [5]. N. Couto, A. Rouboa, V. Silva, E. Monteiro, and K. Bouziane, “Influence of the Biomass Gasification Processes on the Final Composition of Syngas”. *Energy Procedia*, vol. 36, 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2013.07.068.
- [6]. <https://www.gso.gov.vn/so-lieu-thong-ke/>.
- [7]. <https://nangluongvietnam.vn/nang-luong-sinh-khoi-ky-2-muc-do-su-dung-van-de-luong-thuc-va-nang-luong-30134.html#:~:text=Ngu%E1%BB%93n%20t%C3%A0i%20nguy%C3%AA%20sinh%20kh%E1%BB%91i%20tr%C3%AA%20th%E1%BA%BF%20gi%E1%BB%9Bi%3A&text=%2D%20T%E1%BB%95ng%20kh%E1%BB%91i%20l%C6%B0%E1%BB%A3ng%20r%E1%BB%ABng%3A%201.600,%3A%20400%20t%E1%BB%B7%20t%E1%BA%A5n%2Fn%C4%83m.>
- [8]. C. Font Palma, “Modelling of tar formation and evolution for biomass gasification: A review”. *Appl. Energy*, vol. 111, pp. 129-141, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.04.082.
- [9]. U. Wolfesberger, I. Aigner, and H. Hofbauer, “Tar content and composition in producer gas of fluidized bed gasification of wood-Influence of temperature and pressure”. *Environ. Prog. Sustain. Energy*, vol. 28, no. 3, pp. 372-379, Oct. 2009, doi: 10.1002/ep.10387.
- [10]. T. FURUSAWA et al., “Hydrogen production from the gasification of lignin with nickel catalysts in supercritical water”. *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 6, pp. 699-704, May 2007, doi: 10.1016/j.ijhydene.2006.08.001.
- [11]. J. Srinakruang, K. Sato, T. Vitidsant, and K. Fujimoto, “A highly efficient catalyst for tar gasification with steam”. *Catal. Commun.*, vol. 6, no. 6, pp. 437-440, Jun. 2005, doi: 10.1016/j.catcom.2005.03.014.
- [12]. K. Tomishige, T. Miyazawa, T. Kimura, K. Kunimori, N. Koizumi, and M. Yamada, “Resistance to sulfur poisoning of hot gas cleaning catalysts for the removal of tar from the pyrolysis of cedar wood”. *Appl. Catal. B Environ.*, vol. 60, no. 3-4, pp. 299-307, Oct. 2005, doi: 10.1016/j.apcatb.2005.04.003.
- [13]. X. Xiao et al., “Catalytic steam gasification of biomass in fluidized bed at low temperature: Conversion from livestock manure compost to hydrogen-rich syngas”. *Biomass and Bioenergy*, vol. 34, no. 10, pp. 1505-1512, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.biombioe.2010.05.001.
- [14]. M. Asadullah, K. Fujimoto, and K. Tomishige, “Catalytic Performance of Rh/CeO₂ in the Gasification of Cellulose to Synthesis Gas at Low Temperature”. *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 40, no. 25, pp. 5894-5900, Dec. 2001, doi: 10.1021/ie010160z.
- [15]. J. Zhang and Y. Niu, “Biomass to hydrogen-rich syngas via tar removal from steam gasification with La_{1-x}Ce_xFe₂O₃/dolomite as a catalyst”. *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 52, pp. 21997-22009, Jun. 2022, doi: 10.1016/J.IJHYDENE.2022.05.022.
- [16]. L. C. M. Ruivo et al., “Iron-based catalyst (Fe_{2-x}Ni_xTiO₃) for tar decomposition in biomass gasification”. *Fuel*, vol. 300, p. 120859, Sep. 2021, doi: 10.1016/J.FUEL.2021.120859.
- [17]. A. Tomita, Y. Ohtsuka, and Y. Tamai, “Low temperature gasification of brown coals catalysed by nickel”. *Fuel*, vol. 62, no. 2, pp. 150-154, Feb. 1983, doi: 10.1016/0016-2361(83)90187-4.
- [18]. Y. Chai, N. Gao, M. Wang, and C. Wu, “H₂ production from co-pyrolysis/gasification of waste plastics and biomass under novel catalyst

- Ni-CaO-C*". Chem. Eng. J., vol. 382, p. 122947, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.cej.2019.122947.
- [19]. J. Hu et al., "Activated char supported Fe-Ni catalyst for syngas production from catalytic gasification of pine wood". Bioresour. Technol., vol. 340, p. 125600, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.biortech.2021.125600.
- [20]. L. Duc, K. Morishita, and T. Takar, "Catalytic Decomposition of Biomass Tars at Low-Temperature". In Biomass Now - Sustainable Growth and Use, InTech, 2013.
- [21]. C. Phuhiran, T. Takarada, and S. Chaiklangmuang, "Hydrogen-rich gas from catalytic steam gasification of eucalyptus using nickel-loaded Thai brown coal char catalyst". Int. J. Hydrogen Energy, vol. 39, no. 8, pp. 3649-3656, Mar. 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.12.155.
- [22]. L. Li, K. Morishita, H. Mogi, K. Yamasaki, and T. Takarada, "Low-temperature gasification of a woody biomass under a nickel-loaded brown coal char". Fuel Process. Technol., vol. 91, no. 8, pp. 889-894, Aug. 2010, doi: 10.1016/j.fuproc.2009.08.003.
- [23]. Y.-K. Kim, J.-I. Park, D. Jung, J. Miyawaki, S.-H. Yoon, and I. Mochida, "Low-temperature catalytic conversion of lignite: 3. Tar reforming using the supported potassium carbonate". J. Ind. Eng. Chem., vol. 20, no. 1, pp. 9-12, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.jiec.2013.04.003.
- [24]. H. J. Park et al., "Steam reforming of biomass gasification tar using benzene as a model compound over various Ni supported metal oxide catalysts". Bioresour. Technol., vol. 101, no. 1, pp. S101-S103, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.biortech.2009.03.036.
- [25]. D. Dayton, "Review of the Literature on Catalytic Biomass Tar Destruction: Milestone Completion Report". Golden, CO, Dec. 2002. doi: 10.2172/15002876.
- [26]. D. Świerczyński, S. Libs, C. Courson, and A. Kiennemann, "Steam reforming of tar from a biomass gasification process over Ni/olivine catalyst using toluene as a model compound". Appl. Catal. B Environ., vol. 74, no. 3-4, pp. 211-222, Jul. 2007, doi: 10.1016/j.apcatb.2007.01.017.
- [27]. R. Zhang, Y. Wang, and R. C. Brown, "Steam reforming of tar compounds over Ni/olivine catalysts doped with CeO₂". Energy Convers. Manag., vol. 48, no. 1, pp. 68-77, Jan. 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.05.001.
- [28]. Y. Shen, "Chars as carbonaceous adsorbents/catalysts for tar elimination during biomass pyrolysis or gasification". Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 43, pp. 281-295, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.11.061.
- [29]. P. N. Bhandari, A. Kumar, D. D. Bellmer, and R. L. Huhnke, "Synthesis and evaluation of biochar-derived catalysts for removal of toluene (model tar) from biomass-generated producer gas". Renew. Energy, vol. 66, pp. 346-353, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.12.017.
- [30]. X. Ma, X. Zhao, J. Gu, and J. Shi, "Co-gasification of coal and biomass blends using dolomite and olivine as catalysts". Renew. Energy, vol. 132, pp. 509-514, Mar. 2019, doi: 10.1016/J.RENENE.2018.07.077.
- [31]. X. Xiao et al., "Synthesis gas production from catalytic gasification of waste biomass using nickel-loaded brown coal char". Fuel, vol. 103, pp. 135-140, Jan. 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2011.06.077.
- [32]. Y. Lu, H. Jin, and R. Zhang, "Evaluation of stability and catalytic activity of Ni catalysts for hydrogen production by biomass gasification in supercritical water". Carbon Resour. Convers., vol. 2, no. 1, pp. 95-101, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.crcon.2019.03.001.
- [33]. X. Xiao, X. Meng, D. D. Le, and T. Takarada, "Two-stage steam gasification of waste biomass in fluidized bed at low temperature: Parametric investigations and performance optimization". Bioresour. Technol., vol. 102, no. 2, pp. 1975-1981, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.biortech.2010.09.016.
- [34]. Lê Đức Dũng and Trần Văn Bầy, "Nhiệt phân phân lộn trong buồng phản ứng ghi cố định và chuyển hóa hắc ín khi đi qua xúc tác Ni/Al₂O₃ và hơi nước ở nhiệt độ thấp". J. Sci. Technology - HaUI, vol. 60, no. 6, Jun. 2024, doi: 10.57001/huih5804.2024.218.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN ĐÁNH GIÁ ỒN RUNG XE SUV

APPLICATION OF FINITE ELEMENT METHOD TO ASSESS NOISE AND
VIBRATION OF SUV

Vũ Hải Quân*, Đinh Hoài Đức, Nguyễn Đức Hải

Trường Cơ khí – Ô tô, Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: quanvh@hau.edu.vn

TÓM TẮT

Một trong những yếu tố ảnh hưởng đáng kể đến trải nghiệm và sự thoải mái của người ngồi trên xe là tiếng ồn và độ rung động (NVH). Nghiên cứu này tập trung phân tích tiếng ồn với đối tượng SUV Mercedes G63 bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để mô phỏng mức áp suất âm thanh được tạo ra trong khoang ca bin với hai dạng kích thích đầu vào đặc trưng của địa hình giao thông tại Việt Nam. Kết quả cho thấy sự cộng hưởng giữa kết cấu thân vỏ và khối không khí trong xe đóng vai trò quan trọng trong việc gia tăng cường độ rung động, ảnh hưởng tiêu cực đến sự thoải mái của người lái.

Từ khóa: NVH; Rung ồn ô tô; Rung ồn thân vỏ; PTTH.

ABSTRACT

One of the factors that significantly affects the experience and comfort of vehicle occupants is noise and vibration (NVH). This study focuses on noise analysis with the SUV Mercedes G63 using the finite element method (FEM) to simulate the sound pressure level generated in the cabin with two types of input excitations typical of traffic terrain in Vietnam. The results show that the resonance between the body structure and the air mass in the vehicle plays an important role in increasing the intensity of vibration, negatively affecting the comfort of the driver.

Keywords: NVH; Car noise and vibration; Body noise and vibration; PTTH.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sự bùng nổ dân số và đô thị hóa dẫn đến nhu cầu gia tăng các phương tiện hiện đại như ô tô, đặc biệt là SUV với động cơ mạnh và khung gầm cao. An toàn và sự thoải mái của người lái là ưu tiên hàng đầu, với cải thiện sức khỏe và hiệu quả điều khiển xe SUV là yếu tố quan trọng trong giải quyết các vấn đề kinh tế, môi trường và giao thông. Độ ồn và rung từ kết cấu thân vỏ ảnh hưởng đến sức khỏe, khả năng tập trung của tài xế, tăng nguy cơ tai nạn, gây mệt mỏi, căng thẳng, và có thể làm hại đến cột sống, hệ thần kinh, hệ tiêu hóa và tim mạch [10], [11]. Nhiều quốc gia như EU, Nhật Bản, Mỹ, và Đức đã ban hành quy định nghiêm ngặt về mức độ ồn và rung cho phương tiện giao thông. Nghiên cứu về độ ồn rung giúp các nhà sản xuất tuân thủ quy định, tránh bị phạt và nâng cao thương hiệu, đồng thời thúc đẩy áp dụng công nghệ mới, cải thiện chất lượng xe.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên nhân ồn rung trên xe SUV

Rung động là sự dao động cơ học của thân xe do các yếu tố như động cơ, hệ thống treo và điều kiện đường. Tiếng ồn phát sinh từ động cơ, lốp xe, gió và các yếu tố bên ngoài [1]. Tiếp xúc lâu dài với rung và ồn có thể dẫn đến các vấn đề sức khỏe như đau đầu, mệt mỏi, căng thẳng và các vấn đề về thính giác [10], [11]. Rung động có thể ảnh hưởng đến hệ thần kinh và hệ tuần hoàn của người lái.

Rung và ồn có thể làm giảm khả năng tập trung và phản ứng của người lái, tăng nguy cơ tai nạn giao thông. Chất lượng lái xe có thể bị suy giảm do sự phân tâm và mệt mỏi do môi trường rung và ồn.

Các yếu tố ảnh hưởng đến rung và ồn trong ô tô [4] bao gồm động cơ và hệ thống truyền động, hệ thống treo và khung gầm, lốp xe, vật liệu và cấu trúc nội thất trong xe, hệ thống xả và hệ thống điều hòa không khí,...

Các yếu tố ảnh hưởng đến rung và ồn trong ô tô bao gồm kết cấu, hình dáng khí động học của xe và biên dạng mặt đường [3], [4].

2.2. Phương pháp phần tử hữu hạn và hàm truyền tiếng ồn

Phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method - FEM) là một kỹ thuật số được sử dụng để xấp xỉ lời giải của các bài toán mô tả bằng phương trình vi phân đạo hàm riêng trên miền xác định có hình dạng phức tạp hoặc điều kiện biên đa dạng mà không thể giải chính xác bằng phương pháp giải tích.

Phương trình vi phân của chuyển động chịu tác dụng của các lực điều hòa được sử dụng cho các nhiệm vụ động học bao gồm việc xác định các đặc tính rung của xe: nói chung, phân tích NVH được xác định bởi tham số:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [B]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (1)$$

Trong đó:

$[M]$ là ma trận khối lượng; $[B]$ là ma trận giảm chấn; $[K]$ là ma trận độ cứng; $\{\ddot{u}(t)\}$ là vector cột của gia tốc nút dưới dạng hàm thời gian; $\{\dot{u}(t)\}$ là vector cột của tốc độ nút là hàm thời gian; $\{u(t)\}$ là vector cột của chuyển vị nút là hàm thời gian; $\{P(\omega)\}$ là lực điều hòa bên ngoài.

Phương trình động học kết cấu khung vỏ SUV dưới sự kích thích như sau:



$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t) \quad (2)$$

Trong đó: M – Ma trận khối lượng kết cấu; K – Ma trận độ cứng kết cấu; C – Ma trận độ cản; $\ddot{x}$ – Vector gia tốc nút; $\dot{x}$ – Vector vận tốc nút; $f(t)$ – Vector tải hàm biến thiên theo thời gian.

Phân tích dao động riêng giúp tính toán hình dạng dao động và tần số riêng của một hệ kết cấu. Tần số riêng của hệ phụ thuộc hoàn toàn vào độ cứng của kết cấu và khối lượng tham gia, bao gồm cả trọng lượng xe cùng với các điều kiện biên liên quan [1]. Khi loại bỏ tác động của ngoại lực và hệ số dập tắt dao động, phương trình dao động tự do được rút gọn thành:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

2.3. Phân tích rung động có lực kích thích trực tiếp

Trong phân tích phản ứng tần số trực tiếp, thông qua việc sử dụng đại số số phức để giải hệ phương trình ma trận tương tác, có thể tính toán được phản ứng kết cấu với tần số kích thích rời rạc. Bắt đầu bằng phương trình chuyển động rung động cưỡng bức có lực cản và kích thích sóng điều hòa.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = fe^{i\Omega t} \quad (4)$$

Trong đó: Ω – Tần số góc mà tại đó tải được áp dụng; f – Véc tơ tải; M – Ma trận khối lượng; C – Ma trận giảm chấn; K – ma trận độ cứng; $\ddot{u}, \dot{u}, u$ – Dịch chuyển phức, vận tốc, gia tốc.

Kích thích điều hòa được áp dụng có thể được giả định để tạo ra phản ứng điều hòa mà tại đó các đạo hàm của chúng được viết là:

$$u = ude^{i\Omega t} \quad (5)$$

Thay thế đáp ứng điều hòa giả định vào phương trình (4) và viết lại ma trận giảm chấn CC, ta được:

$$[K - \Omega^2 M + iGK + iC_{GE} + i\Omega C_l]de^{i\Omega t} = fe^{i\Omega t} \quad (6)$$

3. KẾT QUẢ

3.1. Mô hình PTHH thân vỏ xe SUV Mercedes G63

Chia lưới là bước nền tảng để thiết lập mô hình tính toán. Chất lượng của lưới trong mô hình ảnh hưởng đáng kể đến độ chính xác của kết quả mô phỏng, thậm chí có thể gây sai lệch trong quá trình phân tích và đánh giá. Do đó, việc chia lưới cho mô hình cần được thực hiện sao cho đảm bảo chất lượng lưới đạt mức tối ưu.



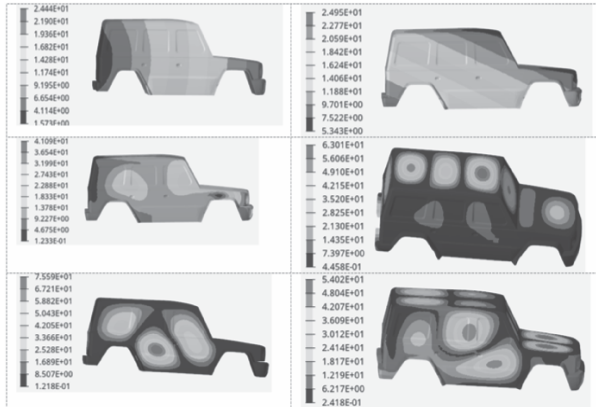
Hình 1. Mô hình phần xe SUV Mercedes G63 đã chia lưới thân vỏ



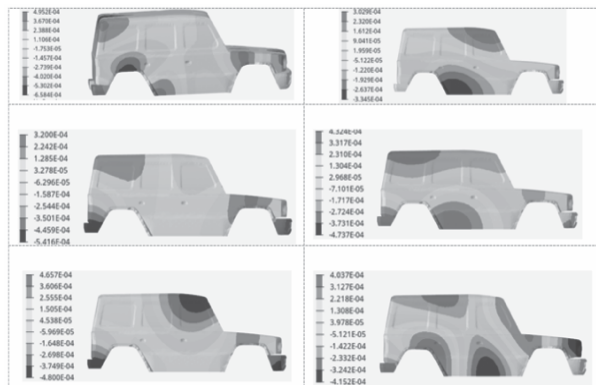
Hình 2. Chất lượng lưới của mô hình xe SUV Mercedes G63

3.2. Phân tích kết quả dao động riêng

Một số kết quả phân tích dao động riêng thân vỏ và khối không khí xe SUV Mercedes G63:



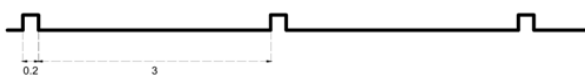
Hình 3. Kết quả phân tích dao động riêng thân vỏ SUV Mercedes G63



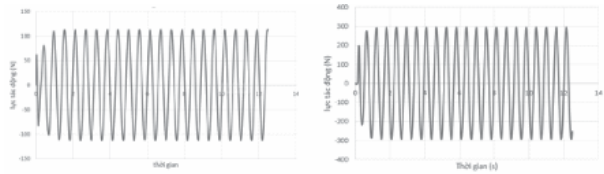
Hình 4. Kết quả phân tích dao động riêng khối không khí trong SUV Mercedes G63

3.3. Phân tích độ ồn tại vị trí người lái sau khi chịu kích thích của mặt đường với tần số điều hòa (Frequency response analysis)

$v = 4.17 \text{ m/s}$
 $s = 3.2 \text{ m}$
 $T = 0.77 \text{ s}$



Hình 5. Gờ giảm tốc lựa chọn khảo sát



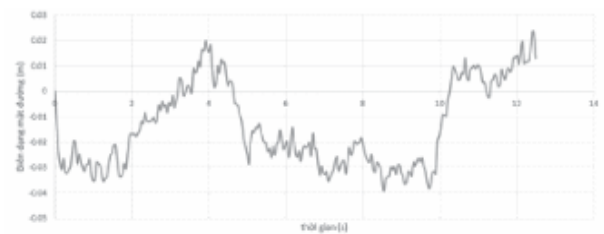
Cầu trước

Cầu sau

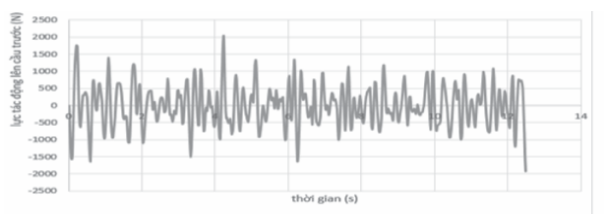
Hình 6. Lực tác động lên cầu trước và cầu sau của xe khi đi trên gờ giảm tốc

Từ kết quả lực kích thích tác động lên hai cầu trước và sau thu được trong thời gian 12.5s, có thể thấy lực tác động lên cầu trước và cầu sau của xe khi đi qua gờ giảm tốc có dạng dao động điều hòa. Biên độ dao động của cầu sau lớn hơn cầu trước, do đặc điểm hệ thống treo và phân bố trọng lượng xe. Cầu trước chịu tác động trước, sau đó mới đến cầu sau, có thể gây ra một độ trễ pha nhỏ. Biên độ dao động ban đầu lớn hơn và giảm dần theo thời gian, cho thấy hệ thống treo hấp thụ và giảm chấn hiệu quả.

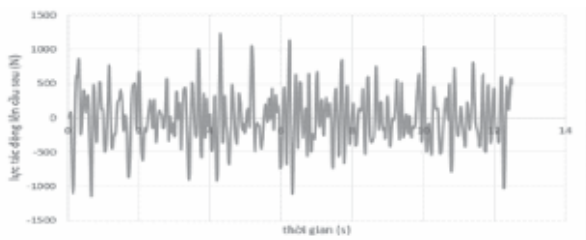
3.4. Phân tích độ ồn tại vị trí người lái sau khi xe đi trên mặt đường không bằng phẳng (Transient response analysis)



Hình 7. Biên độ mặt đường CD trong thời gian tối đa 12.5 giây

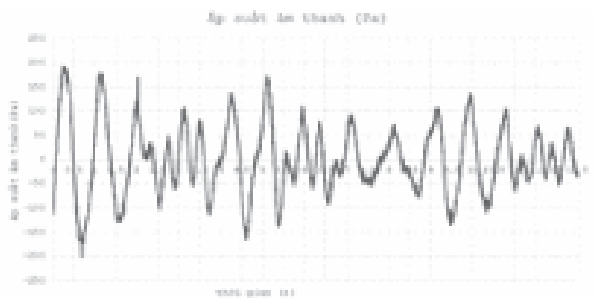


Hình 8. Lực kích thích từ mặt đường CD tác dụng lên cầu trước

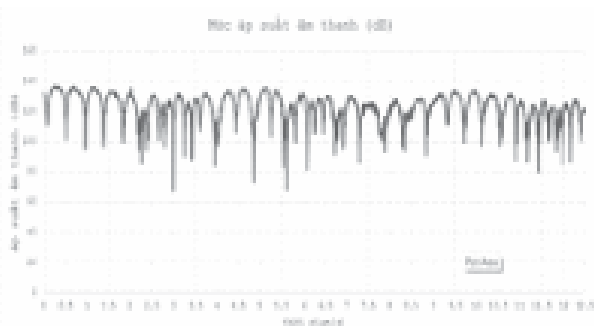


Hình 9. Lực kích thích từ mặt đường CD tác dụng lên cầu sau

Như vậy, ở khác với lực kích thích điều hòa từ gờ giảm tốc, lực kích thích do mặt đường CD tác động lên hai cầu có tính chất phức tạp và không điều hòa như khi xe đi qua gờ giảm tốc. Cụ thể, biên độ dao động của mặt đường CD thay đổi ngẫu nhiên theo thời gian, dẫn đến lực tác động lên cầu trước và cầu sau cũng có dạng nhiễu động không tuần hoàn, với biên độ dao động biến thiên mạnh. Điều này phản ánh tính chất ngẫu nhiên của mặt đường thực tế, khác với tác động có chu kỳ từ gờ giảm tốc.



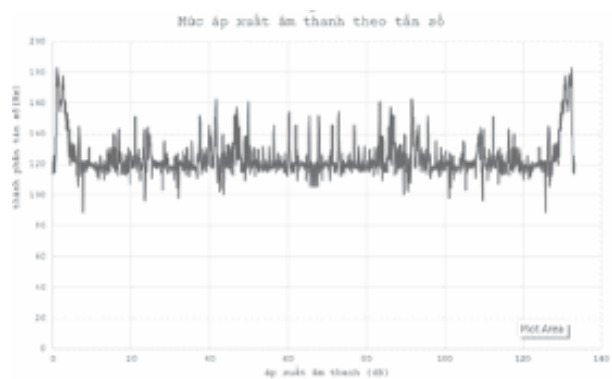
Áp suất âm thanh (Pa)



Áp suất âm thanh (dB)

Hình 10. Áp suất âm thanh thu được tại vị trí người lái trong tối đa 12.5 giây

Từ kết quả áp suất âm thanh thu được tại vị trí người lái (hình 10) có thể nhận thấy mức áp suất âm thanh khá cao dao động mạnh theo thời gian, với biên độ thay đổi không đều. Biểu đồ áp suất âm thanh (Pa) cho thấy tín hiệu có tính chất không điều hòa, phản ánh sự ảnh hưởng từ dao động trong khoang người lái. Trong khi đó, mức áp suất âm thanh (dB) duy trì ở mức cao với nhiều đỉnh và đáy, cho thấy sự biến đổi liên tục về cường độ âm thanh do kích thích mặt đường. Điều này có thể ảnh hưởng đến sự thoải mái của người lái, đặc biệt nếu mức độ dao động quá lớn hoặc kéo dài.



Hình 11. Mức áp suất âm thanh theo thành phần tần số

Có thể nhận thấy đối với dải tần số 0-200 Hz từ kích thích mặt đường, áp suất âm thanh có sự dao động đáng kể, với nhiều đỉnh và mức biến thiên không đồng đều. Đặc biệt, biên độ áp suất âm thanh có xu hướng tăng lên ở hai đầu dải tần số, cho thấy sự ảnh hưởng mạnh của rung động tần số thấp từ mặt đường đến môi trường âm thanh trong xe. Điều này có thể gây ra tiếng ồn khó chịu cho người lái, đặc biệt ở các tần số cộng hưởng với cấu trúc xe hoặc khoang lái.

4. NHẬN XÉT VÀ KẾT LUẬN

Kết quả mô phỏng cho thấy ảnh hưởng đáng kể của ồn và rung thân xe đối với người

lái, đặc biệt dưới tác động của mặt đường không bằng phẳng và gờ giảm tốc.

Mức áp suất âm thanh mô phỏng cao bởi tác động từ mặt đường, cơ chế truyền động và đặc tính cộng hưởng của thân xe. Lực kích thích từ mặt đường CD có biên độ dao động mạnh và ngẫu nhiên hơn so với lực điều hòa từ gờ giảm tốc, làm tăng độ rung của hệ thống treo và khung xe. Khi tần số rung động trùng với tần số cộng hưởng của thân xe, hiện tượng khuếch đại dao động xảy ra, dẫn đến mức áp suất âm thanh cao trong khoang lái. Ngoài ra, khoang lái hoạt động như một buồng cộng hưởng kín, khiến âm thanh dội lại và gia tăng độ ồn tổng thể, đặc biệt ở dải tần số thấp (0-200 Hz).

Để cải thiện vấn đề này, cần tối ưu hóa hệ thống treo để giảm thiểu rung động truyền lên thân xe, đồng thời gia cố khung xe để hạn chế cộng hưởng. Việc nâng cấp vật liệu cách âm, đặc biệt ở sàn xe, cửa và kính chắn gió, sẽ giúp giảm mức áp suất âm thanh trong khoang lái. Ngoài ra, điều chỉnh thiết kế nội thất nhằm hạn chế hiện tượng dội âm cũng là một giải pháp hiệu quả. Những cải tiến này không chỉ giúp giảm ồn và rung mà còn nâng cao sự thoải mái và giảm mệt mỏi cho người lái khi vận hành xe trong thời gian dài. ♦

Ngày nhận bài: 06/3/2025

Ngày phản biện: 27/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyen Quang Cuong, Nguyen Van Bang, Nguyen Thiet Lap, "Faculty of Mechanical Engineering". University of Transport and Communications.
- [2]. Lê Quỳnh Mai (2015), Luận án tiến sĩ "Nghiên cứu ồn khoang ô tô 29 chỗ sản xuất lắp ráp tại Việt Nam". Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [3]. Đinh Phước Thảo (2019), Luận văn thạc sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu mô phỏng dao động của ô tô khi xét đến mấp mô của mặt đường bằng phần mềm MATLAB". Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng.
- [4]. Nguyễn Đình Trường (2014), Luận văn thạc sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu và phân tích ảnh hưởng của rung động đối với mức tiếng ồn trong cabin ô tô 5 chỗ". Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [5]. Lại Huy Thiện (2020), Luận án tiến sĩ kỹ thuật "Nghiên cứu giám sát rung động trên động cơ diesel tàu biển". Trường Đại học Hàng hải Việt Nam.
- [6]. Sidramappagoud Patil, G. U. Raju, Chetanakumar Chavan, "NVH Analysis of Car Cabin Compartment". July 2018 IJSDR | Volume 3, Issue 7, SSN: 2455-2631.
- [7]. A.Can, P.Aumond, "Estimation of road traffic noise emissions: The influence of speed and acceleration". Transportation Research Part D: Transport and Environment, Vols.58, pp.155-171, (2018). <https://doi.org/10.1016/j.trd.2017.12.002>.
- [8]. Y. De Kluizenaar, S. A. Janssen, F. J. Van Lenthe, H. M. E. Miedema, J. P. Mackenbach, "Long-term road traffic noise exposure is associated with an increase in morning tiredness". J. Acoust. Soc. Am. Vols.126, pp.626-633, (2009). <https://doi.org/10.1121/1.3158834>.
- [9]. L. Fredianelli, S. Carpita, G. Licitra, "A procedure for deriving wind turbine noise limits by taking into account annoyance". Science of the Total Environment, Vols.648, pp.728-736 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.08.107>.
- [10]. Wolfgang Babisch, Bernd Beule, Marianne Schust, Norbert Kersten, and Hartmut Ising, "Traffic noise and risk of myocardial infarction". Epidemiology, Vols.16, pp.33-44 (2005). <https://doi.org/10.1097/01.ede.0000147104.84424.24>.
- [11]. W. Babisch, H. Ising, J. E. Gallacher, D. S. Sharp, I. A. Baker, "Traffic noise and cardiovascular risk: the speedwell study, first phase. Outdoor noise levels and risk factors". Arch Environ Health, Vols.48, pp.401-405 (1993). <https://doi.org/10.1080/00039896.1993.10545961>.
- [12]. Elise Van Kempen, Wolfgang Babisch, "The quantitative relationship between road traffic noise and hypertension: A meta-analysis". J. Hypertens, Vols.30, pp.1075-1086 (2012).

THIẾT KẾ NEURAL NETWORK DẠNG AUTOENCODER PHỤC VỤ VIỆC NÉN VÀ GIẢM NHIỀU CHO TÍN HIỆU CẢM BIẾN IOT

DESIGNING AN AUTOENCODER NEURAL NETWORK FOR COMPRESSION AND NOISE REDUCTION IN IOT SENSOR SIGNALS

Trịnh Tuấn Dương

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

Email: trinhthuanduong@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Trong bối cảnh Internet vạn vật (IoT) ngày càng phát triển, việc triển khai hệ thống cảm biến IoT ở những địa điểm có dung lượng băng thông thấp và gặp nhiễu từ môi trường cũng phổ biến hơn. Nghiên cứu này đề xuất sử dụng mạng Autoencoder để nén dữ liệu cảm biến IoT, đồng thời giảm nhiễu, nhằm tối ưu hóa truyền dữ liệu. Mạng Autoencoder đã được triển khai mô phỏng trên Google Colab với bộ dữ liệu Air Quality UCI, đạt tỷ lệ nén 3x, MSE trung bình 0.0025, PSNR 26.1 dB, và SSIM 0.9802. Kết quả cho thấy Autoencoder không chỉ giảm kích thước dữ liệu mà còn giảm nhiễu, cải thiện chất lượng tái tạo, mở ra tiềm năng ứng dụng trong các hệ thống IoT cần quan tâm đến dung lượng truyền dữ liệu và xử lý nhiễu.

Từ khóa: Autoencoder; IoT; Cảm biến.

ABSTRACT

In the context of the rapidly evolving Internet of Things (IoT), the deployment of IoT sensor systems in locations with low bandwidth capacity and environmental noise interference has become increasingly common. This study proposes the use of an Autoencoder network to compress IoT sensor data while simultaneously reducing noise, aiming to optimize data transmission. The Autoencoder network was implemented and simulated on Google Colab using the Air Quality UCI dataset, achieving a compression ratio of 3x, an average MSE of 0.0025, a PSNR of 26.1 dB, and an SSIM of 0.9802. The results demonstrate that the Autoencoder not only reduces data size but also mitigates noise, improving reconstruction quality. This opens up potential applications in IoT systems where data transmission capacity and noise handling are critical concerns.

Keywords: Autoencoder; IoT; Sensors.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Internet vạn vật (IoT) đã trở thành nền tảng quan trọng trong nhiều lĩnh vực như nông nghiệp thông minh, giám sát môi trường, và quản lý năng lượng. Do đó, các thiết bị IoT có thể cần được triển khai trong môi trường mạng hạn chế, nơi băng thông thấp và thường gặp nhiễu từ cảm biến. Việc nén dữ liệu cảm biến trước khi truyền và giảm nhiễu trong quá trình xử lý là cần thiết để đảm bảo hiệu quả và độ tin cậy của hệ thống [1].

Mạng Autoencoder, một loại mạng nơ-ron học không giám sát, có khả năng nén dữ liệu thành biểu diễn nhỏ gọn (latent space) và tái tạo dữ liệu gốc với sự giảm thiểu về nhiễu nhờ cơ chế của mạng là học các đặc trưng quan trọng. Do đó, mạng autoencoder có thể được ứng dụng để giảm thiểu dung lượng truyền dữ liệu, giảm nhiễu mà vẫn giữ nguyên được độ toàn vẹn của dữ liệu. Nghiên cứu này nhằm đánh giá hiệu quả của Autoencoder trong việc nén và tái tạo dữ liệu cảm biến IoT, sử dụng mô phỏng trên bộ dữ liệu mở. Mục tiêu là mạng autoencoder được thiết kế có thể đạt tỷ lệ nén cao, nhưng vẫn duy trì chất lượng tái tạo, và loại bỏ nhiễu hiệu quả.

2. THIẾT KẾ MẠNG AUTOENCODER

2.1. Bộ dữ liệu được sử dụng để huấn luyện và kiểm tra

Bộ dữ liệu được sử dụng là Air Quality Dataset từ UCI Machine Learning Repository. Đây là một bộ dữ liệu mở, bao gồm 9358 mẫu, được thu thập từ một mạng lưới cảm biến không khí đặt tại một thành phố ở Ý từ tháng 3 năm 2004 đến tháng 2 năm 2005. Trong bộ dữ liệu này có 12 cột ghi lại dữ liệu từ các cảm biến bao gồm: nồng độ khí CO, NO₂, NOx, benzen,

hiệt độ, độ ẩm tương đối, và các chỉ số khác liên quan đến chất lượng không khí [3]. Dữ liệu từ bộ dữ liệu trước khi đưa vào huấn luyện cho mạng autoencoder sẽ được chuẩn hóa về khoảng [0, 1] nhằm phù hợp với yêu cầu đầu vào của Autoencoder như sau:

$$x_{norm} = \frac{x - x_{min}}{x_{max} - x_{min}}$$

Với: x là giá trị gốc, x_{min} , x_{max} là giá trị nhỏ nhất và lớn nhất tương ứng của cột dữ liệu, còn x_{norm} là giá trị đã được chuẩn hoá.

2.2. Thiết kế cấu trúc mạng autoencoder

Mạng Autoencoder được khởi tạo thiết kế với kiến trúc fully-connected như sau [2]:

- Input Layer: 12 nút, tương ứng với 12 cột dữ liệu cảm biến.

- Encoder: Hai tầng ẩn với lần lượt 8 và 4 nút, sử dụng hàm kích hoạt ReLU: $f(x) = \max(0, x)$.

- Bottleneck: 4 nút, là kích thước của latent space.

- Decoder: Hai tầng ẩn với lần lượt 8 và 12 nút, kết thúc bằng hàm sigmoid để đảm bảo đầu ra trong khoảng [0, 1]: $\sigma(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}}$

- Loss Function: Mean Squared Error (MSE) được dùng để tính sai số giữa đầu ra của mạng và dữ liệu gốc: $MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$ với y_i là giá trị thực tế của mẫu thứ i và $\hat{y}_i$ là giá trị dự đoán từ autoencoder.

- Optimizer: Adam, với learning rate 0.001.



Cấu trúc mạng trên được lựa chọn để cân bằng giữa việc nén dữ liệu giúp giảm băng thông khi truyền dữ liệu của sensor đồng thời không làm mất đi tính chi tiết của dữ liệu. Dựa vào kết quả của quá trình thử nghiệm, cấu trúc của mạng sẽ được thay đổi để thu được đáp ứng tốt hơn.

2.3. Huấn luyện mạng autoencoder

Để đảm bảo mạng autoencoder học một cách hiệu quả về thời gian, và tránh hiện tượng overfitting vì dữ liệu 9358 mẫu là tương đối nhỏ, mô hình được huấn luyện trên Google Colab trong 20 epochs, với batch size 32. Ngoài ra, để mô phỏng việc các cảm biến chịu ảnh hưởng bởi nhiễu, dữ liệu gốc được thêm nhiễu Gaussian như sau:

$$x_{\text{noise}} = \text{clamp}(x + N(0, \sigma^2), 0, 1)$$

Trong đó:

- x : Dữ liệu gốc.
- $N(0, \sigma^2)$: Nhiễu Gaussian.
- clamp : Hàm giúp giới hạn giá trị trong khoảng $[0, 1]$ để tránh vượt ngưỡng yêu cầu của mạng.

3. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH

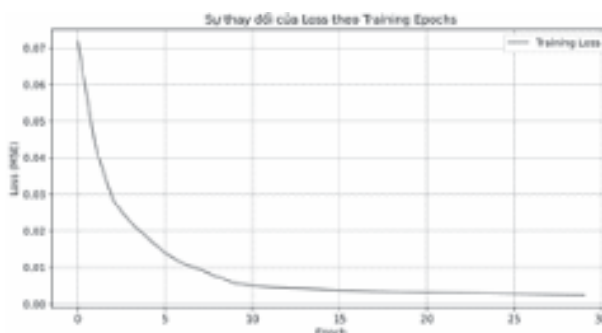
Sau quá trình thử nghiệm, cấu trúc mạng được thiết kế lại với việc tăng một tầng ẩn và số nút để có đáp ứng tốt hơn với một số cảm biến có MAE cao như NOx. Qua việc thử nghiệm với một số kiểu cấu trúc khác nhau, mạng autoencoder được thiết kế lại với cấu trúc là $(12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4)$, so với cấu trúc mạng cũ là $(12 \rightarrow 8 \rightarrow 4)$.

3.1. Chất lượng tái tạo tổng thể

Chất lượng tái tạo được đánh giá qua các chỉ số MSE, PSNR và SSIM trên 100 mẫu dữ liệu cho thấy cả hai mạng autoencoder đều cho kết quả tốt, và cấu trúc mạng được thiết kế lại cho đáp ứng tốt hơn so với mạng khởi tạo. Với cấu trúc Autoencoder mới $(12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4)$, mô hình đạt $\text{MSE} = 0.0025$ (giảm từ 0.0188 so với cấu trúc cũ $12 \rightarrow 8 \rightarrow 4$), $\text{PSNR} = 26.1 \text{ dB}$ (tăng từ 17.26 dB), và SSIM trung bình $= 0.9802$ (tăng từ 0.8542). Các chỉ số này cho thấy dữ liệu tái tạo rất gần với dữ liệu gốc, với độ méo thấp và cấu trúc được bảo toàn tốt (SSIM gần 1).

Bảng 1. So sánh chất lượng tái tạo dữ liệu giữa các cấu trúc mạng Autoencoder

Cấu trúc mạng	MSE	PSNR(dB)	SSIM
$12 \rightarrow 8 \rightarrow 4$	0.0188	17.26	0.8542
$12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4$	0.0025	26.10	0.9802

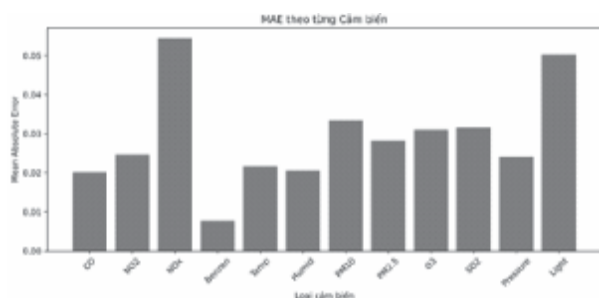


Hình 1. Sự thay đổi MSE trong quá trình huấn luyện mạng $(12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4)$.

3.2. Sai số từng cảm biến

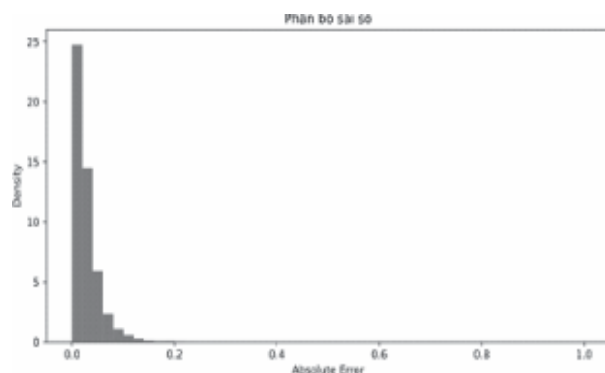
Hình 2 cho thấy MAE trung bình tính theo từng cảm biến thu được từ mạng $(12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4)$. Cảm biến NOx ở mạng khởi tạo có MAE cao (0.17-0.2), nhưng với mạng autoencoder cấu trúc mới, MAE NOx giảm xuống dưới 0.06. Gần như tất cả các cảm biến

khác đều có MAE rất thấp (<0.04), cho thấy tái tạo đồng đều trên hầu hết cảm biến.



Hình 2. Kết quả MAE theo từng cảm biến thu được từ mạng ($12 \rightarrow 20 \rightarrow 10 \rightarrow 4$).

3.3. Phân bố sai số



Hình 3. Phân bố sai số tuyệt đối.

Sai số chủ yếu nằm trong khoảng 0-0.04, chứng minh chất lượng tái tạo cao.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày việc thiết kế mạng autoencoder với mục đích nén và giảm nhiễu dữ liệu trong quá trình truyền nhận các cảm biến IOT. Kết quả thu được cho thấy, mạng autoencoder nếu được thiết kế đúng cách hoàn toàn có thể vừa giảm được dung lượng dữ liệu truyền nhận, vừa có thể giảm nhiễu do môi trường tác động. Điều này sẽ giúp nâng cao khả năng ứng dụng, triển khai các dự án IOT tại các môi trường gặp khó khăn trong việc truyền nhận dữ liệu và ảnh hưởng nhiễu bởi nhiễu. ❖

Ngày nhận bài: 12/3/2025

Ngày phản biện: 25/3/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. G. E. Hinton and R. R. Salakhutdinov, "Reducing the Dimensionality of Data with Neural Networks". Science, vol. 313, no. 5786, pp. 504-507, 2006.
- [2]. I. Goodfellow, Y. Bengio, and A. Courville, "Deep Learning". Cambridge, MA, USA: MIT Press, 2016.
- [3]. S. De Vito et al., "On-field Calibration of an Electronic Nose for Benzene Estimation in an Urban Pollution Monitoring Scenario". Sensors and Actuators B: Chemical, vol. 129, no. 2, pp. 750-757, 2008.

CẢI TIẾN MÁY ĐAN LEN V-BED BẰNG HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG

IMPROVED V-BED KNITTING MACHINE WITH AUTOMATIC CONTROL SYSTEM

TS. Nguyễn Thị Tú Trinh¹, ThS. Nguyễn Hữu Trí^{2,*}

¹Trường Cao đẳng Kinh tế – Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

²Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh

*Email: trinh@huit.edu.vn

TÓM TẮT

Công nghệ đan áo len trên máy đan hai giường kim là quy trình sản xuất trang phục trực tiếp từ sợi. Trên thị trường hiện nay đã xuất hiện nhiều loại máy đan với công nghệ hiện đại thực hiện quy trình đan liền mạch tạo ra sản phẩm hoàn chỉnh chỉ bằng một lập trình trên hệ thống điều khiển tự động, máy có giá thành rất cao việc tiếp cận công nghệ này đối với doanh nghiệp vừa và nhỏ, các cơ sở đào tạo là điều không dễ dàng. Trong bài nghiên cứu này, nhóm tác giả đã nghiên cứu thiết kế chế tạo cải tiến hệ thống điều khiển lắp đặt trên máy đan len hai giường kim. Bảng điều khiển được thiết kế cải tiến nhằm hỗ trợ quá trình vận hành máy đan len V-bed. Quy trình dệt được lập trình cho hệ thống thông qua giao diện của máy kết hợp với người thiết kế. Mục đích nghiên cứu là để giảm bớt công lao động, cải tiến nâng cấp các bộ phận trên máy đan cho quá trình dệt sản phẩm thực hiện được thuận lợi hơn, có sự giám sát và hỗ trợ thao tác công nghệ cho người vận hành máy hạn chế lỗi kỹ thuật, tránh tạo ra phế phẩm trong quá trình dệt sản phẩm. Kết quả của bài nghiên cứu đã cung cấp thêm kiến thức cũng như tạo điều kiện cho sinh viên tiếp xúc công nghệ dệt mới tại đơn vị đào tạo.

Từ khóa: Máy đan len hai giường kim; Cải tiến máy đan; Tự động hóa.

ABSTRACT

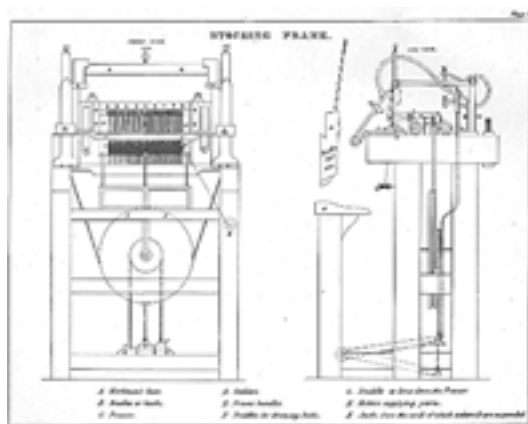
Knitting technology on a double-bed knitting machine is a process of producing clothes directly from yarn. Currently, there are many types of knitting machines with modern technology that perform a seamless knitting process to create a complete product with just one program on an automatic control system. The machine has a very high cost, accessing this technology for small and medium enterprises and training facilities is not easy. In this research, the group of authors has researched the design and manufacture of an improved control system installed on a double-bed knitting machine. The control panel is designed to support the operation of the V-bed knitting machine. The weaving process is programmed for the system through the machine's interface in combination with the designer. The purpose of the research is to reduce labor, improve and upgrade the parts on the knitting machine so that the weaving process can be carried out more smoothly, with supervision and support for technological operations for machine operators to limit technical errors, and avoid creating waste products in the weaving process. The results of the study have provided additional knowledge as well as created conditions for students to access new textile technology at the training unit.

Keywords: Double-bed knitting machine; Knitting machine improvement; Automation.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Đan len là một nghề có từ rất lâu đời xuất hiện ở Ai Cập từ thế kỷ thứ XI. Đây là một nghề thủ công nổi tiếng và phổ biến, một nghề được mô tả như là một phần lịch sử của dệt may, là một phần thúc đẩy sự phát triển ngành công nghiệp mới khi những chiếc máy đan đầu tiên được phát minh có thể tạo ra sản phẩm mà trong nhiều nghìn năm qua con người đã hoàn toàn làm bằng tay [1].

Chiếc máy đan đầu tiên được thiết kế dùng để đan tất được phát minh bởi giáo sĩ William Lee vào năm 1589, máy có khung lớn với 8 kim, tuy nhiên sản phẩm đan vẫn còn thô và không vừa vặn. Sau đó, Lee đã nâng cấp máy lên 20 kim có thể đan được lụa và len nên đã tạo ra chiếc tất đẹp và mịn hơn. Đến năm 1759, Jedediah Strutt đã phát triển thêm phụ kiện ribber, máy dệt được vải rib và garter stitch. Năm 1816, kỹ sư người Pháp Marc Brunel phát minh ra chiếc máy đan tròn đầu tiên tạo ra loại vải ống [2], [3].



Hình 1. Mặt trước và mặt sau của khung đan được cải tiến bởi Felkin (1867) [4]

Vào đầu thế kỷ 20, máy đan được cải tiến để tạo nên sản phẩm có kiểu dáng vừa vặn và hoàn chỉnh. Máy đan được sử dụng sản

xuất đồ lót được cải tiến để có thể định hình trang phục kết hợp giữa tạo hình hoàn chỉnh và thay đổi cấu trúc mũi khâu. Theo thời gian, kích thước của khung dệt đã được thay đổi theo thời trang để đan được những chiếc tất dài hơn. Năm 1915, máy đan tròn đã được cải tiến nhằm mục đích tăng sản lượng để cung cấp sản phẩm cho chiến tranh Thế chiến thứ nhất. Trong ba mươi năm qua, các cải tiến công nghệ trong lĩnh vực đan len xuất phát từ nhu cầu cải thiện hiệu quả, tăng lợi nhuận và thực tế và hầu hết các cải tiến kỹ thuật đan đều bắt chước các kiến thức và thực hành từ cách thức đan tay.



Hình 2. Máy đan Griswold (1949) tại Bảo tàng Ruddington Framework Knitters [5]

Vào những năm 1960, Kenneth MacQueen đã không thành công khi cố gắng chế tạo một máy đan điện tử điều khiển bằng máy tính. Cải tiến này xuất phát từ bằng sáng chế của ông về kỹ thuật đan flechage; đan hàng ngắn hơn, để sản xuất áo khoác ngoài [6].

Máy dệt kim có hai loại là máy đan tròn và phẳng. Máy đan phẳng đóng vai trò quan trọng trong sản xuất hàng dệt, thúc đẩy hiệu quả và tính linh hoạt. Vải dệt kim được tạo ra theo trong quy trình bán tự động hoặc hoàn toàn tự động. Máy được thiết kế dệt được nhiều loại sợi, từ sợi tự nhiên như bông và len

đến sợi tổng hợp với nhiều kiểu đan khác nhau đáp ứng nhiều yêu cầu thiết kế từ đơn giản đến phức tạp. Ngoài khả năng sản xuất hàng loạt, máy dệt kim phẳng hiện đại có nhiều tính năng ngày càng hoàn thiện máy có thể được lập trình và giao diện kỹ thuật số. Các sản phẩm có thể được thiết kế đan bằng công nghệ kỹ thuật số cài đặt trên máy, công nghệ này giúp giảm thiểu lao động thủ công và khả năng xảy ra lỗi do con người [7].



Hình 3. Ảnh máy đan áo len phẳng thời trang [8]

Với sự phát triển của công nghệ, máy đan len cơ khí, tự động và điều khiển bằng máy tính đã được nghiên cứu chế tạo ngày càng nhiều máy dệt hiện đại và được sử dụng ngày một phổ biến ở các nước phát triển và đang phát triển. Máy có nhiều tính năng mới, năng suất vượt trội. Công nghệ đan liền mạch tạo ra một sản phẩm hoàn chỉnh giảm tối thiểu quy trình cắt và may hoặc không có đường may. Công nghệ cải tiến này giảm thiểu công đoạn khi gia công, tiết kiệm thời gian và chi phí sản xuất. Ngoài ra, công nghệ này cung cấp cho người tiêu dùng sản phẩm dệt mặc thoải mái và vừa vặn hơn bằng cách loại bỏ đường may, mang lại lợi ích cho nhà sản xuất và người dùng. Đây là một kỹ thuật tiên tiến vì có thể kết nối ba ống vải dệt kim để tạo thành áo len và có khả năng tăng giảm kích thước của các ống với nhiều cấu trúc đan khác nhau. Nhược điểm của các loại máy này là chi phí đầu tư khá cao, thu hồi vốn chậm, khó cạnh tranh về giá thành gia công sản phẩm và bị hạn chế về khả năng thay đổi

mặt hàng như các máy hai giường kim nên các doanh nghiệp vừa và nhỏ đặc biệt, các trường đại học, cao đẳng chưa thể tiếp cận [9], [10], [11].

Nhu cầu hàng dệt kim trên thị trường ngày càng tăng cao. Theo phân tích từ Hiệp hội đan len, Thị trường hàng dệt kim toàn cầu được định giá 644,29 tỷ đô la vào năm 2021 và dự kiến sẽ đạt 1606,67 tỷ đô la vào năm 2029, đạt tốc độ tăng trưởng kép hàng năm (CAGR) là 12,10% trong giai đoạn dự báo 2022-2029, để đáp ứng nhu cầu về mặt này và khắc phục tình trạng thiếu hụt lao động, việc nghiên cứu phát triển máy dệt kim tự động cải thiện hiệu quả sản xuất là vấn đề cấp thiết.

Công nghệ dệt áo len trên máy dệt tạo ra các bán thành phẩm trực tiếp từ sợi, quá trình thực hiện đan sản phẩm nhanh gọn rút ngắn thời gian hoàn thành sản phẩm vì giảm bớt công đoạn cắt may, các phế phẩm có thể tái sử dụng [12], [13].

Quy trình gia công đan áo len của một doanh nghiệp vừa và nhỏ các công đoạn phần lớn được thực hiện trên máy dệt hai giường kim chỉ phù hợp cho các đơn hàng lớn, ít thay đổi mẫu mã, sản phẩm có cấu trúc đơn giản. Để rút ngắn thời gian hoàn thành đồng thời tạo ra sự đa dạng về cấu trúc dệt của sản phẩm, việc ứng dụng công nghệ thông tin vào thiết kế công nghệ và quản lý sản xuất ngày càng được quan tâm. Trên cơ sở đó, mục tiêu của nghiên cứu này là đưa những tiến bộ mới trong lĩnh vực cơ điện tử vào các ứng dụng tự động hóa, tin học hóa cho từng công đoạn sản xuất đặc thù của thiết bị dệt may. Tiêu biểu trên máy đan len hai giường kim là thiết kế, chế tạo hệ thống điều khiển quá trình dệt cho từng sản phẩm theo thời gian thực và lắp thêm động cơ để giải phóng sức lao động của công nhân.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Cơ sở lý thuyết dựa trên phân tích cơ chế hoạt động của máy đan len hai giường kim [13]

Máy đan V-Bed bao gồm 2 giường kim phẳng được sắp xếp theo hình chữ “V” ngược. Các giường kim này có thể rộng đến 2,5m. Một giá đỡ còn được gọi là Cambox hoặc Head, di chuyển tới lui trên giường kim. Máy linh hoạt cho phép thiết kế mũi đan phức tạp và điều chỉnh chính xác độ rộng mũi đan. Hai nhà sản xuất máy đan phẳng lớn nhất là Soll của Đức và Seiki của Nhật Bản.

Máy V-bed hai giường kim có gờ, tiếp cận theo đường chéo, được đặt ở góc từ 90 đến 105 độ. Máy đan móc phẳng hoặc máy đan móc liên kết chủ yếu được sử dụng để đan một số mặt hàng đặc biệt bằng cách sử dụng kim chốt móc đôi. Một bộ kim được chuyển sang đan trong một trong hai giường kim đối diện trực tiếp bằng một bộ thanh trượt ở mỗi giường.

Máy Intersia có cả giường đơn và giường đôi. Trong trường hợp máy Intarsia giường đôi, một giường được sử dụng để đan các thiết kế màu trơn và giường còn lại được sử dụng để sản xuất viền rib cho hàng may mặc. Hàng may mặc Intersia thường đắt tiền và nhu cầu của chúng phụ thuộc vào sự thay đổi thất thường của thời trang.

Máy dệt phẳng Power V-bed chủ yếu được sử dụng để sản xuất hàng dệt kim cho trẻ em, phụ nữ và nam giới. Chúng bao gồm từ máy đơn giản đến máy dệt jacquard cơ học đến máy dệt phẳng hoàn toàn điện tử và vi tính hóa, thậm chí được trang bị chân vịt. Sự phát triển trong tự động hóa thiết kế vải, chuẩn bị mẫu và lựa chọn kim điện tử, cũng như trong phạm

vi các cấu trúc và hiệu ứng có thể tạo ra, đã rất to lớn. Trên thực tế, máy dệt phẳng và các sản phẩm của chúng hiện được coi là cực kỳ tinh vi. Các loại hàng may mặc chất lượng cao hiện có thể được sản xuất với giá cả cạnh tranh nhờ các hệ thống sản xuất hàng may mặc mang tính cách mạng có thể thực hiện được với chân vịt. Các cấu trúc hai và ba chiều cũng như hàng may mặc hoàn chỉnh không có bất kỳ đường may hoặc mối nối nào có thể được sản xuất trên các máy dệt phẳng điện tử mới nhất và các hệ thống thiết kế liên quan.

Bất kể loại nào, giường kim phải được làm chính xác để đảm bảo tính đồng nhất của vải. Các mũi kim phải được cách đều nhau và rất trơn tru để cho phép chuyển động trượt tự do của kim. Hơn nữa, các mũi kim của hai giường không được đối diện nhau mà các mũi kim của một giường phải nằm giữa các mũi kim của giường kia để đảm bảo rằng các kim sẽ không va chạm khi đi lên để đan cùng lúc trên cả hai giường.

Kết quả phân tích trên cho thấy dựa trên nguyên lý hoạt động của máy đan len hai giường kim, nhóm nghiên cứu đã cải tiến thêm vào hệ thống điều khiển và giám sát công nghệ và động cơ để giải phóng sức lao động của công nhân.

2.2. Giải pháp kỹ thuật cải tiến máy đan len V-Bed

Dựa trên lưu đồ giải thuật đã có sẵn của máy đan V-Bed được nhập từ Đài Loan đang được vận hành tại Khoa Công nghệ may và Thiết kế thời trang của Trường Đại học Công Thương như sau:

Bắt đầu chương trình, màn hình LCD sẽ hiện lên 2 chế độ tự chọn: 

► Cơ chế 1 – “Chương trình mới”: Nếu ta chưa có mẫu sẵn, ta sẽ chọn “chương trình mới” để tạo mẫu vải. Tiếp đến, ta sẽ chọn “địa chỉ” để lưu mẫu vải từ 01-59. Sau khi lưu địa chỉ xong, màn hình sẽ hiện lên “địa chỉ” lưu và “số đoạn”. Ta tiếp tục nhập vào số đoạn theo mẫu vải mới. Số đoạn tùy theo yêu cầu của nhà thiết kế, khi đã nhập xong số đoạn theo yêu cầu, màn hình sẽ hiện lên “tốc độ đan len” giới hạn của tốc là từ 1-15.

Khi hoàn thành bước nhập tốc độ, màn hình sẽ hiện lên “số vòng” của từng đoạn và “4 công tắc”, tiếp đến ta sẽ nhập vào số vòng cũng như điều khiển công tắc, nếu chọn “1” nghĩa là công tắc hoạt động, ngược lại chọn “0” nghĩa là công tắc tắt. Bốn công tắc có nhiệm vụ tạo kích thước vải cũng như độ giãn cách.

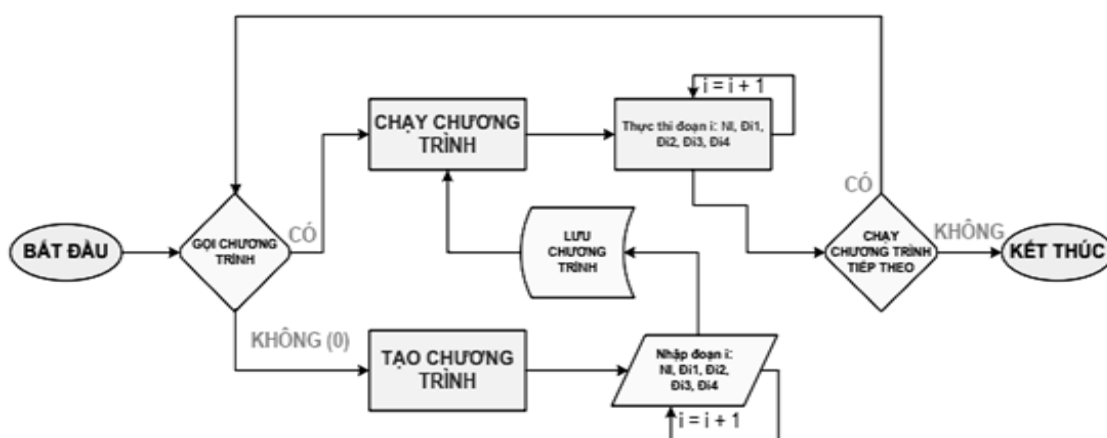
Kết thúc nhập số vòng, màn hình sẽ hiện lên “Đoạn n có đặc biệt không”, nếu ta chọn “không” màn hình sẽ chuyển sang đoạn kế tiếp, nếu đó là đoạn cuối cùng thì màn hình sẽ hiện lên “có lưu chương trình không” nếu ta chọn “có” chương trình sẽ được lưu lại, ngược lại chọn “không” chương trình sẽ bị hủy. Nếu ta chọn “có” màn hình tiếp tục hiện lên 3 dòng “cạnh 1”, “cạnh 2”. Sau khi nhập xong hai dòng đó, màn hình tiếp tục hiện lên “Đoạn n có

đổi xung k”, nếu ta chọn “có” màn hình sẽ hiện lên số kim, ngược lại nếu chọn “không” màn hình sẽ chuyển qua đoạn kế tiếp hoặc “có lưu chương trình không”, nếu ta chọn “có” chương trình sẽ được lưu lại, ngược lại chọn “không” chương trình sẽ bị hủy.

Sau khi lưu xong, ta sẽ chọn “chương trình đã lưu” để chạy chương trình. Chương trình sẽ thực hiện tất cả số đoạn cho tới khi kết thúc. Sau khi kết thúc số đoạn, chương trình sẽ hiện lên “hoàn tất chạy tiếp”, nếu ta chọn “không” chương trình sẽ trở lại ban đầu, nếu ta chọn “có” màn hình sẽ chuyển về địa chỉ lưu và tiếp tục chạy.

► Cơ chế 2 – “Chương trình đã lưu”: Màn hình sẽ hiện lên địa chỉ lưu từ 01-59, ta sẽ chọn địa chỉ lưu mẫu vải ta cần may. Sau khi chọn xong, chương trình bắt thực thi. Chương trình sẽ thực hiện tất cả số đoạn cho tới khi kết thúc.

Sau khi kết thúc số đoạn, chương trình sẽ hiện lên “hoàn tất chạy tiếp”, nếu ta chọn “không” chương trình sẽ trở lại ban đầu, nếu ta chọn “có” màn hình sẽ chuyển về địa chỉ lưu và tiếp tục chạy.



Hình 2.1. Lưu đồ giải thuật

Bảng 1. Lưu đồ giải thuật

---MAY DAN LEN--- Chon che do ► Chuong trinh moi Chuong trinh da luu	Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: ◀01▶	Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: 01 So doan: 2	Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: 01 Toc do: 10
Doan 1: So vong: 10 CT 1: 0 CT 2: 0 CT 1: 0 CT 2: 0	Doan 1 dac biet? ► co khong	Doan 1 dac biet Số kim canh 1: 70 Số kim canh 2: 50	Doan 1 doi xung k ► co khong
Doan 1 doi xung k ► co khong So kim : -1	Doan 2: So vong: 10	Doan 2: So vong: 10 CT 1: 0 CT 2: 0 CT 1: 0 CT 2: 0	Doan 2 dac biet? co ► khong
Luu chuong trinh moi ► co khong	---MAY DAN LEN--- Chon che do Chuong trinh moi ► Chuong trinh da luu	Chuong trinh da luu Chon chuong trinh ► 01	
Chuong trinh 01 Doan 1: So vong 10 CT 1: 0 CT 2: 0 CT 1: 0 CT 2: 0	Hoan tat Chay tiep? ► Co khong	---MAY DAN LEN--- Chon che do ► Chuong trinh moi Chuong trinh da luu	

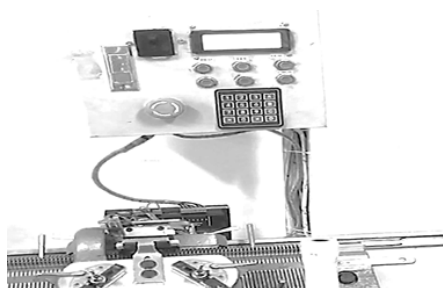
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Sau thời gian nghiên cứu và thực hiện thử nghiệm máy đàn theo lưu đồ giải thuật đã cho ra kết quả quy trình vận hành như sau:

3.1. Sản phẩm

❖ Quy trình vận hành máy đàn len sau cải tiến:

➤ Bước 1: Cấp nguồn cho máy đàn len.



Hình 3.1. Bước 1 - Cấp nguồn cho máy đàn len

➤ Bước 2: Nếu chưa có mẫu vải sẵn, thiết kế mẫu vải mới theo những trình tự sau:

- Trình tự 1: Chọn chương trình mới và tạo địa chỉ lưu.

---MAY DAN LEN--- Chon che do ► Chuong trinh moi Chuong trinh da luu	Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: ◀01▶

Hình 3.2. Bước 2 – Chọn chương trình mới và tạo địa chỉ lưu.

- Trình tự 2: Nhập vào số đoạn và tốc độ.

Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: 01 So doan: 2	Tao chuong trinh Dia chi luu ctringh: 01 Toc do: 10

Hình 3.3. Bước 2 – Nhập vào số đoạn và tốc độ.

- Trình tự 3: Cài đặt số vòng - chỉnh công tắc - và chọn những đoạn đặc biệt

Doan 1: So vong: 10 CT 1: 0 CT 2: 0 CT 1: 0 CT 2: 0	Doan 1 dac biet? ► co khong	Doan 1 dac biet Số kim canh 1: 70 Số kim canh 2: 50

Hình 3.4. Bước 2 – Cài đặt số vòng - chỉnh công tắc - và chọn những đoạn đặc biệt.

- Trình tự 4: Lưu chương trình và chọn chế độ đã lưu.

Lưu chương trình moi ► co khong	---MAY DAN LEN--- Chon che do Chương trình moi ► Chương trình đã lưu

Hình 3.5. Bước 2 – Lưu chương trình và chọn chế độ đã lưu.

Bước 3: Vào địa chỉ lưu và chạy chương trình - nếu gặp đoạn đặc biệt nhấn chọn để tiếp tục chạy.

Chương trình đã lưu Chon chương trình ► 01

Hình 3.6. Bước 3 – Vào địa chỉ lưu và chạy chương trình

➤ Bước 4: Máy đan len tự động bắt đầu chạy - màn hình hiển thị số đoạn và số vòng.



Chương trình 01 Doan 1: So vong 10 CT 1: 0 CT 2: 0 CT 1: 0 CT 2: 0

Hình 3.7. Bước 4 – Máy đan len tự động bắt đầu chạy

➤ Bước 5: Máy đan len chạy đến số đoạn và số vòng cuối cùng thì chương trình dừng lại, nhấn “có” để chạy tiếp hoặc “không” để trở về trạng thái ban đầu.



Doan 1 doi xung k ► co khong So kim : -1

Hình 3.8. Bước 5 – Máy đan len chạy đến số đoạn



Hoàn tat Chay tiep? ► Co khong	---MAY DAN LEN--- Chon che do ► Chương trình moi Chương trình đã lưu

Hình 3.9. Bước 6 – Máy đan len chạy đến số vòng cuối cùng

❖ Xử lý sự cố khi vận hành và các lỗi thường gặp

+ Đôi khi máy đan len xảy ra vấn đề về rỗi chỉ, do đó ta cần tác động vào nút nhấn khẩn cấp, để hệ thống dừng lại.

+ Cách khắc phục: Thay kim hoặc chỉnh lực căng chỉ, mở nút nhấn theo chiều kim đồng hồ, chương trình hoạt động lại bình thường.

3.2. Thảo luận

Trước khi cải tiến, để vận hành máy đan len V-bed, người công nhân phải dùng tay đẩy bàn cam hay xe cam (carriage) trên hai giường kim dịch chuyển qua lại làm các kim dệt tiến hành tạo vòng và liên kết với nhau thành mảnh vải, các hoa văn được tạo ra do người công nhân chuyển vòng sợi từ kim này sang kim khác theo những quy luật thiết kế trước. Mô hình cải tiến máy đan len hai giường kim, sau khi chạy thử đã hoàn toàn đáp ứng được những yêu cầu ban đầu là tăng tính tự động hóa trong quá trình đan len, đếm được số kim và vòng lặp của hệ truyền động, đồng thời mở ra khả năng ứng dụng thực tế trên các nhà xưởng sản xuất, xưởng đan dệt, cũng như cung cấp thêm thiết bị tự động hóa cho mục tiêu đào tạo tại cơ sở nhà trường, nhóm nghiên cứu đã cải tiến thêm vào hệ thống điều khiển và giám sát công nghệ và động cơ để giải phóng sức lao động của công nhân. Kết quả nghiên cứu cũng đã cung cấp thêm nhiều kiến thức mới tạo điều kiện cho sinh viên có cơ hội tiếp xúc trực tiếp với công nghệ dệt bán tự động trong quá trình học tập tại trường. Tuy nhiên, trong quá trình gia công và thực nghiệm, nhóm nghiên cứu còn bị hạn chế về chuyên môn và thời gian nên kết quả nghiên cứu vẫn còn tồn tại một số nhược điểm như chưa khắc phục hoàn toàn hệ thống giảm chấn trong quá trình dệt gây ra tiếng ồn. Trong

tương lai, nhóm nghiên cứu sẽ có hướng phát triển mô hình này ngày càng hoàn thiện hơn và đưa mô hình vào ứng dụng thực tế cho các cơ sở sản xuất.

4. KẾT LUẬN

Trong lĩnh vực đào tạo, nghiên cứu và sản xuất về ngành dệt may ở nước ta hiện nay thì xu hướng tiếp cận sự với sự phát triển khoa học công nghệ của thế giới chủ yếu là hướng đến sự tự động hoá và vi tính hoá. Do đó, nghiên cứu thiết kế chế tạo cải tiến máy đan len hai giường kim này của nhóm nghiên cứu là một thí dụ tiêu biểu về ứng dụng vi điều khiển phục vụ nhu cầu quản lý công nghệ, do đó nội dung thiết kế chế tạo hệ thống vẫn còn một số hạn chế cần được bổ sung và hoàn thiện cho các nghiên cứu tiếp theo.

Hiện nay, nhu cầu cải tiến nâng cấp các tính năng công nghệ của máy đan len hai giường kim mà không quá tốn kém chi phí là rất cần thiết. Trên cơ sở đó, mục tiêu của nghiên cứu này nhằm đưa những tiến bộ mới trong lĩnh vực cơ điện tử vào những công đoạn sản xuất đặc thù của thiết bị dệt may.

Tiêu biểu trên máy đan len hai giường kim là thiết kế chế tạo hệ thống tự động giám sát công nghệ trong quá trình sản xuất trên máy đan len hai giường kim, nhằm phục vụ công tác quản lý công nghệ đan len bằng máy tính. Với các cải tiến trên, nghiên cứu này đã nâng cấp máy đan len hai giường kim thành máy đan len hai giường kim tự động và có thể lưu trữ các mẫu đan trên hệ thống. ❖

Ngày nhận bài: **01/4/2025**

Ngày phản biện: **15/4/2025**



Tài liệu tham khảo:

- [1]. Karin Landahl, “*On form thinking in knitwear design*”. ISBN: 978-91-85659-99-9 Handle-id: <http://hdl.handle.net/2320/12587> Published: September 2013 Printed and bound: Responstryck 2013 Copyright 2013 Karin Landahl Editor: Lars Hallnäs.
- [2]. Brackenbury, Terry (1992), “*Knitted clothing technology*”. Oxford: Blackwell Scientific Publications.
- [3]. Irena Turnau, “*History of knitting before mass production*”. Institute of the history of Material Culture Polish Academy of sciences. ISBN 83-900213-2-3.
- [4]. <https://www.historyofinformation.com/detail.php?entryid=3634>
- [5]. https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_knitting
- [6]. Spencer, David J. (2001), “*Knitting technology: a comprehensive handbook and practical guide*”, 3rd edition. Lancaster, Pa.: Technomic Publishing.
- [7]. <https://www.exapro.com/textile-machines-texapro-knitting-flat-knitting-machines-gg8-and-above-c535/>
- [8]. <https://www.cixing-group.com/>
- [9]. <https://yarn-store.com/machine-knitting/about-knitting-machines/>
- [10]. Nguyễn Đình Quang, “*Kỹ thuật đan dệt len trên máy*”. NXB. Thanh niên (2003), 5-23.
- [11]. K. F. Au, “*Advances in knitting technology*”. Woodhead Publishing Ltd (2011), p. 3.
- [12]. Nguyễn Hữu Trí, Nguyễn Ngọc Châu, Ngô Hoài Quang Trung, “*Thiết kế hệ thống nhúng hỗ trợ quá trình công nghệ dệt trên máy đan len phẳng 2 giường kim*”. Tạp chí Khoa học Công nghệ và Thực phẩm, 20 (4) (2020) 102-109.
- [13]. Huỳnh Văn Trí, “*Công nghệ dệt kim*”. NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh (2003), 15-52.

ĐÁNH GIÁ NỒNG ĐỘ KHÍ THẢI XE MÁY HONDA WAVE ALPHA KHI SỬ DỤNG XĂNG SINH HỌC E5, E10

EVALUATION OF EMISSION CONCENTRATION OF HONDA WAVE ALPHA MOTORBIKES WHEN USING BIO-GASSOLINE E5, E10

Nguyễn Thanh Tuấn¹, Nguyễn Phú Đông¹, Trần Đăng Khôi¹, Phan Công Hoàn²,
Nguyễn Hoàng Nam³, Trần Đăng Khoa³

¹Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường Đại học Nha Trang

²Trường Trung cấp nghề Tân Tiến - Tp. Bảo Lộc - Tỉnh Lâm Đồng

³Trường Trung cấp nghề Củ Chi - Tp. Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Ảnh hưởng của xăng sinh học (xăng pha cồn) đối với khí thải đã được nhiều nghiên cứu và cũng đã được ứng dụng tại Việt Nam. Tuy nhiên, những năm gần đây việc ứng dụng xăng pha cồn E5 cho các phương tiện giao thông chủ yếu là xe máy có phần chững lại. Trong nghiên cứu này, chúng tôi tập trung nghiên cứu thực nghiệm sử dụng xăng E5 và mở rộng nghiên cứu với việc sử dụng thêm xăng E10 cho xe máy Honda Wave Alpha. Kết quả nghiên cứu cho thấy lượng khí thải CO giảm khoảng 18% và NOx giảm trung bình các chế độ thử nghiệm từ 19,6%-30,7%. Với nghiên cứu này nhằm tái khẳng định hiệu quả khi sử dụng xăng sinh học đối với môi trường, đặc biệt trong điều kiện nước ta đang có những bước chuẩn bị cho việc kiểm định khí xả xe máy trong thời gian tới, đồng thời cũng phù hợp với lộ trình cắt giảm khí thải, tiến tới Net Zero vào năm 2050.

Từ khóa: Xăng sinh học E5; Honda Wave Alpha; Khí xả.

ABSTRACT

The impact of biofuel (ethanol- gasoline mixed) on emissions has been studied extensively and has also been applied in Vietnam. However, in recent years, the application of E5 ethanol-gasoline mixed for vehicles, mainly motorbikes, has somewhat slowed down. In this study, we focused on experimental research using E5 gasoline and expanded the study by using E10 gasoline for Honda Wave Alpha motorbikes. The research results showed that CO emissions decreased by about 18% and NOx emissions decreased by an average of 19.6%-30.7% in all test modes. This study aims to reaffirm the effectiveness of using biofuel on the environment, especially in the context that our country is taking steps to prepare for motorbike exhaust gas inspection in the near future, and is also consistent with the roadmap for reducing emissions, moving towards Net Zero by 2050.

Keywords: E5 biofuel; Honda Wave Alpha; Exhaust emission.



1. TỔNG QUAN

Số lượng xe máy đã đăng ký tại Việt Nam đến nay khoảng 70 triệu chiếc [1], trong đó có khoảng 45,5 triệu xe đang lưu hành. Sự gia tăng số lượng xe máy đang là một trong những nguyên nhân chính gây ra khí thải ra bầu khí quyển, gây ảnh hưởng đến sức khỏe con người [1-3]. Hầu hết trên thị trường Việt Nam hiện nay đang sử dụng xăng A92 và A95 cho các phương tiện giao thông. Từ ngày 01/01/2018, nhiên liệu thay thế như nhiên liệu xăng pha cồn được gọi là E5 đã được triển khai và đã được bán tại các cây xăng trên toàn quốc, sản phẩm có nguồn gốc sinh học nông nghiệp này được hòa trộn lẫn với xăng với tỉ lệ nhỏ, chỉ chiếm 5% (xăng E5) trong thành phần nhiên liệu. Kể từ khi triển khai bán xăng E5, có những thời điểm tỉ trọng tiêu thụ loại nhiên liệu này chiếm từ 39% - 43% trong tổng lượng tiêu thụ xăng các loại. Tuy nhiên, cho đến nay, lượng tiêu thụ xăng E5 càng có xu thế giảm do nhiều nguyên nhân. Có thể kể ra các nguyên nhân chính sau: Chênh lệch giá giữa E5 và xăng A92, A95 chưa nhiều; mức thuế bảo vệ môi trường đối với xăng E5 chưa thỏa đáng; các doanh nghiệp tham gia cung ứng xăng E5 không nhiều do phải đầu tư thiết bị phối trộn, vì vậy không đem lại nhiều lợi nhuận; còn hạn chế về khâu truyền thông, đồng thời ý thức về bảo vệ môi trường của người dân chưa cao. Trong khi đó, tại Quyết định số 876/QĐ-TTg ngày 22/7/2022 về việc phê duyệt Chương trình hành động chuyển đổi năng lượng xanh, giảm phát thải các bon và mê tan của ngành Giao thông vận tải do Thủ tướng Chính phủ ban hành có quy định: 100% phương tiện giao thông đường bộ sử dụng xăng E5 vào năm 2030 tại Việt Nam [1]. Nhằm hiện thực hóa mục tiêu nêu trên, cùng với việc củng cố thêm niềm tin cho người tiêu dùng và khẳng định lại ý nghĩa về mặt môi trường khi sử dụng xăng E5. Trong nghiên cứu này, chúng tôi đi so

sánh bằng thực nghiệm nồng độ các chất độc hại khi xe máy sử dụng xăng và xăng E5 có mở rộng thêm nghiên cứu khi sử dụng với xăng E10 cho cùng một loại xe máy Wave Alpha.

2. NGHIÊN CỨU THỬ NGHIỆM

2.1. Thiết bị thí nghiệm

Trong nghiên cứu này đã sử dụng loại xe máy Honda Wave Alpha, một loại phương tiện còn lưu hành khá phổ biến tại nước ta, đồng thời mẫu xe này cũng tương đồng với rất nhiều mẫu “xe số” cùng và khác hãng Honda như Sirius, Dream, Future,... Động cơ trên xe sử dụng bộ chế hòa khí để cung cấp nhiên liệu, một bộ phận cơ khí tương đối đơn giản, ứng dụng cho xe máy trước đây cũng như ngày nay. Thông số liệu kỹ thuật của các mẫu xe này được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1. Đặc điểm các xe máy thử nghiệm

Mô tả	Wave Alpha
Năm sản xuất	2004
Đồng hồ công tơ mét (km)	40.000
Loại động cơ	4 kỳ
Dung tích xy lanh (cc)	109.1
Công suất tối đa	6,12kW tại 7500v/ph
Mô men cực đại	8,44Nm - 6000v/ph
Hộp số	4-M/T
Trọng lượng xe (kg)	95
Số xy lanh	1
Đường kính / Hành trình piston (mm)	50.0 / 55.6
Tỷ số nén	9:01
Hệ thống phun nhiên liệu	Carburetor
Dung tích bình xăng (lít)	3.7

2.2. Nhiên liệu thí nghiệm

Các loại nhiên liệu được sử dụng trong thử nghiệm bao gồm 3 loại: xăng A95, E5 và E10. Xăng A95 và E5 là các loại nhiên liệu phổ biến được bán tại Việt Nam và đáp ứng các tiêu chuẩn nhiên liệu quốc gia. Tuy nhiên, loại xăng E10 được nhóm nghiên cứu pha trộn với thành phần theo thể tích với 90% là xăng A95 và 10% là cồn Ethanol công nghiệp. Đặc tính của các loại nhiên liệu này được trình bày trong Bảng 2.

Bảng 2. Tính chất của các loại nhiên liệu thử nghiệm [4-7].

Tính chất	E0	E5	E10
RON	95	96,2	98,7
MON	84	84,5	85,1
Khối lượng riêng tại 25°C, g/cm ³	0,734	0.749	0,753
Hàm lượng Benzen, % vol.	1,93	1,73	1,64
Hàm lượng hợp chất thơm, %vol.	30,0	28,4	27,8
Nhiệt trị, J/g	44,7	43,5	42,6

2.3. Phương pháp và quy trình thí nghiệm

Phương pháp thí nghiệm được tiến hành bằng thực nghiệm. Xe máy được đặt lên trên dàn khung máy đo công suất, bánh xe trước được cố định, bánh xe sau đặt trên hai con lăn của máy đo [2]. Thiết bị được kết nối với máy tính cho các giá trị về tốc độ xe và các giá trị công suất, suất tiêu hao nhiên liệu,... Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, máy đo chỉ sử dụng máy đo công suất để xác định các dải tốc độ xe máy, cùng với đó là sử dụng máy đo nồng

độ khí xả để tiến hành đo nồng độ các chất độc hại khi xe máy sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau theo cùng một chế độ tốc độ như nhau. Quá trình thử nghiệm bao gồm sáu dải tốc độ phổ biến trong quá trình vận hành xe từ 20 đến 70 km/h. Xe máy được vận hành ở chế độ số 4, số được sử dụng phổ biến nhất khi vận hành trên địa hình bằng phẳng. Trong suốt quá trình thử nghiệm, một dòng khí liên tục của hỗn hợp khí thải được dẫn vào thiết bị đo để đo nồng độ của carbon monoxide (CO), hydrocarbon chưa cháy (HC), oxit của nitrogen (NOx). Quy trình thí nghiệm được tiến hành theo thứ tự lần lượt từng loại nhiên liệu: xăng A95, E5, E10, ứng với mỗi loại nhiên liệu tiến hành đo nồng độ khí xả khi vận hành xe ở các chế độ hoạt động với tốc độ khác nhau trong dải tốc độ nêu trên. Ở mỗi chế độ tốc độ được tiến hành đo kết quả thí nghiệm trong 15 phút với 5 phút đầu để điều chỉnh cho xe máy vận hành ổn định, 10 phút sau sẽ lấy kết quả trung bình từng loại khí thải. Xe máy và băng thử được thể hiện trong hình 1.



Hình 1. Xe máy Wave Alpha trên băng thử nghiệm

Ngoài ra, trong nghiên cứu này còn thử nghiệm vận hành xe máy trên đường. Quảng trường thử nghiệm trên đường nhựa bằng phẳng trong khu đô thị Nam Vĩnh Hải. Cung đường thử nghiệm trong khu đô thị này hiện chưa có

nhà ở, đường không có bất kỳ phương tiện giao thông nào lưu hành. Các chế độ thử nghiệm lần lượt cho xe máy chạy bằng xăng, E5 rồi đến E10. Xe máy chỉ có một lái xe vận hành ở các chế độ tốc độ khác nhau từ 20%, 30%, 50% vị trí tay ga. Để đảm bảo an toàn khi vận hành trên đường thí nghiệm, nghiên cứu này chưa thí nghiệm hết các chế độ ở vị trí tay ga cao hơn.



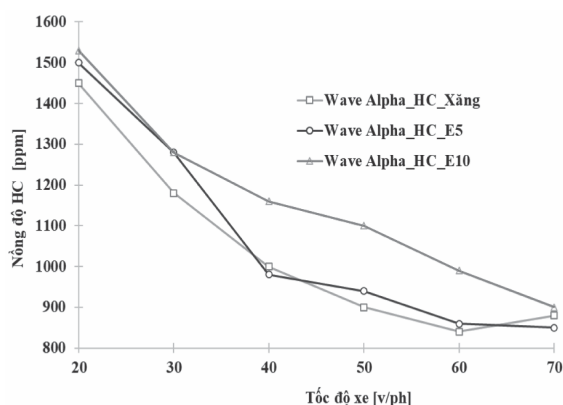
Hình 2. Cung đường chạy thử nghiệm xe máy

3. KẾT QUẢ THỬ NGHIỆM

3.1. Kết quả thí nghiệm trên băng thử

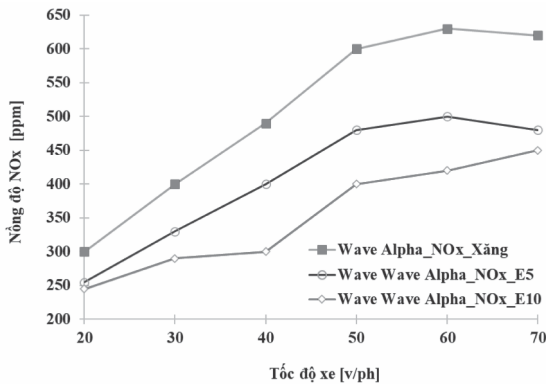
Kết quả thí nghiệm được thể hiện trên các hình 3, 4 và 5. Đối với thành phần khí xả hydro các bon HC, nồng độ HC giảm từ dải tốc độ thấp đến tốc độ cao, khi ở tốc độ 60-70 km/h nồng độ chất này có xu hướng tăng lên khi xe máy sử dụng ba loại nhiên liệu thí nghiệm. Có nghĩa rằng ở tốc độ thấp, việc tổ chức quá trình cháy chưa tốt, đồng thời ở chế độ tốc độ thấp xe máy thường sẽ thiết kế để nhiên liệu được đậm hơn, điều này dẫn tới nồng độ HC sẽ cao. Tuy nhiên, khi ở chế độ tốc độ 60-70 km/h, nồng độ HC cũng có xu hướng bắt đầu tăng sau khi đã đạt giá trị thấp nhất trước tốc độ đó là do tốc độ cao, chu kỳ làm việc của mỗi quá trình sinh công tăng lên dẫn tới thời gian hòa trộn nhiên liệu và không khí ngăn lại, quá trình cháy dần không được tổ chức tốt dẫn tới nồng độ HC bắt

đầu có xu hướng tăng lên. So sánh ở tất cả các dải tốc độ có thể thấy rằng nồng độ HC khi sử dụng nhiên liệu E5 gần tương tự khi sử dụng xăng A95 cho xe máy, chênh lệch trung bình chỉ khoảng 2,6%. Tuy nhiên, khi sử dụng E10, lượng khí thải HC tăng lên là rất đáng kể, trung bình ở tất cả dải tốc độ thí nghiệm, nồng độ HC tăng lên khoảng 11,3%. Nguyên nhân khi tăng cao tỉ lệ hòa trộn cồn với xăng do tính chất hóa hơi của nhiên liệu cồn cao hơn xăng, nhiệt độ cháy của cồn lại thấp hơn nên quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu E10 sẽ diễn ra kém hơn dẫn tới nồng độ HC thải ra môi trường cao hơn [8, 9].



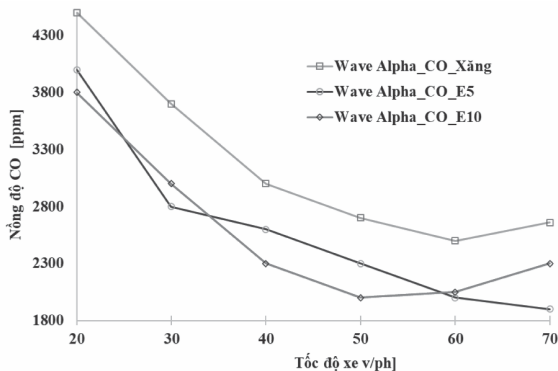
Hình 3. Kết quả thí nghiệm đo nồng độ HC trên băng thử

Nồng độ NOx khi vận hành động cơ với nhiên liệu xăng pha cồn giảm đáng kể so với động cơ vận hành bằng xăng. Nhìn trên đồ thị hình 3 có thể thấy rằng thành phần nhiên liệu càng tăng, tỉ lệ cồn trong xăng thì khí thải phát ra ông xả NOx có thành phần càng giảm. Tỉ lệ giảm trung bình NOx ở 6 chế độ thử nghiệm đối với nhiên liệu E5, E10 lần lượt là 19,6% và 30,7%. Điều này chứng tỏ rằng khi sử dụng xăng pha cồn, do nhiệt độ cháy của cồn nhỏ hơn xăng nên tốc độ tỏa nhiệt của xăng pha cồn giảm, làm ảnh hưởng đến môi trường xúc tác đến sự hình thành NOx từ Nitro và Oxy có trong buồng đốt.



Hình 4. Kết quả thí nghiệm đo nồng độ NOx trên băng thử

Trong khi đó, kết quả cho thấy khí CO thải ra từ xe Wave Alpha khi sử dụng xăng pha ethanol (E5) giảm khoảng 18,1% so với xăng A92. Trong khi với xăng E10, nồng độ CO giảm trung bình cũng chỉ 18,9% so với khi xe chạy bằng xăng.



Hình 5. Kết quả thí nghiệm đo nồng độ CO trên băng thử

3.2. Kết quả thí nghiệm trên đường

Với quãng đường và thử nghiệm đã được nêu ở trên, kết quả thử nghiệm đo vận tốc xe khi chạy thử bằng xăng A92, E5 và E10 ở các vị trí tay ga 20%, 30%, 50%, đồng thời cũng thử nghiệm đo thời gian tăng tốc đạt đến 60km/h với 3 loại nhiên liệu (Bảng 3). Kết quả cho thấy rằng tốc độ của xe máy ở các vị trí tay ga 20%, 30%, 50% khi sử dụng xăng E5 là

không đáng kể. Tuy nhiên, với nhiên liệu xăng E10, ở 3 vị trí tay ga, tốc độ giảm lần lượt là 14,3%, 13,9%, 14,5%. Tương tự với thời gian tăng tốc, sự chênh lệch khi xe chạy bằng E5 và E10 so với xăng lần lượt là 0,7s và 1,3s.

Bảng 3. Kết quả thí nghiệm tốc độ và thời gian tăng tốc của xe máy trên đường

Chỉ tiêu đánh giá	Xăng A95	E5	E10
Vận tốc ở vị trí tay ga 20% (km/h)	35	34	30
Vận tốc ở vị trí tay ga 30% (km/h)	43	41	37
Vận tốc ở vị trí tay ga 50% (km/h)	62	61	53
Thời gian tăng tốc 0-60km/h (s)	8,2	8,9	9,5

4. KẾT LUẬN

Sử dụng nhiên liệu xăng pha cồn là giải pháp phù hợp trong điều kiện ô nhiễm khí xả do xe máy ngày càng trầm trọng, đồng thời cũng là giải pháp trước mắt trong lộ trình cắt giảm khí thải tiến tới Net zero vào năm 2050. Với nghiên cứu này, xăng E5 gần như không ảnh hưởng tới công suất của động cơ trên xe máy khi thử nghiệm xe trên đường, được phản ánh qua tốc độ xe đạt được ở các vị trí tay số khác nhau và vận tốc gần như tương đương, tuy nhiên lượng khí thải NOx và CO là giảm đáng kể, đó là cơ sở để chúng ta tiếp tục có những giải pháp đủ mạnh trong thời gian tới để người dân hưởng ứng tham gia ủng hộ sử dụng loại nhiên liệu này cho xe máy.

Với xăng E10 rõ ràng chưa thực sự mang lại hiệu quả, vận tốc xe giảm đáng kể, thời gian tăng tốc tăng lên khá nhiều, đồng thời các chỉ số về môi trường nồng độ HC có xu hướng tăng cao, trong khi các nồng độ NOx và

CO gần tương tự khi so với xe chạy bằng E5. Rõ ràng khi sử dụng E10, thành phần cồn tăng cao là ảnh hưởng đến thông số kỹ thuật của động cơ xe máy, điều này cũng là cần thiết có những giải pháp cải tiến động cơ hay hệ thống cung cấp nhiên liệu, hệ thống đánh lửa,... để phù hợp hơn khi xe máy sử dụng loại nhiên liệu này. ❖

Ngày nhận bài: **07/3/2025**

Ngày phản biện: **28/3/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyen Thanh Tuan, Nguyen Phu Dong, “Improving performance and reducing emissions from a gasoline and LPG bi-fuel system based on a motorcycle engine fuel injection system”. *Energy for Sustainable Development*. 67 (2022), 93-101. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2022.01.010>
- [2]. Doan Phuoc Tho, Nguyen Thanh Tuan, “Manufacturing study chassis dynamometer for motorcycle”. *Tạp chí Khoa học Công nghệ GTVT*; “Nghiên cứu chế tạo băng thử động cơ xe máy”, *Tạp chí Khoa học GTVT* số 3, tập 73, 4/2022, pp. 316-326. <https://doi.org/10.47869/tcsj.73.3.9>
- [3]. Nguyen Thanh Tuan, Doan Phuoc Tho, “HC emission stable and power optimation of motorcycle LPG engine by heat transfer to the injector”. *Asean Engineering Journal*. Vol. 13 No. 2: June 2023, pp 47-52.
- [4]. Nguyen, T.T and P.D. Nguyen, “A Study of CNG Fuel System Uses Mixer for Engine of the Suzuki Viva Motorcycle”. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (Int. J. Mech. Eng. Robot. Res)*., vol. 11. pp. 37-42, 2022, 10.18178/ijmerr.11.1.37-42. Scopus Q3.
- [5]. İlhak, M.İ, Doğan, R, Akansu, S.O, Kahraman, N, “Experimental study on an SI engine fueled by gasoline, ethanol and acetylene at partial loads”. *Fuel* 261, 116148 (2020).
- [6]. Mourad, M, Mahmoud, K, “Investigation into SI engine performance characteristics and emissions fueled with ethanol/butanol-gasoline blends”. *Renew. Energy* 143, 762-771 (2019).
- [7]. Dinh, T, Nguyen, K, Pham, T, Nguyen, V, “Study on performance enhancement and emission reduction of used carburetor motorcycles fueled by flex-fuel gasoline-ethanol blends”. *J. Chin. Inst. Eng.*, 1-12 (2020).
- [8]. Yao, Y.C, Tsai, J.H, Wang, I.T. and Tsai, H.R. (2017), “Investigating criteria and organic air pollutant emissions from motorcycles by using various ethanol-gasoline blends”. *Aerosol Air Qual. Res.* 17: 167-175.
- [9]. M.H., Syahir, A.Z., Khuong, L.S., Zaharin, M.S.M. and Alabdulkarem, A. (2018), “Comparative assessment of ethanol and isobutanol addition in gasoline on engine performance and exhaust emissions”. *J. Cleaner Prod.* 190: 483-495.

NGHIÊN CỨU THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN XE AGVs

RESEARCH ON CONTROL ALGORITHMS FOR AGV VEHICLES

Luu Thanh Tùng, Đào Trọng Chân, Lê Thuận Thành

Bộ môn Kỹ thuật Máy Xây dựng và Nâng chuyên, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa,
Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Email: ttluu@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Hiện nay, trong xu hướng tự động hóa các quy trình trong sản xuất công nghiệp đang ngày càng trở nên phổ biến và quan trọng do nhu cầu tăng cường hiệu suất, độ chính xác và giảm thiểu tai nạn cho công nhân tại những môi trường chật hẹp, nguy hiểm, có nguy cơ ảnh hưởng đến sức khỏe. Trong bối cảnh này, xe tự hành AGVs (Automated Guided Vehicles) đóng vai trò quan trọng và hiệu quả, góp phần to lớn vào quá trình tự động hóa toàn diện trong các nhà máy và kho hàng, thậm chí tại các bệnh viện, trung tâm thương mại hoặc sân bay. Công nghệ quan trọng nhất của xe AGVs nằm ở bộ điều khiển có chức năng định vị được vị trí và điều hướng AGVs di chuyển trong môi trường. Trên thế giới, hiện nay công nghệ điều hướng có đường dẫn hoặc không có đường dẫn đã được phát triển và thậm chí ứng dụng rộng rãi vào các hệ thống thực tế. Có thể thấy được các giải pháp xe AGVs tại thị trường trong nước còn khá hạn chế, chủ yếu các công nghệ được nhập từ nước ngoài với chi phí cao và đắt đỏ, đặc biệt với các loại xe tự hành không sử dụng đường dẫn có sẵn, tức là điều hướng tự nhiên bằng các cảm biến như LiDAR. Để giải quyết những thách thức này, việc phát triển và cải tiến các thuật toán điều khiển cho AGVs là rất cần thiết. Một trong những phương pháp nổi bật trong lĩnh vực này là thuật toán SLAM (Simultaneous Localization and Mapping), cho phép robot vừa định vị chính xác vị trí của mình, vừa tạo ra bản đồ môi trường xung quanh.

Từ khóa: AGVs; Xe tự hành; LiDAR; Tự động hóa.

ABSTRACT

Currently, the trend of automating processes in industrial production is becoming increasingly popular and important due to the demand for enhanced efficiency, accuracy, and the reduction of accidents for workers in narrow and hazardous environments that may affect their health. In this context, Automated Guided Vehicles (AGVs) play a crucial and effective role, significantly contributing to the comprehensive automation process in factories and warehouses, as well as in hospitals, shopping centers, and airports. The most important technology for AGVs lies in the control system, which is responsible for accurately locating and directing the movement of AGVs within the environment. Currently, guidance technology with or without navigation has been developed and even widely applied in real-world systems. It is evident that AGV solutions in the domestic market are still quite limited, primarily relying on imported technologies that come with

high costs, especially for self-driving vehicles that do not use existing guiding paths, meaning they navigate naturally using sensors like LiDAR. To address these challenges, it is essential to develop and improve control algorithms for AGVs. One of the prominent methods in this field is the SLAM (Simultaneous Localization and Mapping) algorithm, which allows robots to accurately determine their position while simultaneously creating a map of their surrounding environment.

Keywords: AGVs; Autonomous vehicles; LiDAR; Automation.

1. GIỚI THIỆU

Trong quá trình nghiên cứu và phát triển đời sống con người, nhiều công có thể được thực hiện bởi robot, bao gồm vận chuyển, chăm sóc sức khỏe, cứu hộ và nhiều hơn nữa. Robot của thế giới hiện tại chỉ có thể hoạt động hiệu quả trong những điều kiện rất hạn chế. Để giải quyết các vấn đề này trong tương lai, chúng ta cần các thuật toán nhanh và đáng tin cậy cho robot AGVs.

Vấn đề đặt ra trong lĩnh vực này là làm thế nào để định vị hiệu quả một robot và tạo bản đồ chính xác nhất có thể, một trong những phương pháp phổ biến hiện nay đó là định vị và lập bản đồ đồng thời SLAM (Simultaneous Localization and Mapping).

Một trong những thuật toán phổ biến và quan trọng trong SLAM là ICP (Iterative Closest Point), được sử dụng để căn chỉnh hình học các đám mây điểm 2D cũng như 3D và đăng ký đám mây điểm bằng cách tính toán phép biến đổi tối ưu giữa các tập hợp điểm. Nhiều công trình nghiên cứu đã tập trung vào việc cải tiến ICP để nâng cao hiệu suất SLAM.

Chẳng hạn, các nghiên cứu như [1] đã đề xuất các giải pháp tối ưu hóa giai đoạn chọn điểm, ghép điểm tương ứng và thêm trọng số để tăng tốc độ hội tụ và độ chính xác của ICP. Trong khi đó [2] nhấn mạnh việc duy trì tính

nhất quán toàn cục khi căn chỉnh nhiều khung dữ liệu quét.

Ngoài ra, [3] giới thiệu phương pháp ICP-SLAM cục bộ nhằm giảm chi phí tính toán trong môi trường lớn. Các cải tiến này đã góp phần quan trọng vào việc nâng cao hiệu quả của ICP, song vẫn còn tiềm năng để tối ưu hơn nữa. Trong bài báo này, chúng tôi tập trung vào việc cải thiện một thông số trong thuật toán ICP, nhằm nâng cao độ chính xác của nó trong các ứng dụng SLAM đơn giản, có chi phí thấp, từ đó đề xuất một giải pháp hiệu quả hơn cho robot AGVs trong môi trường phức tạp.

Trong phần tiếp theo, chúng tôi sẽ đi sâu vào việc trình bày các khái niệm lý thuyết cần thiết để hiểu rõ hơn về thuật toán ICP (Iterative Closest Point), một trong những phương pháp cốt lõi trong lĩnh vực SLAM, một yếu tố quan trọng trong việc định vị và lập bản đồ đồng thời cho xe tự hành AGVs.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Mô hình toán cho thuật toán ICP

Ý tưởng của thuật toán ICP là nếu có sự tương ứng giữa 2 tập hợp đám mây điểm (correspondence), nghĩa là biết được những cặp điểm $C = \{(i, j) : m_i \leftrightarrow s_j\}$ trong 2 tập điểm ứng với nhau theo một tiêu chí nào đó, trong phạm vi thuật toán là điểm có khoảng cách gần nhất,

ta luôn tìm được chính xác phép biến đổi từ tập điểm mẫu đến tập điểm nguồn. Nhưng trong thực tế, chúng ta không biết được sự tương ứng này, do đó chúng ta cần thực hiện lặp lại các bước dự đoán chuyển đổi để sai lệch giữa tập nguồn và tập mẫu nhỏ dần đến ngưỡng hội tụ.

Cho S và M lần lượt là tập điểm nguồn (source point cloud) với N_S điểm và tập điểm mẫu (model point cloud) với N_M điểm. Mục đích của thuật toán là tìm một phép biến đổi cứng T gồm một ma trận xoay R và vector dịch chuyển t để căn chỉnh tập M khớp với tập S, nghĩa là làm cho biểu thức sau nhỏ nhất:

$$E(R, t) \sim \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \|m_i - (Rs_i + t)\|^2 \quad (1)$$

Với N là số lượng cặp điểm tương ứng.

Để tìm ma trận xoay R và vector dịch chuyển t, sử dụng phương pháp SVD (Singular Value Decomposition). Trước tiên tính trọng tâm của 2 tập điểm.

$$C_S = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N s_i, C_M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N m_i \quad (2)$$

Gọi $C = \{(i, j) : m_i \leftrightarrow s_j\}$ là tập hợp các cặp điểm tương ứng. Ma trận hiệp phương sai chéo:

$$H = \sum_{(i,j) \in C} (m_i - C_M)(s_i - C_S)^T \quad (3)$$

Phân tích SVD:

$$SVD(H) = U \Sigma V^T \quad (4)$$

Ma trận xoay được tính bởi:

$$R = VU^T \quad (5)$$

Vector dịch chuyển được tính bởi:

$$t = C_S - RC_M \quad (6)$$

2.2. Lưu đồ thuật toán ICP

Thuật toán ICP được thực hiện qua các bước như sau:

Thứ nhất, tìm tập hợp các cặp điểm tương ứng giữa 2 tập dữ liệu điểm bằng cách tìm điểm gần nhất trong tập S cho mọi điểm trong tập M. Sử dụng công thức khoảng cách Euclidean:

$$d_i = \min \left\{ \sqrt{m_i^2 - s_j^2} \right\}; j = 1, \dots, N_S \quad (7)$$

Hoặc sử dụng phương pháp kd-tree để thực hiện tìm điểm gần nhất. Xây dựng kd-tree cho tập S lúc khởi tạo, sau đó với mỗi điểm m_i trong tập M, sử dụng kd-tree để tìm điểm s_i gần với m_i nhất trong S. Kết quả thu được là tập hợp các cặp điểm tương ứng $C = \{(i, j) : m_i \leftrightarrow s_j\}$.

Thứ hai, tính toán ma trận hiệp phương sai H, sau đó thực hiện phép phân tích SVD để tìm ra ma trận xoay R và vector dịch chuyển t.

Thứ ba, tính toán tập S sau khi áp dụng phép biến đổi:

$$-Rs_j + t \quad (8)$$

Thực hiện lặp đến khi sai số $E(R, t)$ nhỏ hơn ngưỡng nhất định hoặc đạt được độ chính xác yêu cầu của thuật toán.

2.3. Tạo bản đồ toàn cục với thuật toán ICP

Khởi tạo vị trí robot trong tọa độ toàn cục $P(x, y, \theta) = P_0 = (0, 0, 0)$ và khởi tạo lần quét đầu tiên vào bản đồ M_G .



Khởi tạo phép biến đổi ban đầu.

$$T_G = T_0$$

Di chuyển robot đến vị trí mới P_i , đọc dữ liệu lidar ở vị trí này, gán khung dữ liệu S_i . Dữ liệu lidar ở vị trí trước đó S_{i-1} được gán thành khung dữ liệu mẫu.

Tính toán phép biến đổi giữa khung S_i và S_{i-1} bằng thuật toán ICP.

$$T_i = (R_i, t_i) = \text{ICP}(S_{i-1}, S_i) \quad (9)$$

Tính toán ma trận biến đổi toàn cục cho khung dữ liệu S_i .

$$T = T_1 T_2 \dots T_i$$

Biến đổi khung dữ liệu S_i về tọa độ toàn cục và thêm vào bản đồ M_G .

$$M_G = TS_i$$

Quay trở lại bước 2 và lặp lại đến khi tạo được bản đồ hoàn chỉnh.

3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Outliers (ngoại lai) là những điểm không có sự tương ứng chính xác giữa hai tập điểm, thường do nhiễu, đo đạc sai, do các điểm không chồng lấp giữa hai tập dữ liệu hoặc do khoảng cách giữa 2 điểm lớn hơn một ngưỡng. Trong ICP, outliers có thể dẫn đến sai lệch phép biến đổi, vì vậy việc loại bỏ hoặc giảm ảnh hưởng của chúng là rất quan trọng.

Với 2 tập hợp điểm $S = \{s_0, s_1, \dots, s_n\}$ và $M = \{m_0, m_1, \dots, m_m\}$ tìm điểm gần nhất trong tập S cho mọi điểm trong tập M .

$$k_i = \underset{j}{\operatorname{argmin}} \|s_i - m_j\| \quad (10)$$

Thu được tập khoảng cách $d = \{d_1, d_2, \dots, d_n\}$ và tập chỉ số tương $k = \{k_1, k_2, \dots, k_n\}$. Thực hiện sắp xếp "d" theo thứ tự tăng dần $d' = \{d_{(1)}, d_{(2)}, \dots, d_{(n)}\}$, với $d_{(1)} < d_{(2)} < \dots < d_{(n)}$. Phép hoán vị $\pi(i)$ được định nghĩa: $d\pi(i) = d(i)$. Trong đó $\pi(i)$ là ánh xạ chỉ số ban đầu của d_i sang vị trí của nó trong d' .

Lựa chọn tỷ lệ các cặp điểm inliers r (để loại bỏ các outliers):

$$n_{\text{inliers}} = \lfloor r \cdot n \rfloor$$

Tập chỉ số các cặp điểm inliers được xác định bởi:

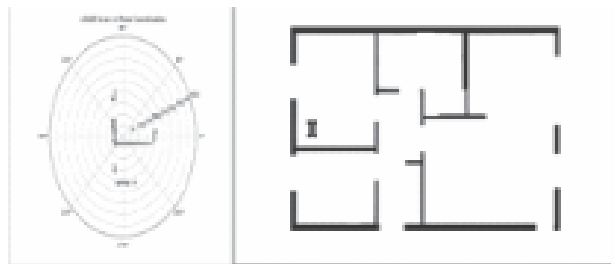
$$K = \{\pi(1), \pi(2), \dots, \pi(n_{\text{inliers}})\}$$

Các phép tính để tìm ra phép biến đổi giữa 2 tập dữ liệu được trình bày ở phần trước sẽ được thực hiện trên tập inliers.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Môi trường mô phỏng

Thuật toán được áp dụng xử lý dữ liệu thực tế lấy từ lidar cũng như dữ liệu mô phỏng trên môi trường PyGame.



Hình 1. Mô phỏng môi trường và lidar

Các thông số đặc tính của lidar trong môi trường mô phỏng như sau:

Tầm quét	450 (pixel)
Góc quét	360°
Độ phân giải góc quét	0.72°
Nhiều Gaussian về góc	0.02
Nhiều Gaussian về khoảng cách	0.004

Phương pháp được sử dụng để đánh giá sai lệch trong thuật toán là RMSE (Root Mean Square Error), so sánh dữ liệu vị trí thu được thông qua thực hiện thuật toán với dữ liệu vị trí thực tế của robot trên bản đồ (ground truth), được xác định qua phương trình sau:

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(x_i - \hat{x}_i)^2 + (y_i - \hat{y}_i)^2}{N}} \quad (11)$$

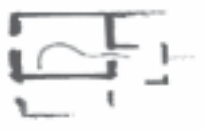
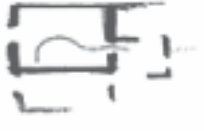
Với:

- x_i, y_i là tọa độ vị trí thực tế của xe.
- $\hat{x}_i, \hat{y}_i$ là tọa độ của xe thu được bởi thuật toán.
- N là số lượng vị trí được xét tới.

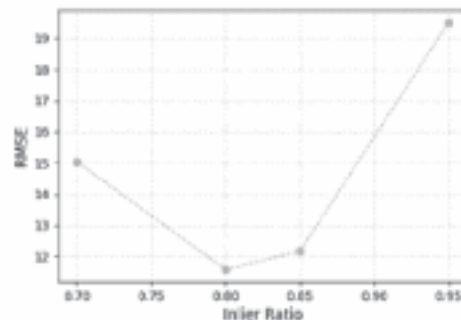
4.2. Kết quả đạt được

Kết quả bản đồ khi thay đổi chỉ số inlier ratio:

Inlier ratio	Map
0.70	 RMSE = 15.0382

0.80	 RMSE = 11.5834
0.85	 RMSE = 12.1637
0.95	 RMSE = 19.5066

Hình 2. Bản đồ thu được và sai số RMSE tương ứng với các giá trị inlier ratio



Hình 3. Sai số RMSE theo giá trị Inlier Ratio

Nhận thấy khi inlier ratio tăng giá trị từ 0.7 lên 0.8, sai số RMSE giảm mạnh, kết quả bản đồ thu được chính xác hơn, cho thấy được nhiều điểm tương ứng phù hợp được lấy hơn, tăng chính xác của ma trận biến đổi từ thuật toán. Nhưng khi inlier ratio tăng lên 0.85, và sau đó tăng đến 0.95, sai số RMSE tăng lên, nghĩa là nhiều điểm nhiễu được lấy hơn trong quá trình tính toán, làm giảm độ chính xác của thuật toán. Tóm lại, khi inlier ratio quá thấp



(0.7) hoặc quá cao (0.95), số điểm thuật toán lấy để tính toán quá ít (bỏ qua các điểm quan trọng) hoặc quá nhiều (nhiều), làm ảnh hưởng đáng kể đến kết quả. Nhận xét trên phù hợp với lý thuyết, cho thấy thuật toán ICP nhạy cảm với nhiễu, và cần tỉ lệ inlier phù hợp để đạt được kết quả tốt.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, chúng tôi đã trình bày một cái nhìn tổng quan về thuật toán ICP (Iterative Closest Point) trong bối cảnh định vị và lập bản đồ đồng thời (SLAM) cho xe tự hành AGVs. Qua các thí nghiệm mô phỏng, chúng tôi đã chỉ ra rằng việc lựa chọn tỷ lệ inlier cho các cặp điểm tương ứng có ảnh hưởng đáng kể đến độ chính xác của phép biến đổi và kết quả bản đồ.

Kết quả cho thấy, khi inlier ratio tăng từ 0.7 lên 0.8, sai số RMSE giảm mạnh, cho thấy rằng nhiều điểm tương ứng phù hợp hơn đã được lấy, từ đó nâng cao độ chính xác của ma trận biến đổi. Tuy nhiên, khi inlier ratio tiếp tục tăng lên 0.85 và 0.95, sai số RMSE lại tăng, cho thấy sự nhạy cảm của thuật toán với nhiễu và sự cần thiết phải có một tỷ lệ inlier tối ưu.

Dựa trên những phát hiện này, chúng tôi nhận thấy rằng mỗi hệ thống SLAM có những đặc điểm riêng biệt về phần cứng và cảm biến,

do đó việc điều chỉnh inlier ratio cần phải được thực hiện một cách cẩn thận để đạt được kết quả tốt nhất. Chúng tôi cũng đề xuất việc nghiên cứu thêm các phương pháp tự động tối ưu inlier ratio trong tương lai, bao gồm khử nhiễu và ứng dụng các mô hình học máy.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ đề tài mã số SVKSTN-2024-CK – 28. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG – HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **28/3/2025**

Ngày phản biện: **14/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Prochazkova Jana, Martisek Dalibor (2021), “Notes on iterative closest point algorithm”.
- [2]. R. Tiar, M. Lakrouf, and O. Azouaoui (2020), “Fast ICP-SLAM for a Bi-Steerable Mobile Robot in Large Environments”.
- [3]. Hao Bai (2018), “ICP Algorithm: Theory, Practice And Its SLAM-oriented Taxonomy”.
- [4]. Szymon Rusinkiewicz, Marc Levoy (2001), “Efficient Variants of the ICP Algorithm”.
- [5]. F.LU, E. Milios (1997), “Globally Consistent Range Scan Alignment for Environment Mapping”.

NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP LOẠI BỎ NHIỀU DO CHUYỂN ĐỘNG TRONG TÍN HIỆU PPG SỬ DỤNG AUTOENCODER

RESEARCH ON MONTION ARTIFACTS REMOVAOL IN PPG SIGNAL USING AUTOENCODER

Lưu Thanh Tùng, Trần Quang Đức Hòa, Trần Vũ Anh Duy

Bộ môn Kỹ thuật Máy Xây dựng và Nâng chuyển, Khoa Cơ Khí, Trường Đại học Bách Khoa,
Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Email: tthuu@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Công nghệ đo quang thể tích (Photoplethysmography - PPG) sử dụng ánh sáng để phát hiện các thay đổi nhỏ trong thể tích máu ngoại vi, dựa trên khả năng hấp thụ ánh sáng khác nhau của các thành phần mô tuân theo định luật Beer-Lambert. Mặc dù có nhiều ứng dụng tiềm năng trong y tế, tín hiệu PPG rất nhạy cảm với nhiễu do chuyển động (Motion Artifacts - MA) của người dùng, gây khó khăn cho việc thu thập và phân tích dữ liệu. Nghiên cứu này đề xuất một phương pháp ứng dụng trí tuệ nhân tạo (Deep Learning), cụ thể là mô hình mạng nơ-ron Autoencoder, để tự động phát hiện và hỗ trợ loại bỏ các đoạn tín hiệu PPG bị ảnh hưởng bởi MA. Thuật toán được đánh giá trên bộ dữ liệu thực tế thu thập tại Bệnh viện Thống Nhất, đạt độ chính xác 95,2% trong việc phân loại đoạn tín hiệu sạch và nhiễu, cho thấy tiềm năng ứng dụng trong các thiết bị theo dõi sức khỏe sử dụng cảm biến PPG.

Từ khóa: PPG; Cảm biến; Autoencoder; Photoplethysmography.

ABSTRACT

Photoplethysmography (PPG) is a technology employing light to measure subtle variations in peripheral blood volume, based on the Beer-Lambert law regarding differential light absorption by tissue components. Despite its potential medical applications, PPG signals are highly susceptible to motion artifacts (MA) caused by user movement, challenging accurate data acquisition and analysis. This study proposes an approach using deep learning (DL), specifically an Autoencoder neural network model, to automatically detect and aid in the removal of MA-corrupted PPG signal segments. Evaluated on a real-world dataset collected from Thong Nhat Hospital, the algorithm achieved 95.2% accuracy in classifying clean versus noisy signal segments, demonstrating its potential applicability in PPG-based health monitoring devices.

Keywords: PPG; Sensor; Autoencoder; Photoplethysmography.



1. GIỚI THIỆU

Công nghệ đo quang thể tích (Photoplethysmography – PPG) hoạt động dựa trên định luật Beer-Lambert, cho phép đo lường sự thay đổi thể tích máu bằng cách chiếu ánh sáng đơn sắc vào mô và đo cường độ ánh sáng phản xạ hoặc truyền qua [1]. Ban đầu, PPG được ứng dụng chủ yếu trong các thiết bị đo nhịp tim và độ bão hòa oxy trong máu (SpO₂) như Pulse Oximeter.

Với sự phát triển của khoa học máy tính và trí tuệ nhân tạo (AI), việc phân tích các đặc trưng bậc một và bậc hai của tín hiệu PPG đã mở rộng ứng dụng sang các lĩnh vực phức tạp hơn như phát hiện rối loạn nhịp tim, ước tính nồng độ glucose máu, và nhiều thông số sinh lý khác [2].

Tuy nhiên, một trong những thách thức lớn nhất của công nghệ PPG là sự nhạy cảm với nhiễu, đặc biệt là nhiễu do chuyển động của người dùng (Motion Artifacts - MA) [3]. Các chuyển động này làm thay đổi vị trí giữa cảm biến và da, gây nhiễu tín hiệu. Việc sử dụng các đoạn tín hiệu chứa MA có thể dẫn đến sai số lớn trong tính toán hoặc thậm chí gây chẩn đoán sai, đặc biệt khi sử dụng các mô hình AI. Mặc dù còn các nguồn nhiễu khác như: sai vị trí đo, do biên độ tín hiệu hoặc do hiện tượng co thắt tâm thất sớm gây gián đoạn nhịp tim nhưng nguyên nhân chính và thường gặp nhất là do MA.

Nhiều phương pháp đã được nghiên cứu để xử lý MA, bao gồm các kỹ thuật dựa trên chỉ số chất lượng tín hiệu (Signal Quality Index - SQI) hoặc so sánh với tín hiệu mẫu [4]. Tuy nhiên, chưa có phương pháp nào được coi là tối ưu cho mọi ứng dụng. Trong bối cảnh đó, nghiên cứu này đề xuất một hướng tiếp cận mới

sử dụng mô hình Autoencoder, một dạng mạng nơ-ron sâu, để nhận diện và hỗ trợ loại bỏ các đoạn tín hiệu PPG bị ảnh hưởng bởi MA.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Tổng quan về nhiễu do chuyển động (Motion Artifact Noise)

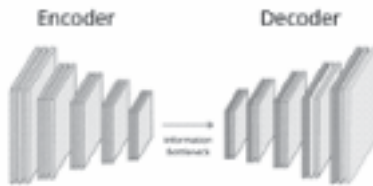
Nhiễu do chuyển động (MA) là sự biến đổi ảo trong tín hiệu PPG, phát sinh khi có sự chuyển động tương đối giữa cảm biến và bề mặt da của đối tượng đo. Các hoạt động như đi bộ, cử động tay, hoặc thậm chí gõ ngón tay có thể gây ra MA. Đặc điểm của MA là các dao động thường có biên độ lớn, không đều (có thể tuần hoàn hoặc không tuần hoàn), và có thể che lấp hoàn toàn sóng mạch đập (pulse waveform) vốn có của tín hiệu PPG sạch.

Một thách thức cốt lõi trong việc loại bỏ MA là phổ tần số của nó thường chồng lấp lên phổ tần số của các tín hiệu sinh lý quan trọng như nhịp tim (thường 0,5 – 3,5 Hz) và nhịp thở (thường 0,13 – 0,67 Hz) [5]. Sự chồng lấp này làm cho các bộ lọc tần số tuyến tính đơn giản (như lọc thông dải) trở nên kém hiệu quả. Do đó, cần có các phương pháp xử lý tín hiệu tiên tiến hơn, có khả năng phân biệt và tách biệt tín hiệu sinh lý khỏi nhiễu MA ngay cả khi chúng cùng tồn tại trong một dải tần số.

2.2. Tổng quan về Autoencoder

Autoencoder là một mạng nơ-ron đặc biệt được huấn luyện để cố gắng làm cho dữ liệu đầu ra giống với dữ liệu đầu vào nhất có thể [6]. Kiến trúc của một mạng autoencoder bao gồm: Bộ mã hóa (Encoder), không gian tiềm ẩn (Latent space) hay còn gọi là nút thắt (bottleneck), và một bộ giải mã (decoder). Nguyên lý hoạt động của mạng nơ-ron này

sẽ như sau: Khi một dữ liệu đầu vào mạng autoencoder, nó sẽ bị mã hóa trở thành một biểu diễn tiềm ẩn có số chiều thấp hơn, sau đó từ nút thắt cổ chai ấy nó sẽ được giải mã trở thành dữ liệu đầu ra.



Hình 1. Cấu trúc Autoencoder

Bộ mã hóa có nhiệm vụ mã hóa dữ liệu đầu vào, giảm số chiều của dữ liệu bằng cách nén chúng lại, giữ lại các đặc trưng quan trọng của dữ liệu. Dữ liệu nén sẽ được biểu diễn ở vùng không gian tiềm ẩn, nơi có số chiều nhỏ nhất. Từ đó, bộ giải mã sẽ cố gắng tái tạo lại dữ liệu đầu vào ban đầu một cách chính xác nhất có thể. Autoencoder thường được huấn luyện bằng cách sử dụng học không giám sát (unsupervised learning) với mục tiêu là giảm thiểu sai số giữa đầu vào và đầu ra nhất có thể, thường được đo bằng một hàm mất mát như sai số toàn phương trung bình (Mean square error - MSE) [7].

Với n là số lượng điểm dữ liệu, y_i là giá trị thực tế của điểm dữ liệu thứ i và $\hat{y}_i$ là giá trị dự đoán của điểm dữ liệu thứ i , ta có phương trình của MSE:

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

Trong quá trình huấn luyện, các trọng số của autoencoder được tối ưu hóa thông qua thuật toán gradient descent để giảm thiểu sai số tái tạo.

3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

3.1. Dữ liệu sử dụng trong nghiên cứu

Có hai bộ dữ liệu được sử dụng trong luận văn gồm bộ dữ liệu mở MIMICIII [8] và bộ dữ liệu thu thập từ các bệnh nhân ở phòng khám tim mạch của bệnh viện Thống Nhất (Số 1 Lý Thường Kiệt, phường 7, quận Tân Bình, TP. Hồ Chí Minh). Bộ dữ liệu MIMICIII được sử dụng để phát triển thuật toán cả xử lý tín hiệu và phát hiện rối loạn nhịp tim dựa trên tín hiệu PPG, trong khi đó bộ dữ liệu từ Bệnh viện Thống Nhất sẽ được dùng để kiểm tra kết quả của thuật toán.

Chúng tôi sử dụng phương pháp 5-fold cross validation, nghĩa là chia dữ liệu thành 5 phần bằng nhau và tiến hành 5 lần huấn luyện, mỗi lần huấn luyện là một fold, trong đó chọn bốn phần để làm dữ liệu huấn luyện mới trong vòng 80 epoch, phần còn lại sẽ là tập thử nghiệm và đảm bảo rằng tập thử nghiệm là khác nhau giữa các fold.

3.2. Thuật toán tiền xử lý tín hiệu PPG

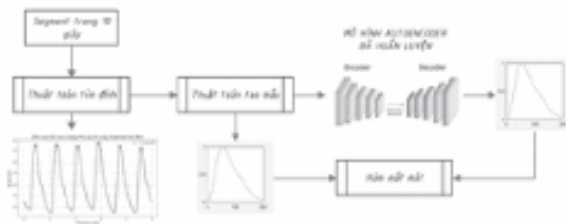
Quy trình tiền xử lý tín hiệu PPG thô và tạo mẫu đầu vào cho mô hình Autoencoder bao gồm các bước sau:

- Đầu tiên, lọc nhiễu bằng bộ lọc thông dải (band – pass filter) Butterworth bậc 4 với tần số từ 0,5 Hz đến 3 Hz với mục đích là loại bỏ các thành phần nhiễu tần số thấp (baseline drift) và nhiễu tần số cao, giữ lại các thông tin quan trọng.

- Chia đoạn tín hiệu thành các đoạn với độ dài 10 giây vì nó chứa đủ thông tin về nhiều chu kỳ tim [9].



- Xác định đỉnh của tín hiệu PPG trong mỗi đoạn segment 10 giây, sau đó sử dụng thuật toán tạo mẫu để chuẩn bị dữ liệu đầu vào cho mô hình Autoencoder đã huấn luyện. Các mẫu được coi là “sạch” nếu giá trị hàm mất mát tái tạo “reconstruction loss” nhỏ hơn ngưỡng cho phép. Những đoạn tín hiệu có ít nhất 95,2% mẫu đạt chuẩn được giữ lại. Quy trình này được minh họa chi tiết ở hình dưới.



Hình 2. Quy trình nghiên cứu

3.3. Thuật toán tìm đỉnh và tạo mẫu của tín hiệu PPG

Thuật toán tìm đỉnh tham khảo từ [10], sử dụng ngưỡng động MA_{beat} – chu kỳ nhịp tim trung bình và a là hằng số bù để lọc nhiễu và xác định đỉnh là điểm có giá trị lớn nhất trong mỗi khối tín hiệu hợp lệ. Phương pháp này tự động thích nghi với biến đổi tín hiệu, giảm sai số do nhiễu và trôi đường cơ sở (baseline drift), đảm bảo phát hiện đỉnh chính xác ngay cả trong điều kiện nhiễu.

$$THR_1 = MA_{beat} + a \quad (2)$$

Đường bao dưới (lower envelope) của tín hiệu PPG được xác định bằng nội suy spline. Tín hiệu sau đó được tách thành các nhịp, tái mẫu thành 100 điểm, đưa về mức không (zero-baselined) và chuẩn hóa.

Công thức thuật toán đưa về không: Với y là tín hiệu đã được đưa về không, y_0 là tín hiệu gốc, t là thời gian (đối với tín hiệu liên tục)

và chỉ số (đối với tín hiệu đã được rời rạc hóa), y_1 là giá trị tín hiệu tại đỉnh bắt đầu.

$$y = y_0 - k.t - y_1 \quad (3)$$

Công thức chuẩn hóa: Trong đó y là tín hiệu cần được chuẩn hóa, $\hat{y}$ là tín hiệu đã được chuẩn hóa, $\max\{y\}$ là giá trị lớn nhất của tín hiệu, $\min\{y\}$ là giá trị nhỏ nhất của tín hiệu.

$$\hat{y} = \frac{y - \min\{y\}}{\max\{y\} - \min\{y\}} \quad (4)$$

3.4. Mô hình autoencoder về phát hiện đoạn tín hiệu bị nhiễu do cử động

Mô hình autoencoder có thể được sử dụng để phát hiện sự bất thường của dữ liệu vì mô hình này có khả năng biểu diễn dữ liệu trên một “không gian” khác được gọi là không gian tiềm ẩn (latent space), với số chiều ít hơn và có tính phân cụm cao hơn. Trong không gian này, các dữ liệu có cùng tính chất sẽ có phân phối gần nhau, hay có thể hiểu là nằm chung một cụm. Dựa trên tính chất này, việc xác định tín hiệu đạt chuẩn được tiến hành bằng cách huấn luyện mô hình với dữ liệu đạt chuẩn. Sau khi hoàn tất quá trình huấn luyện, mô hình sẽ phát hiện các dữ liệu không đạt chuẩn dựa trên giá trị hàm mất mát giữa tín hiệu tái tạo và tín hiệu đầu vào. Những dữ liệu đạt chuẩn sẽ có giá trị hàm mất mát thấp và gần bằng với giá trị hàm mất mát trên tập huấn luyện, còn các dữ liệu không đạt chuẩn sẽ có giá trị hàm mất mát lớn.

Tuy nhiên, câu hỏi về việc giá trị hàm mất mát lớn bao nhiêu là đủ để phân loại tín hiệu chưa được đề cập cụ thể trong các nghiên cứu trước đây và thường phụ thuộc vào từng trường hợp cụ thể. Để giải quyết vấn đề này, chúng tôi chia tập huấn luyện thành hai phần: phần để huấn luyện và phần để kiểm tra. Sau

khi hoàn tất việc huấn luyện, giá trị ngưỡng được xác định bằng cách so sánh giới hạn bao của phân phối giá trị hàm mất mát của tập huấn luyện và tập kiểm tra. Nếu hai phân phối này tương đồng nhau, giá trị bao trung bình của cả hai sẽ được dùng làm giá trị ngưỡng để đánh giá tín hiệu đạt chuẩn và không đạt chuẩn.

Mô hình autoencoder sử dụng để xác định nhiễu do chuyển động sử dụng hàm mất mát MSE (1) để huấn luyện và có cấu trúc như sau:

STT	Lớp		Kích thước
1	Encoder	Đầu vào	100
		Hàm ReLU	
2		Lớp 1	64
		Hàm ReLU	
3		Lớp 2	32
		Hàm ReLU	
5	Lớp ẩn		16
7	Decoder	Lớp 5	32
		Hàm ReLU	
8		Lớp 6	64
		Hàm ReLU	
9		Đầu ra	100
		Hàm Sigmoid	

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Giá trị hàm mất mát trong quá trình huấn luyện được thể hiện như ở dưới đây:



Hình 3. Giá trị hàm mất mát

Trong quá trình huấn luyện, giá trị hàm mất mát giảm dần và đạt mức ổn định ở các epoch sau. Giá trị hàm mất mát cuối cùng khá nhỏ, cho thấy tín hiệu đầu vào và tín hiệu tái tạo ở đầu ra của mô hình có độ tương đồng cao. Điều này chứng tỏ mô hình autoencoder đã trích xuất tốt các đặc trưng của tín hiệu PPG sạch.

Khi kiểm tra mô hình trên tập dữ liệu độc lập từ Bệnh viện Thống Nhất, kết quả cho thấy khả năng phân loại hiệu quả giữa các đoạn tín hiệu sạch và nhiễu. Các đoạn tín hiệu được xác định là sạch (đạt chuẩn) được đánh dấu bằng màu xanh. Đường mức màu cam thể hiện việc chọn và loại bỏ tín hiệu, với mức cao tương ứng với việc chọn giữ lại tín hiệu và mức thấp tương ứng với việc loại bỏ tín hiệu.



Hình 4. Kết quả thuật toán trên dữ liệu của Bệnh viện Thống Nhất

Kết quả cho thấy thuật toán có khả năng phát hiện chính xác các đoạn tín hiệu bị nhiễu do chuyển động, với độ chính xác đạt 95,2% trong việc phân loại giữa đoạn tín hiệu sạch và nhiễu. Tuy nhiên, vẫn còn một số trường hợp thuật toán nhận diện sai, đặc biệt là khi nhiễu có biên độ thấp hoặc có đặc tính gần giống với tín hiệu sinh lý.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, chúng tôi đã ứng dụng mô hình autoencoder để phát hiện và loại bỏ nhiễu do chuyển động trong tín hiệu PPG. Kết quả thực nghiệm cho thấy phương pháp đề xuất đạt độ chính xác 95,2% trong việc phân loại giữa tín hiệu sạch và nhiễu. Mặc dù còn



một số trường hợp nhận diện sai, những hạn chế này có thể được cải thiện trong tương lai thông qua việc tăng cường dữ liệu huấn luyện. Kết quả nghiên cứu khẳng định tiềm năng ứng dụng của autoencoder trong việc xử lý nhiễu do chuyển động cho các thiết bị theo dõi sức khỏe sử dụng cảm biến PPG.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ đề tài mã số SVOISP-2024 – CK-29. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG – HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **28/3/2025**

Ngày phản biện: **14/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Allen, J. (2007), “*Photoplethysmography and its application in clinical physiological measurement*”. *Physiological Measurement*, 28(3), R1-R39.
- [2]. Shelley, K. H. (2007), “*Photoplethysmography: Beyond the calculation of arterial oxygen saturation and heart rate*”. *Anesthesia & Analgesia*, 105(6 Suppl), S31-S36.
- [3]. Foo, J. Y. A., & Wilson, S. J. (2006), “*A computational system to optimise noise rejection in photoplethysmography signals during motion or poor perfusion states*”. *Medical & Biological Engineering & Computing*, 44(1-2), 140-145.
- [4]. Zhang, Z., Pi, Z., & Liu, B. (2015), “*TROIKA: A general framework for heart rate monitoring using wrist-type photoplethysmographic signals during intensive physical exercise*”. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 62(2), 522-531.
- [5]. Zong, W., Heldt, T., Moody, G. B., & Mark, R. G. (2003), “*An open-source algorithm to detect onset of arterial blood pressure pulses*”. *Computers in Cardiology*, 30, 259-262.
- [6]. Goodfellow, I., Bengio, Y., & Courville, A. (2016), “*Deep Learning*”. MIT Press.
- [7]. IBM. (n.d.). Autoencoder. IBM Think Topics.
- [8]. Johnson, A. E. W., Pollard, T. J., Shen, L., Lehman, L. H., Feng, M., Ghassemi, M., Moody, B., Szolovits, P., Celi, L. A., & Mark, R. G. (2016), “*MIMIC-III, a freely accessible critical care database*”. *Scientific Data*, 3, 160035.
- [9]. Elgendi, M. (2012), “*On the analysis of fingertip photoplethysmogram signals*”. *Current Cardiology Reviews*, 8(1), 14-25.
- [10]. Elgendi, M. (2012), “*On the analysis of fingertip photoplethysmogram signals*”. *Current Cardiology Reviews*, 8(1), 14-25.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG AI VÀO MÔ HÌNH HÓA ĐỘNG LỰC HỌC NGHỊCH CHO ROBOT DELTA

STUDY ON THE APPLICATION OF AI IN MODELLING DELTA ROBOT INVERSE DYNAMIC

Lưu Thanh Tùng, Lê Văn Quốc Huy, Võ Hữu Dư

Bộ môn Kỹ thuật Máy Xây dựng và Nâng chuyển, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa,
Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

Email: ttlau@hcmut.edu.vn

TÓM TẮT

Robot Delta song song là một hệ thống cơ khí phức tạp với nhiều ưu điểm vượt trội như tốc độ cao, độ chính xác và khả năng tải trọng lớn, nhưng việc mô hình hóa động lực học nghịch của nó vẫn là một thách thức lớn do cấu trúc ràng buộc hólômôn và sự hiện diện của các yếu tố bất định. Nghiên cứu này đề xuất một phương pháp mới ứng dụng trí tuệ nhân tạo (AI), cụ thể là mạng nơ-ron thông tin vật lý (PINN), để mô hình hóa động lực học nghịch của robot Delta 3 bậc tự do. Phương pháp kết hợp các ràng buộc vật lý vào quá trình học của mạng nơ-ron, khắc phục hạn chế của các phương pháp truyền thống như Newton-Euler, Công ảo hay Lagrange-Euler trong việc xử lý nhiễu và các hiệu ứng phi tuyến. Kết quả thực nghiệm cho thấy mô hình đề xuất đạt độ chính xác cao trong việc dự đoán mô-men xoắn, phù hợp với dữ liệu thực tế trên các quỹ đạo đa dạng, mở ra tiềm năng ứng dụng trong điều khiển và tối ưu hóa robot Delta.

Từ khóa: Delta Robot; Động lực học nghịch; PINN.

ABSTRACT

Parallel Delta robots are complex mechanical systems offering superior advantages such as high speed, precision, and load capacity; however, modeling their inverse dynamics remains a significant challenge due to holonomic constraints and the presence of uncertainties. This study proposes a novel approach utilizing artificial intelligence (AI), specifically Physics-Informed Neural Networks (PINNs), to model the inverse dynamics of a 3-DoF Delta robot. The method integrates physical constraints into the neural network learning process, overcoming limitations of traditional approaches like Newton-Euler, Virtual Work, or Lagrange-Euler in handling noise and nonlinear effects. Experimental results demonstrate that the proposed model achieves high accuracy in predicting torque, closely aligning with real-world data across diverse trajectories, thus paving the way for enhanced control and optimization of Delta robots.

Keywords: Delta Robot; Inverse Dynamic; PINN.



1. GIỚI THIỆU

Trong đó, robot song song, một cơ hệ mà khâu chấp hành cuối được kết nối tới để bằng nhiều hơn 1 chuỗi động học, đã nổi lên như một lựa chọn vượt trội so với robot nối tiếp truyền thống. Loại robot mới này có những ưu điểm như: tốc độ cao, độ ghi tốt, độ chính xác cao, độ lặp lại cao, khả năng tải nặng, dễ dàng lắp đặt và giảm thiểu ảnh hưởng của rung động. Những nghiên cứu gần đây tập trung hầu hết vào giải mối quan hệ động học. Trong khi đó, vì sự phức tạp của kết cấu song song, động lực học của robot song song luôn là một bài toán nan giải vì chỉ 3 trong tổng thể có 9 khớp là có thể điều khiển được, và kết cấu bị ràng buộc bởi ràng buộc hô-lô-môn.

Việc xác định chính xác các hệ thống động lực học đóng vai trò thiết yếu trong nhiều ứng dụng, đặc biệt là trong lĩnh vực robot. Trong giai đoạn thiết kế, hiểu biết chính xác về điều kiện vận hành của hệ thống cho phép lựa chọn các thành phần tối ưu, đảm bảo hiệu suất và độ tin cậy cao. Khi công nghệ robot phát triển, nhu cầu về phản hồi có độ chính xác và tốc độ cao ngày càng gia tăng, điều này đòi hỏi việc áp dụng các chiến lược điều khiển tiên tiến dựa trên Model-based Control. Các kỹ thuật điều khiển hiện đại này mang lại lợi thế đáng kể về độ chính xác và tốc độ so với các phương pháp điều khiển robot chỉ dựa trên vận tốc hoặc vị trí. Hơn nữa, một mô hình động lực học chính xác có thể được sử dụng để cải thiện bộ quan sát nhiễu, giúp phát hiện sự thay đổi của lực và mô-men tác động lên các khớp và đầu cuối của robot. Chẳng hạn, có thể xây dựng một cảm biến lực nhằm ước lượng lực tiếp xúc thông qua mô hình động lực học nghịch của robot mà không cần sử dụng các cảm biến lực hoặc mô-men đất đỏ, tương tự như một bộ ước lượng lực, mô-men và tải trọng bên ngoài.

Tuy nhiên, quá trình mô hình hóa chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố, làm giảm độ chính xác của mô hình. Một trong những thách thức lớn nhất là sự tồn tại của các yếu tố bất định trong nhiều tham số động lực học, đặc biệt trong các hoạt động tốc độ cao, nơi mà những bất định này càng trở nên nghiêm trọng hơn. Bên cạnh đó, sự sai lệch giữa các thông số kỹ thuật trên datasheet và đặc tính thực tế của các thành phần, cùng với chất lượng sản xuất linh kiện kém, cũng góp phần làm gia tăng sai số trong mô hình hóa. Các phương pháp nhận dạng hệ thống truyền thống thường phân tích hệ thống trong điều kiện siêu hình, trong một môi trường cô lập, bỏ qua các hiện tượng phi tuyến bên ngoài và các tiếp xúc chưa được mô hình hóa, cũng như ảnh hưởng của các thành phần động phi tĩnh như ma sát,... Điều này dẫn đến những sai khác đáng kể giữa mô hình và hành vi thực tế của hệ thống, gây suy giảm hiệu suất, tăng mức độ hao mòn của các bộ phận cơ khí.

Phương pháp Newton – Euler tính toán tất cả các lực bên trong và bên ngoài tác động lên từng phần tử trong hệ thống. Khi áp dụng cho hệ thống song song, phương pháp này trước tiên phân rã hệ thống thành mắt đế và tập hợp các chuỗi khớp nối tiếp. Sau đó, đáp ứng của hệ thống được tính toán thông qua forward pass, trong đó động lực học của các chân robot được xác định trước, rồi tiếp tục truyền đến cơ cấu chấp hành cuối [1], trong khi [2] sử dụng quá trình truyền ngược (backward pass). Tuy nhiên, phương pháp này tạo ra một hệ rất nhiều phương trình bậc cao, khiến quá trình giải tiêu tốn nhiều tài nguyên tính toán, dễ gặp bất ổn số học (numerical instability) và không cung cấp cái nhìn sâu sắc về định luật bảo toàn năng lượng.

Ngược lại, phương pháp Công ảo [3], [4], cung cấp một cách tiếp cận đệ quy để giải quyết bài toán động lực học. Phương pháp này phát biểu rằng tổng độ chênh lệch công, xuất phát từ lực ảo tác động lên một dịch chuyển thực hoặc lực thực tác động lên một dịch chuyển ảo, bằng không. Do đặc tính này, phương pháp Công ảo yêu cầu tính toán toàn bộ trạng thái động học của tất cả các khớp - bao gồm vận tốc và gia tốc - để xác định phương trình động lực học nghịch. Điều này làm tăng đáng kể độ phức tạp tính toán và tài nguyên tính toán. Hơn nữa, việc tích hợp các nhiễu chưa được mô hình hóa và các hiệu ứng động lực phi tuyến, chẳng hạn như ma sát và lực Coriolis, đặt ra nhiều thách thức đáng kể.

Một trong những phương pháp phổ biến nhất để xác định mô hình động lực học là phương pháp Lagrange – Euler. Phương pháp này dựa trên phương trình chuyển động Lagrange, giúp tránh việc tính toán các lực bên trong, do đó giảm thiểu tài nguyên tính toán và kết hợp các ràng buộc holonomic về độ cứng của cơ cấu song song để thiết lập phương trình chuyển động. [5] sử dụng một phiên bản đơn giản hóa, trong đó các Upper Arm được coi là thanh đồng nhất, còn các Lower Arm được mô hình hóa như sự kết hợp của khối lượng điểm. Trong khi đó, [6] phân tích hệ thống một cách tổng thể. Cả hai phương pháp đều cung cấp khả năng xác định chính xác hệ thống, nhưng đánh đổi bằng độ phức tạp cao và vẫn bỏ qua ảnh hưởng của các nhiễu chưa được mô hình hóa cũng như các hiện tượng phi tuyến của các thành phần động lực học, chẳng hạn như ma sát.

Việc ứng dụng các mô hình học sâu (Deep Learning) có thể khắc phục những hạn chế của các phương pháp cổ điển bằng cách sử dụng mô hình sâu để học các phương trình động lực học ẩn của hệ thống. [7] đã áp dụng phương pháp Bình

phương tối thiểu (Least Square) để giảm thiểu sai số bình phương giữa dữ liệu thu thập được và giá trị dự đoán từ mô hình động lực học đơn giản hóa có trọng số. Tuy nhiên, phương pháp này có xu hướng gán trọng số cao hơn cho các sai lệch lớn (outliers), điều này có thể dẫn đến kết quả bị lệch và làm giảm độ tin cậy của mô hình, đặc biệt khi có sự xuất hiện của các thành phần động lực học chưa được mô hình hóa.

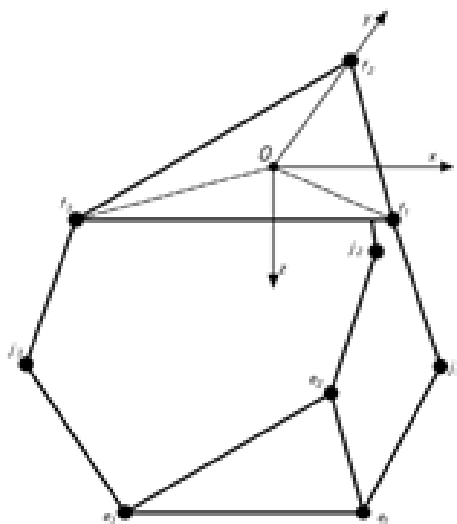
Phương pháp đề xuất của chúng tôi khắc phục nhiều hạn chế quan trọng của các cách tiếp cận hiện có, mang lại những lợi thế đáng kể trong việc mô hình hóa hệ thống động lực học, đặc biệt trong các ứng dụng robot như Delta robot. Không giống như các mạng nơ-ron sâu (DNNs) thông thường, vốn thường hội tụ về cực tiểu cục bộ, phương pháp của chúng tôi tích hợp kiến thức vật lý, cho phép đạt được cực tiểu toàn cục. Điều này đảm bảo rằng kết quả thu được vừa chính xác vừa có độ tin cậy cao, tạo nền tảng vững chắc hơn cho việc mô hình hóa và điều khiển hệ thống.

Một thành phần quan trọng trong phương pháp của chúng tôi là PINN (Physics – Informed Neural Network), vốn mã hóa các ràng buộc cảm ứng mạnh, giúp chúng vượt trội hơn các mô hình khác trong việc nắm bắt động lực học của hệ thống vật lý. Không giống như Mạng nơ-ron Hamilton (HNNs), PINNs không yêu cầu tọa độ chuẩn tắc, khiến chúng trở nên linh hoạt hơn trong các tình huống mà động lượng chuẩn tắc chưa được xác định hoặc khó tính toán. Tính linh hoạt này đặc biệt có lợi cho các hệ thống phức tạp như Delta robot. Ngoài ra, phương pháp của chúng tôi còn tích hợp các ràng buộc holo-môn. Bằng cách xử lý các yếu tố này, phương pháp của chúng tôi cung cấp một khung lý thuyết toàn diện và đáng tin cậy để mô hình hóa và tối ưu hóa hệ thống động lực học trong các tình huống thực tế. 

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Tổng quan về kết cấu robot Delta song song 3 bậc tự do

Robot Delta có cấu trúc song song bao gồm 3 chuỗi động học. Mỗi chuỗi xuất phát từ mặt đế cố định – có dạng tam giác đều ($f_1 - f_2 - f_3$) nội tiếp đường tròn bán kính r_f . Trên mỗi cạnh của mặt đế, một motor được cố định và trục được nối với một khâu dạng thanh đồng nhất chiều dài l_1 thông qua hộp giảm tốc đi kèm. Khâu đó gọi là Upper Arm ($f_j - j_j$), giá trị góc tạo thành giữa khâu và mặt phẳng ngang θ_1 được đo bằng encoder. Tại điểm cuối của Upper Arm, một hệ 4 thanh song song được gắn vào, gọi là Lower Arm, có chiều dài l_2 . Chuỗi động học kết thúc tại khâu chấp hành cuối – có dạng tam giác đều ($e_1 - e_2 - e_3$) nội tiếp đường tròn bán kính r_e .



Hình 1. Kết cấu robot Delta

Tọa độ của khâu chấp hành cuối trong không gian và góc của Upper Arm tạo được so với mặt phẳng ngang:

$$\mathbf{s} = [x \ y \ z]^T$$

$$\boldsymbol{\theta} = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3]^T$$

Để khảo sát động lực của hệ, trạng thái của hệ có thể biểu diễn 3 thông số vì hệ có 3 bậc tự do. Tuy vậy, vì cấu trúc vòng kín phức tạp và ràng buộc về động học nên phải kèm theo 3 thông số về tọa độ của khâu chấp hành cuối trong không gian. Tọa độ suy rộng của hệ trở thành:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{s} \ \boldsymbol{\theta}]^T$$

$$\mathbf{q} = [x \ y \ z \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3]^T$$

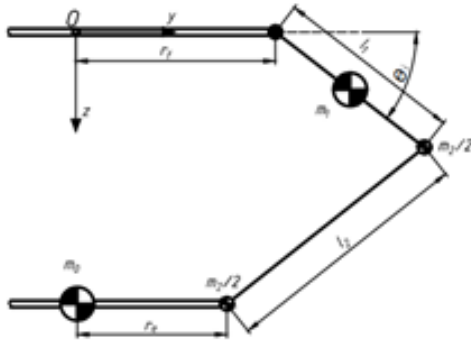
Để thuận tiện cho việc mô tả mô hình toán học, chúng ta đơn giản hóa hệ 4 thanh Lower Arm thành 2 khối lượng điểm khối lượng $m_2/2$ đặt tại hai đầu Lower Arm. Ngoài ra, thu nhỏ khâu chấp hành cuối thành một khối lượng điểm tại khối tâm của nó, đồng thời là tâm đường tròn ngoại tiếp, qua đó khiến bán kính mặt đế trở thành $r = r_f - r_e$.

Tiếp theo, chúng ta sẽ áp dụng các giả thiết sau lên các thông số động lực học của hệ:

Upper Arm là thanh đồng nhất có khối lượng m_1 , khối tâm đặt tại trung điểm thanh $l_1/2$.

Khâu chấp hành cuối có khối lượng m_0 . Cấu trúc động học phải thỏa mãn phương trình ràng buộc holoôn sau:

$$\begin{aligned} \mathcal{F}(\mathbf{q}) = & (x - (r + l_1 c \theta_1) \alpha_1)^2 - l_2^2 \\ & + (y - (r + l_1 c \theta_2) \alpha_2)^2 - l_2^2 + (z + l_1 s \theta_3)^2 - l_2^2 \end{aligned}$$



Hình 2. Mặt cắt theo mặt phẳng yOz

2.2. Mô hình động lực học nghịch robot Delta song song 3 bậc tự do

Để mô hình hóa sơ bộ động lực học của robot Delta, nghiên cứu sẽ áp dụng phương pháp Euler-Lagrange. Số hạng Lagrange là hiệu của tổng động năng và tổng thế năng của hệ:

$$\mathcal{L} = \mathcal{T} - \mathcal{V}$$

Phương trình Euler – Lagrange biểu diễn động lực học của hệ có tính tới ràng buộc hólômôn được biểu diễn như sau:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{q}} = \boldsymbol{\tau} + \boldsymbol{\Lambda} \frac{\partial \mathcal{F}}{\partial \mathbf{q}}$$

Với $\boldsymbol{\tau} = [\mathbf{f}_{\text{ext}} \quad \boldsymbol{\tau}_{\text{ctrl}}]^T$ là vectơ chứa giá trị ngoại lực tác dụng lên khâu chấp hành cuối và mô-men xoắn điều khiển của các Motor tác dụng lên Upper Arm.

$\boldsymbol{\Lambda} = [\lambda_1 \quad \lambda_2 \quad \lambda_3]^T$ là véc-tơ chứa giá trị các thừa số Lagrange. Số lượng giá trị thừa số Lagrange phụ thuộc vào số bậc tự do độc lập của hệ.

Tổng động năng của hệ là tổng của các động năng các khâu di chuyển trong hệ, bao gồm ba thành phần chính là động năng Upper Arm, Lower Arm và khâu chấp hành cuối.

$$\mathcal{T} = \sum_0^2 \mathcal{T}_i$$

Trong đó:

$$\mathcal{T}_0 = \frac{1}{2} m_0 \|\dot{\mathbf{s}}\|^2$$

$$\mathcal{T}_1 = \frac{1}{2} I \sum_1^3 \dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{6} m_1 l_1^2 \sum_1^3 \dot{\theta}_1^2$$

$$\mathcal{T}_2 = \frac{1}{2} m_2 \sum_1^3 (\|\dot{\mathbf{s}}\|^2 + l_1^2 \dot{\theta}_1^2)$$

Tương tự, tổng thế năng của hệ là:

$$\mathcal{V} = \sum_0^2 \mathcal{V}_i$$

Trong đó:

$$\mathcal{V}_0 = m_0 g z$$

$$\mathcal{V}_1 = \frac{1}{2} m_1 g l_1 \sum_1^3 s \theta_1$$

$$\mathcal{V}_2 = \frac{1}{2} m_2 g \sum_1^3 (z + l_1 s \theta_1)$$

Tính toán các đạo hàm cần thiết, ta có được các giá trị như sau:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\mathbf{s}}_1} \right) = \left(m_0 + \frac{3}{2} m_2 \right) \ddot{\mathbf{s}}_1$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{y}} = 0$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial z} = - \left(m_0 + \frac{3}{2} m_2 \right) g$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta_1} = - \left(\frac{1}{3} m_1 + \frac{1}{2} m_2 \right) l_1^2 \ddot{\theta}_1$$

Để tìm giá trị của các thừa số Lagrange, thay vì ta xét lấy đạo hàm của phương trình động lực học nghịch so với các thông số trong

không gian khớp thì phương pháp này xét so với không gian Đề-Các vì ít tham số chưa xác định hơn so với cách tiếp cận trên.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{s}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial s} = \Lambda \left(\frac{\partial \mathcal{F}(q)}{\partial s} \right)^T$$

Từ đó, ta có:

$$\Lambda = \frac{1}{2} \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B}$$

Trong đó:

$$\mathbf{A} = \left(\frac{\partial \mathcal{F}(q)}{\partial s} \right)^T = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}$$

$$a_{1i} = x + r\alpha_i - l_1 c\theta_i \alpha_i$$

$$a_{2i} = y + r\alpha_i - l_1 c\theta_i \alpha_i$$

$$a_{3i} = z - l_1 s\theta_i$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial y} \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial z} \end{bmatrix}$$

Lấy đạo hàm của phương trình động lực học Lagrange – Euler so với thông số trong không gian khớp, ta có được phương trình động lực học của hệ robot Delta song song 3 bậc tự do:

$$\mathbf{I}\ddot{\theta} + \mathbf{G}(q) - 2\mathbf{K}(q)\Lambda = \tau$$

Trong đó:

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} \frac{m_1}{3} + m_2 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m_1}{3} + m_2 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_1}{3} + m_2 \end{bmatrix}$$

$$\ddot{\theta} = [\ddot{\theta}_1 \quad \ddot{\theta}_2 \quad \ddot{\theta}_3]^T$$

$$\mathbf{G}(q) = [g_1 \quad g_2 \quad g_3]^T$$

$$\mathbf{K}(q) = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 \\ 0 & k_{22} & 0 \\ 0 & 0 & k_{33} \end{bmatrix}$$

Giá trị các số hạng được cho như sau:

$$g_i = \left(\frac{m_1}{2} + m_2 \right) g_{l1} c\theta_i$$

$$k_{ii} = (x\alpha_i + y\alpha_i + r)s\theta_i - zc\theta_i$$

3. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

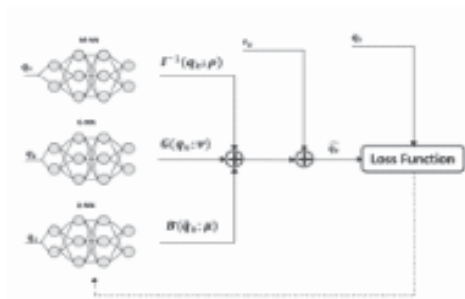
Việc xác thực các giá trị ước lượng có thể được thực hiện bằng tuần tự các phương pháp sau: (1) Thực hiện thí nghiệm bổ sung với một quỹ đạo xác thực khác, so sánh mô-men xoắn đo được với mô-men xoắn ước tính từ mô hình sử dụng dữ liệu vị trí thu thập được. (2) Tiến hành quá trình nhận dạng bằng mô hình năng lượng, sau đó lặp lại với mô hình động lực học và so sánh các giá trị thu được để đánh giá độ chính xác. (3) Xác thực trực tiếp trên quỹ đạo nhận dạng, thông qua tính toán và phân tích véc-tơ sai số để đánh giá mức độ phù hợp giữa mô hình và dữ liệu thực nghiệm.

Từ phương trình, ta rút ra được phương trình động lực học nghịch của hệ như sau:

$$\ddot{\theta} = \mathbf{I}^{-1}(\tau - \mathbf{G}(q) + 2\mathbf{K}(q)\Lambda)$$

Tập Dataset $\mathcal{D} = [q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k, \tau_k] \quad k \in \{0, \dots, n\}$ bao gồm dữ liệu về tọa độ, vận tốc, gia tốc suy rộng và mô-men xoắn sinh ra bởi Motor của hệ tại các thời điểm t_k .

Giá trị của các ma trận $I(q; \rho)$, $G(q; v)$, $B(\ddot{q}; \mu)$ được tính toán từ 3 mạng Nơ-ron thành phần, lần lượt là, I_NN , G_NN và B_NN . ρ , v , μ lần lượt biểu thị cho thông số của các mạng thành phần.



Hình 3. Sơ đồ mạng

Các ràng buộc về vật lý cần phải được đảm bảo khi các mạng Nơ-ron này học từ các dữ liệu. Chi tiết hơn, ma trận khối lượng thu được phải đảm bảo là ma trận xác định dương với mọi giá trị phải luôn dương. Vì tính chất này, ma trận I có thể áp dụng phân rã Cholesky để biến I tạo thành từ ma trận bậc thang dưới xác định dương L_D ánh xạ $R^{6 \times 1} \rightarrow R^{3 \times 3}$:

$$I = L_D L_D^T$$

Để đảm bảo cho ma trận L_D xác định dương, ta cho mạng Nơ-ron học bằng cách áp dụng hàm kích hoạt như Softplus hay ReLU, nhờ tính chất đảm bảo luôn dương của chúng, ở lớp cuối. Ngoài ra, với mỗi giá trị thu được qua mạng Nơ-ron này, sẽ cộng thêm số hạng ϵ để đảm bảo hơn nữa ma trận dự đoán được luôn dương với ϵ là một giá trị hằng số rất nhỏ trong khoảng $(1e^{-5} \div 1e^{-9})$ để đảm bảo điều kiện luôn dương và không ảnh hưởng lớn đến kết quả đầu ra.

Mạng Nơ-ron G_NN và B_NN sử dụng cấu trúc mạng Nơ-ron kết nối đầy đủ (Fully Connected Neural Network) với đầu ra $\hat{G}$, $\hat{B}$

ánh xạ $R^{6 \times 1} \rightarrow R^{3 \times 1}$, hàm kích hoạt là tanh và khởi tạo bằng phương pháp Xavier.

Hàm Loss được tính dựa trên sự chênh lệch của các giá trị gia tốc góc tính toán và giá trị tương ứng thực tế tại từng thời điểm t_k .

$$Loss = \frac{1}{n} \sum_{k \in \mathcal{D}} (\|\hat{\ddot{q}}_k - \ddot{q}_k\|_2^2)$$

Từ đó, thông số của các mạng Nơ-ron thành phần được cập nhật qua biểu diễn sau:

$$\rho^*, v^*, \mu^* = \underset{\rho, v, \mu}{\operatorname{argmax}} \frac{1}{n} \sum_{k \in \mathcal{D}} (\|\hat{\ddot{q}}_k - \ddot{q}_k\|_2^2)$$

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

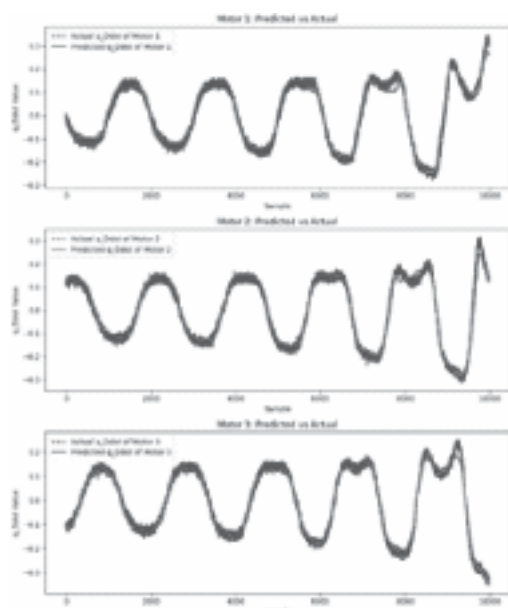
Số liệu huấn luyện cho các mạng Nơ-ron thành phần trong Dataset được thu thập dựa trên việc điều khiển robot Delta tám quỹ đạo như trên Hình, với các thông số được lấy mẫu ở tần số 100Hz.

Mô hình được xây dựng dựa trên nền tảng mã nguồn mở PyTorch với các thông số mạng như sau và sử dụng K-Fold Cross Validation để huấn luyện cho mạng:

Bảng 1

Tên mạng	I_NN	G_NN	B_NN
Số lớp	128x5	64x3	64x3
Hàm kích hoạt	tanh() softplus()	tanh()	tanh()
Số mẫu	49997		
Tập train	39995		
Tập Validation	9995		
Optimizer	Adam (lr = $1e^{-4}$, weight_decay = $1e^{-5}$)		





Hình 4. Đáp ứng trên tập Validation

Hình 4 biểu thị đáp ứng của mạng Nơ-ron, sau khi hoàn thành huấn luyện, trên tập Validation bao gồm các dữ liệu mà mạng chưa được tiếp xúc. Kết quả cho thấy các đường dự đoán (màu đỏ) bám sát rất tốt với giá trị thực nghiệm (màu xanh) ở cả ba động cơ, cho thấy mô hình có khả năng tái hiện chính xác động lực học của hệ thống. Dự đoán của mô hình duy trì sự tương đồng với dữ liệu thực nghiệm trên toàn bộ khoảng mẫu, kể cả tại các điểm có sự thay đổi đột ngột về mô-men xoắn hay có sự tác động của nhiễu với tần số và mật độ dày đặc.

Không có sự sai lệch hệ thống đáng kể giữa giá trị thực tế và giá trị dự đoán, cho thấy sai số của mô hình là nhỏ và có tính ngẫu nhiên hơn là sai số có hệ thống. Nhìn chung, kết quả xác thực này cho thấy mô hình được đề xuất có hiệu suất cao trong việc mô phỏng động lực học của hệ thống, làm cơ sở vững chắc cho các ứng dụng điều khiển và tối ưu hóa robot. ❖

Ngày nhận bài: **21/3/2025**

Ngày phản biện: **11/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bhaskar Dasgupta, “A general strategy based on the Newton–Euler approach for the dynamic formulation of parallel manipulators”.
- [2]. Wisama Khalil, “General Solution for the Dynamic Modeling of Parallel Robots”.
- [3]. Alain Codourey, “Dynamic Modelling of Parallel Robots for Computed-Torque Control Implementation”.
- [4]. Zhenqi Zhu, “Kinematic and dynamic modelling for real-time control of Tau parallel robot”.
- [5]. Shi Baek Park, “Dynamics Modeling of a Delta-type Parallel Robot”.
- [6]. Fabio Falezza, “A novel inverse dynamic model for 3-DoF delta robots”.
- [7]. Fabio Falezza, “Gray-Box Model Identification and Payload Estimation for Delta Robots”.

PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG THỊ GIÁC ROBOT CẤP PHÔI TỰ ĐỘNG CHO MÁY TIỆN CNC

DEVELOPMENT OF ROBOTIC VISION SYSTEM FOR AUTOMATED WORKPIECE FEEDING IN CNC LATHES

Vũ Viết Toàn, Lê Như Kiệt, Nguyễn Thành Hùng*

Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: hung.nguyenthanh@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày một hệ thống thị giác robot được phát triển nhằm tự động cấp phôi cho máy tiện CNC. Hệ thống phần cứng bao gồm camera 3D RealSense gắn trên cánh tay robot Igus với 5 bậc tự do. Phần mềm điều khiển được xây dựng dựa trên công nghệ xử lý ảnh 3 chiều kết hợp học sâu. Camera 3D thu nhận hình ảnh các đối tượng dưới dạng đám mây điểm, từ đó thuật toán thị giác 3D được phát triển để xác định chính xác vị trí và hướng của vật thể. Các thông tin này được sử dụng để điều khiển robot thực hiện thao tác gấp và đặt vật thể vào vị trí xác định trước. Tính khả thi và hiệu quả của hệ thống đã được xác minh thông qua thực nghiệm. Kết quả cho thấy hệ thống có thể gấp và đặt chính xác các vật thể được sắp xếp ngẫu nhiên trong không gian làm việc của camera 3D.

Từ khóa: Robot gấp vật; Xử lý ảnh 3 chiều; Công nghệ học sâu; Định vị đối tượng; Cấp phôi tự động.

ABSTRACT

This paper presents a robotic vision system for automatic workpiece feeding on a CNC lathe. The hardware setup includes a 3D RealSense camera mounted on a five-degree-of-freedom Igus robotic arm. The control software is developed using 3D image processing and deep learning technologies. The 3D camera captures point cloud data of objects, and a 3D vision algorithm is employed to determine their position and orientation. This information is used to guide the robotic arm to accurately pick and place the objects at predefined locations. The feasibility and effectiveness of the developed system are validated through experiments. Results show that the system can accurately handle randomly positioned objects within the camera's workspace.

Keywords: Robotic bin picking; 3D image processing; Deep learning; Object localization; Automated workpiece feeding.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong ngành công nghiệp hiện đại, cánh tay robot được ứng dụng rộng rãi để thay thế con người trong các công việc như đóng gói, cấp phối, gia công và lắp ráp. Trước nhu cầu xử lý các sản phẩm có hình dạng phức tạp ngày càng tăng, robot cần có độ linh hoạt và đa năng cao để đáp ứng sản xuất nhanh, hiệu quả và dễ dàng tùy chỉnh cho nhiều loại sản phẩm. Một trong những giải pháp hiệu quả là tích hợp hệ thống thị giác máy tính vào cánh tay robot [1].

Tuy nhiên, việc xác định vị trí và hướng của vật thể trong không gian 3D vẫn là một thách thức lớn. Nguyên nhân chủ yếu do dữ liệu đầu vào từ camera chỉ cung cấp thông tin không đầy đủ hoặc bị che khuất. Ngoài ra, các vật thể có thể được đặt ngẫu nhiên, thậm chí tiếp xúc hoặc chồng lên nhau, làm phức tạp quá trình nhận dạng. Để giải quyết vấn đề này, các hệ thống thị giác 3D đã được tích hợp nhằm hỗ trợ nhận dạng và định vị vật thể nhanh chóng và hiệu quả, phục vụ quá trình gấp – đặt bằng robot [2-7].

Các hệ thống thị giác 3D truyền thống thường sử dụng camera 3D chuyên dụng như camera ánh sáng cấu trúc hoặc ToF (Time-of-Flight), được gắn trực tiếp trên robot. Những camera này giúp thu thập thông tin chiều sâu, từ đó xác định chính xác vị trí, hướng và hình dạng của vật thể, kể cả khi được sắp xếp ngẫu nhiên. So với hệ thống thị giác 2D, giải pháp này mang lại hiệu quả vượt trội trong các môi trường phức tạp [2].

Hiện nay, công nghệ thị giác 3D tích hợp AI đang tạo ra bước đột phá lớn, giúp robot tương tác tinh vi hơn với môi trường. Bằng cách kết hợp dữ liệu độ sâu với các thuật toán học

máy tiên tiến, robot có thể nhận dạng và thao tác chính xác với các vật thể trong môi trường không cấu trúc, như thùng chứa. Công nghệ này làm tăng đáng kể hiệu suất và độ chính xác của các hệ thống tự động hóa trong sản xuất hiện đại [3-7].

Mặc dù cả thị giác 3D truyền thống và thị giác 3D tích hợp AI đều có thể được ứng dụng trong bài toán gấp – đặt, điểm khác biệt lớn nhất nằm ở khả năng xử lý môi trường phức tạp và thay đổi liên tục. Công nghệ truyền thống gặp khó khăn khi đối mặt với vật thể có vị trí, hướng không cố định, trong khi công nghệ dựa trên AI lại có khả năng học và thích ứng tốt, mang lại tính linh hoạt cao hơn.

Bài báo này đề xuất một hệ thống kết hợp xử lý ảnh 3D với công nghệ thị giác máy tính dựa trên AI để giải quyết bài toán cấp phối tự động cho máy tiện CNC. Bố cục bài báo như sau: Phần 2 trình bày tổng quan hệ thống. Phần 3 mô tả phương pháp nhận dạng và định vị vật thể. Phần 4 giới thiệu các thí nghiệm và kết quả. Cuối cùng, phần 5 là kết luận và định hướng phát triển tiếp theo.

2. TỔNG QUAN HỆ THỐNG

Hình 1 minh họa hệ thống robot cấp phối tự động được xây dựng trong nghiên cứu này. Hệ thống sử dụng cánh tay robot Igus Robolink DCI-5S-M với 5 bậc tự do, có tầm với 680 mm, độ chính xác 0,5 mm và khả năng tải 0,5 kg. Camera 3D Intel RealSense D435i được gắn cố định trên robot, hỗ trợ thu nhận hình ảnh với độ phân giải RGB 1920×1080 ở 30 FPS và độ phân giải chiều sâu 1280×720 ở 30 FPS, trong phạm vi đo từ 0,2 m đến 10 m.

Vị trí và hướng của vật thể được xác định thông qua thuật toán nhận dạng và định vị

3D dựa trên công nghệ trí tuệ nhân tạo. Sau đó, bộ kẹp gắn trên tay robot sẽ được điều khiển để gấp và đặt vật thể vào vị trí xác định trước.



Hình 1. Hệ thống thị giác robot cấp phôi tự động cho máy tiện CNC.

3. PHƯƠNG PHÁP NHẬN DIỆN VÀ XÁC ĐỊNH VỊ TRÍ CỦA VẬT

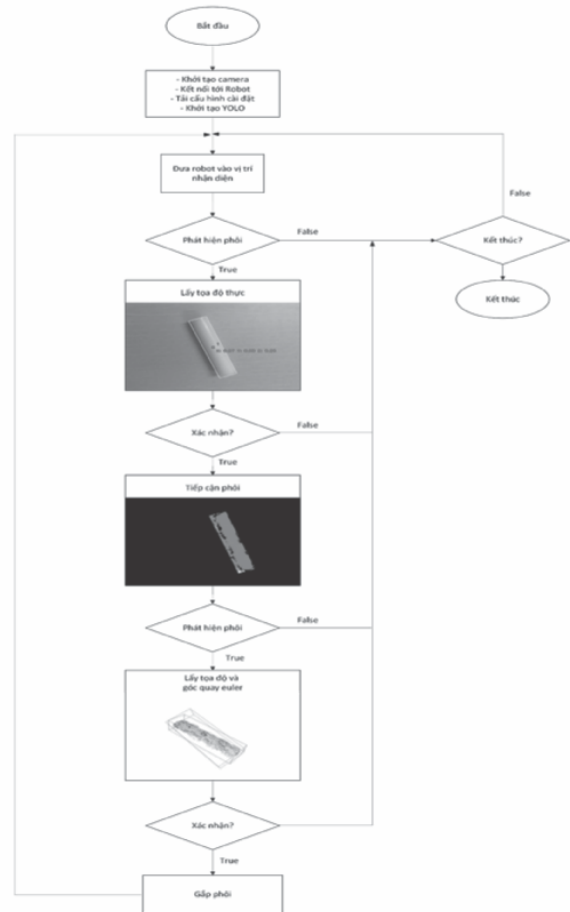
Hình 2 mô tả quy trình gấp và đặt phôi sử dụng hệ thống thị giác cấp phôi tự động được phát triển. Khi hệ thống khởi động, phần mềm sẽ tiến hành khởi tạo camera 3D, kết nối với robot, tải các cấu hình cài đặt và khởi động thuật toán học sâu YOLOv11 [8]. Sau khi hoàn tất, robot sẽ di chuyển đến vùng làm việc để nhận diện các phôi.

Dữ liệu đầu ra từ camera 3D bao gồm thông tin màu sắc (RGB) và dữ liệu độ sâu. Quá trình nhận dạng và định vị vị trí phôi diễn ra theo hai bước:

- Bước 1: Xác định vị trí ban đầu của phôi. Ảnh RGB được xử lý bằng thuật toán YOLOv11-OBb để phát hiện vùng chứa phôi. Sau đó, vùng ảnh tương ứng được kết hợp với ảnh độ sâu để tạo đám mây điểm của phôi. Trọng tâm của đám mây điểm được sử dụng làm vị trí gấp.

- Bước 2: Xác định chính xác vị trí và

hướng gấp. Robot được điều khiển tiếp cận gần hơn với phôi dựa trên dữ liệu thu được ở bước 1. Quá trình trích xuất đám mây điểm được lặp lại để nâng cao độ chính xác. Hướng gấp được tính toán dựa trên các trục chính của hình hộp bao định hướng của đám mây điểm.



Hình 2. Thuật toán điều khiển robot gấp và đặt phôi tiện.

3.1. Phát hiện phôi sử dụng YOLOv11-OBb

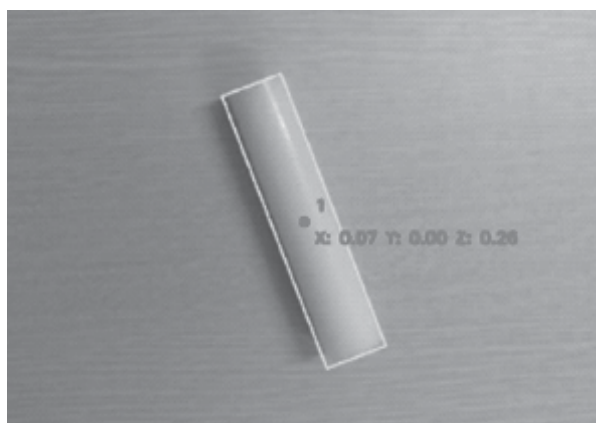
YOLOv11 là phiên bản mới nhất trong chuỗi các mô hình YOLO (You Only Look Once) do Ultralytics phát triển. Mô hình này cải tiến hiệu suất và độ chính xác trong nhận dạng vật thể, đồng thời tối ưu tài nguyên tính toán so với các phiên bản trước.



YOLOv11-OBb (Oriented Bounding Box) là biến thể đặc biệt được thiết kế để phát hiện các vật thể không thẳng hàng với trục hình ảnh – đặc biệt hữu ích trong các ứng dụng như ảnh vệ tinh, ảnh công nghiệp. Mô hình sử dụng định dạng bao vật thể bằng 4 điểm góc, cho phép nhận diện chính xác hình dạng và hướng của vật.

Mô hình này đặc biệt hiệu quả trong việc xử lý các nhiệm vụ nhận diện vật thể phức tạp trong môi trường mà các vật thể như bể chứa, đường ống và tàu được quan sát từ trên cao, làm cho nó lý tưởng cho các ngành như quy hoạch đô thị, giám sát cơ sở hạ tầng, và quản lý cảng biển. Khả năng xử lý và nhận diện vật thể từ các góc nhìn khác nhau cho phép đạt được kết quả nhận diện chính xác và đáng tin cậy hơn, điều này rất quan trọng cho việc giám sát và quản lý hiệu quả.

YOLOv11-OBb có cấu trúc bao gồm các lớp tích chập và các khối chuyên biệt như C3k2 và SPPF (Spatial Pyramid Pooling – Fast), được tối ưu hóa để tập trung vào các vùng quan trọng trong ảnh. Điều này giúp mô hình không chỉ chính xác mà còn hiệu quả về mặt tính toán. Kết quả nhận diện phôi sử dụng YOLOv11-OBb được thể hiện trong hình 3.



Hình 3. Kết quả nhận diện phôi sử dụng YOLOv11-OBb.

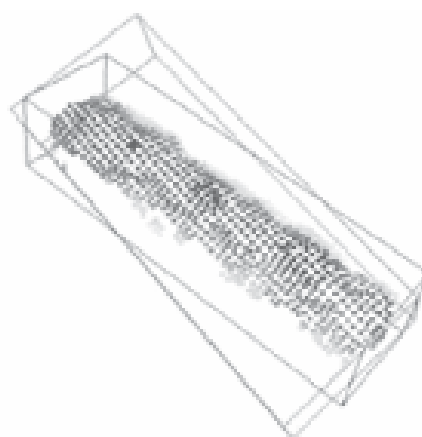
3.2. Trích xuất đám mây điểm của phôi

Vùng ảnh phôi phát hiện trong ảnh RGB sẽ được dùng làm mặt nạ để trích xuất đám mây điểm tương ứng từ ảnh độ sâu. Sau đó, đám mây điểm được lấy mẫu nhằm giảm số lượng điểm, đồng thời lọc nhiễu bằng phương pháp thống kê [9] sử dụng thư viện Open3D [10].

Tiếp theo, một hình hộp bao định hướng được tính toán từ đám mây điểm. Các trục chính của hình hộp này đại diện cho các hướng gấp vật (hình 4). Vị trí gấp vật được xác định là trọng tâm của đám mây điểm.



(a)



(b)

Hình 4. (a) Đám mây điểm của phôi; (b) Hình hộp bao định hướng của đám mây điểm.

3.3. Hiệu chuẩn tọa độ robot và camera

Hiệu chuẩn “eye-in-hand” là kỹ thuật thường dùng trong các hệ thống thị giác gắn trên tay robot. Mục tiêu là xác định chính xác quan hệ hình học giữa hệ tọa độ của camera và hệ tọa độ của tay robot.

Các bước hiệu chuẩn như sau:

- Bước 1: Đặt một bảng checkerboard cố định trong không gian; điều khiển robot để camera quan sát toàn bộ bảng.

- Bước 2: Ghi nhận ảnh và tọa độ góc Euler của robot tại mỗi lần chụp.

- Bước 3: Dùng OpenCV [11] để tính toán vị trí checkerboard trong hệ tọa độ camera,

thu được tập ma trận tương ứng: $T_{camera}^{checkerboard}$.

- Bước 4: Từ tọa độ và góc quay của tay robot, tính toán tập ma trận tương ứng: $T_{base}^{end-effector}$.

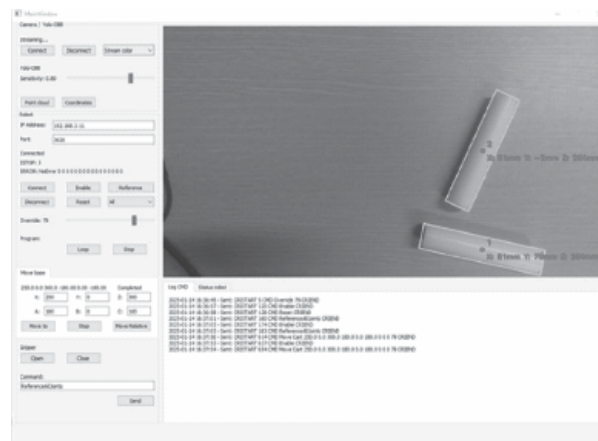
- Bước 5: Dùng công cụ hiệu chuẩn trong OpenCV để tính ra ma trận chuyển đổi giữa hai hệ tọa độ.

3.4. Điều khiển robot

Hệ thống sử dụng giao thức CRI (Common Robot Interface) để gửi lệnh điều khiển robot. Đây là một chuẩn giao tiếp hỗ trợ tích hợp các robot công nghiệp khác nhau với hệ thống điều khiển.

CRI giúp các kỹ sư phát triển các ứng dụng điều khiển và giám sát robot một cách linh hoạt, nhanh chóng và hiệu quả hơn. Giao diện điều khiển tích hợp giữa robot và camera được thể hiện trong hình dưới.

Giao diện điều khiển robot và camera được thể hiện trong hình 5.



Hình 5. Giao diện điều khiển robot và camera.

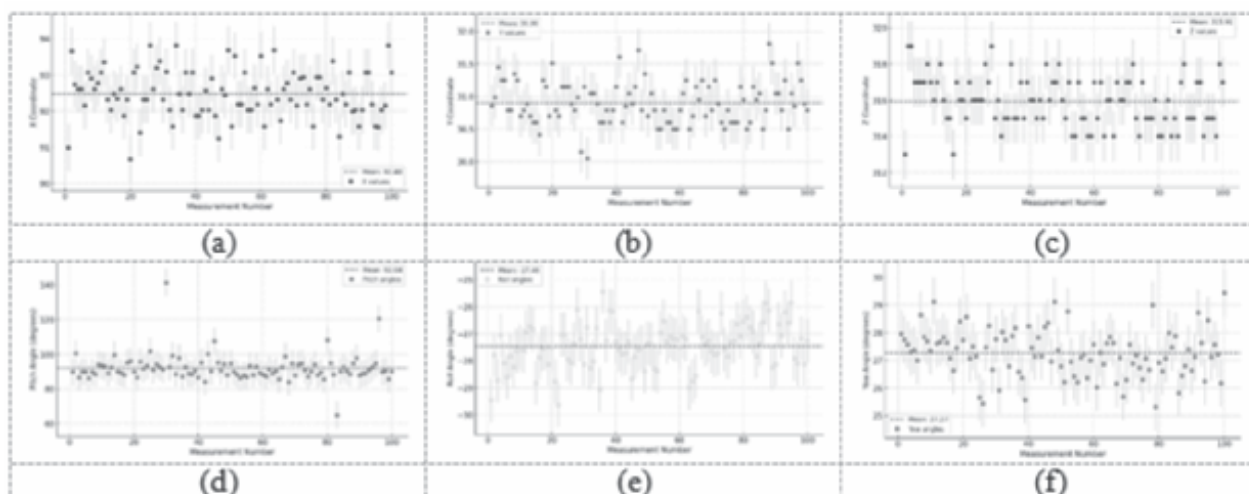
4. KẾT QUẢ THỬ NGHIỆM VÀ BÀN LUẬN

Quy trình thực nghiệm bao gồm các bước: chuẩn bị hệ thống, thu thập dữ liệu, nhận dạng và hiệu chuẩn. Hệ thống được kết nối và cài đặt các phần mềm CPRog và OpenCV để lập trình và xử lý dữ liệu. Camera 3D tiến hành quét bề mặt vùng làm việc, thu thập ảnh RGB và dữ liệu độ sâu. Sau đó, thuật toán YOLOv11 được sử dụng để nhận dạng phôi, trong khi thư viện Open3D xử lý đám mây điểm và xác định vị trí của phôi trong không gian.

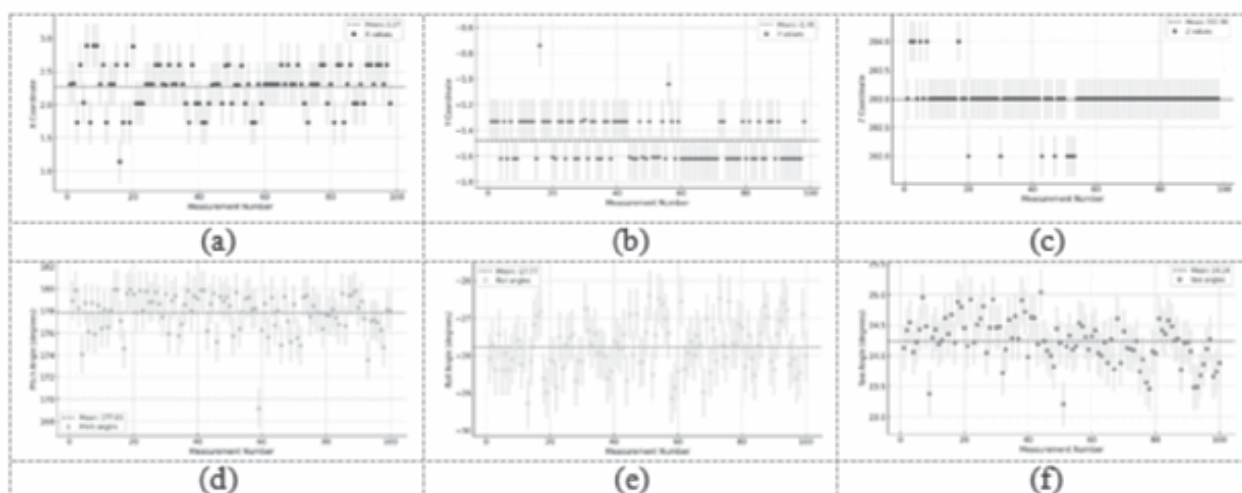
Các dữ liệu tọa độ sau khi xử lý được chuyển đổi sang hệ tọa độ của robot thông qua bước hiệu chuẩn. Quá trình này giúp nâng cao độ chính xác và độ ổn định của hệ thống. Phôi sử dụng trong thí nghiệm được làm từ nhựa POM, có kích thước đường kính 2 cm và chiều dài 10 cm. Tổng số lần thực nghiệm là 100.

Hình 6 thể hiện kết quả xác định vị trí và hướng của phôi trong trường hợp chỉ sử dụng “Bước 1 – Xác định vị trí ban đầu”. Hình 7 minh họa kết quả tương ứng trong trường hợp

sử dụng cả “Bước 1 – Xác định vị trí ban đầu” và “Bước 2 – Xác định chính xác vị trí và hướng gấp”. Độ lệch chuẩn về vị trí và góc định hướng (góc Euler) trong hai trường hợp này được tổng hợp trong Bảng 1.



Hình 6. Kết quả xác định vị trí: x – (a), y – (b), z – (c) và hướng của phôi: Pitch – (d), Roll – (e), Yaw – (f) trong trường hợp chỉ sử dụng Bước 1.



Hình 7. Kết quả xác định vị trí: x – (a), y – (b), z – (c) và hướng của phôi: Pitch – (d), Roll – (e), Yaw – (f) trong trường hợp sử dụng cả Bước 1 và Bước 2.

Bảng 1. Độ lệch chuẩn về vị trí và hướng gấp phôi.

Bước thực hiện	Độ lệch chuẩn					
	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Pitch (rad)	Roll (rad)	Yaw (rad)
Bước 1	0,65	0,32	1,37	0,1342	0,0141	0,0148
Bước 1 + Bước 2	0,33	0,17	0,35	0,0311	0,0117	0,0065

Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng việc sử dụng thuật toán YOLOv11-OBb trong giai đoạn đầu giúp phát hiện nhanh vùng phôi trong ảnh RGB, tuy nhiên độ chính xác vẫn còn hạn chế do ảnh hưởng của độ phân giải chiều sâu, sự nhiễu từ môi trường hoặc độ tương phản thấp giữa phôi và nền. Điều này lý giải vì sao độ lệch chuẩn ở bước 1 còn tương đối lớn, đặc biệt theo trục z và góc Pitch. Việc tiếp cận gần hơn phôi trong bước 2 không chỉ cải thiện chất lượng ảnh độ sâu mà còn giúp tăng mật độ điểm trong đám mây điểm, từ đó tăng độ chính xác khi trích xuất hình hộp bao định hướng. Nhờ vậy, sai số về vị trí và hướng gấp đã được giảm đáng kể, đặc biệt trong các thông số Pitch và Yaw – vốn ảnh hưởng lớn đến thao tác gấp chính xác của robot.

Điều này nhấn mạnh vai trò của việc kết hợp thị giác với thuật toán di chuyển thông minh của robot trong các ứng dụng thực tế: thay vì chỉ dựa vào một lần nhận diện từ xa, hệ thống được thiết kế để làm giàu thông tin qua tiếp cận gần, góp phần cải thiện hiệu suất tổng thể. Ngoài ra, hệ thống thể hiện tính linh hoạt tốt khi làm việc với các vật thể được đặt ngẫu nhiên trong vùng làm việc – điều mà các giải pháp thị giác truyền thống gặp nhiều khó khăn. Đây là tiền đề quan trọng cho việc áp dụng hệ thống vào các dây chuyền sản xuất có tính biến động cao, sản xuất theo lô nhỏ hoặc sản phẩm tùy chỉnh.

Tuy nhiên, vẫn tồn tại một số hạn chế cần được khắc phục trong tương lai, bao gồm:

- Tăng cường tính ổn định của việc hiệu chuẩn giữa hệ tọa độ camera và robot trong các điều kiện ánh sáng thay đổi.

- Rút ngắn thời gian xử lý bằng cách tối ưu thuật toán và tận dụng GPU hiệu quả hơn.

- Khả năng phát hiện các vật thể có hình dạng phức tạp hoặc bị che khuất một phần.

Những cải tiến này sẽ giúp hệ thống hoàn thiện hơn và dễ dàng ứng dụng trong các môi trường công nghiệp thực tế với yêu cầu cao về hiệu suất và độ tin cậy.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã đề xuất và phát triển một hệ thống cấp phôi tự động cho máy tiện CNC, sử dụng cánh tay robot 5 bậc tự do tích hợp camera 3D và các thuật toán học sâu. Hệ thống áp dụng mô hình YOLOv11 để nhận dạng phôi từ ảnh RGB, đồng thời sử dụng thư viện Open3D để xử lý đám mây điểm và định vị chính xác vật thể trong không gian 3D. Ngoài ra, kỹ thuật hiệu chuẩn “eye-in-hand” giúp đồng bộ hệ tọa độ giữa camera và tay robot, cho phép điều khiển chính xác các thao tác gấp – đặt. Kết quả thực nghiệm cho thấy hệ thống hoạt động ổn định và đạt độ chính xác cao, đặc biệt sau khi thực hiện bước tiếp cận gần vật thể để tinh chỉnh vị trí và hướng gấp. Hệ thống được phát triển không chỉ góp phần nâng cao hiệu quả tự động hóa trong gia công cơ khí mà còn có tiềm năng mở rộng sang các ứng dụng sản xuất thông minh khác trong tương lai.

Lời cảm ơn:

Bài báo được thực hiện trong khuôn khổ đề tài: “Nghiên cứu và phát triển hệ thống điều khiển robot cộng tác tích hợp thị giác máy tính và trí tuệ nhân tạo”, mã số B2024.BKA.09. Nhóm nghiên cứu xin trân trọng cảm ơn Bộ Giáo dục và Đào tạo đã tài trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **20/3/2025**

Ngày phản biện: **02/4/2025**



Tài liệu tham khảo:

- [1]. B. van Eden and B. Rosman, “*An overview of robot vision*”. 2019 Southern African Universities Power Engineering Conference/Robotics and Mechatronics/Pattern Recognition Association of South Africa (SAUPEC/RobMech/PRASA), Bloemfontein, South Africa, 2019, pp. 98-104.
- [2]. Nguyen, T.-H., Chen, L.-C., & Dang, T.-V. (2016), “*Automated Robotic Bin Picking System of Randomly Stacked Objects*”. National Conference on Mechanical & Transportation Engineering, Hanoi, Vietnam.
- [3]. Lee, S., Islam, N. U., & Lee, S. (2020), “*Robust image completion and masking with application to robotic bin picking*”. Robotics and Autonomous Systems, 131(103563), 103563. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2020.103563>
- [4]. Li, X., Cao, R., Feng, Y., Chen, K., Yang, B., Fu, C.-W., Li, Y., Dou, Q., Liu, Y.-H., & Heng, P.-A. (2022), “*A Sim-to-real object recognition and localization framework for industrial robotic bin picking*”. IEEE Robotics and Automation Letters, 7(2), 3961-3968. <https://doi.org/10.1109/lra.2022.3149026>
- [5]. Tsai, C.-H., Hernandez, E. E., You, X.-W., Lin, H.-Y., & Chang, J.-Y. (2023), “*RoboTwin metaverse platform for robotic random bin picking*”. Applied Sciences (Basel, Switzerland), 13(15), 8779. <https://doi.org/10.3390/app13158779>
- [6]. Sun, H., Zhang, Z., Wang, H., Wang, Y., & Cao, Q. (2024), “*A novel robotic grasp detection framework using low-cost RGB-D camera for industrial bin picking*”. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 73, 1-12. <https://doi.org/10.1109/tim.2023.3346531>
- [7]. Dolezel, P., Stursa, D., & Kopecky, D. (2024), “*Memory efficient deep learning-based grasping point detection of nontrivial objects for robotic bin picking*”. Journal of Intelligent & Robotic Systems, 110(3). <https://doi.org/10.1007/s10846-024-02153-9>
- [8]. Glenn Jocher and Jing Qiu (2024), “*Ultralytics YOLO11*”.
- [9]. Rusu, R. B., Marton, Z. C., Blodow, N., Dolha, M., & Beetz, M. (2008), “*Towards 3D Point cloud based object maps for household environments*”. Robotics and Autonomous Systems, 56(11), 927-941.
- [10]. Zhou, Q.-Y., Park, J., & Koltun, V. (2018), “*Open3D: A modern library for 3D data processing*”. arXiv:1801.09847.
- [11]. Bradski, G. (2000), “*The OpenCV Library*”. Dr. Dobb's Journal of Software Tools.

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN THÔNG SỐ THAY ĐỔI TUYẾN TÍNH CHO HỆ THỐNG ỔN ĐỊNH NGANG CHỦ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ TẢI

H_∞ /LPV CONTROL FOR AN ACTIVE ANTI-ROLL BAR SYSTEM TO IMPROVE THE ROLL STABILITY OF HEAVY VEHICLES

Đào Huy Hải

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

Email: huyhai@gmail.com

TÓM TẮT

Hiện nay, hầu hết các xe tải nặng đều được trang bị thanh ổn định ngang bị động nhằm cải thiện độ ổn định. Tuy nhiên, trong quá trình vào cua, thanh ổn định ngang bị động truyền lực dọc từ một bên hệ thống treo sang bên kia, tạo ra mô-men chống lại lực bên, do đó không đảm bảo đủ độ ổn định trong các tình huống nguy cấp. Bài báo này tập trung nghiên cứu phương pháp điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV cho xe tải nặng. Phương pháp điều khiển thay đổi thông số tuyến tính (LPV) được đề xuất để điều chỉnh bộ điều khiển theo vận tốc của xe như một tham số thay đổi. Tiếp cận LPV dựa trên lưới được áp dụng để tổng hợp bộ điều khiển H_∞ /LPV thông qua LPVToolsTM. Kết quả mô phỏng cho thấy, hệ thống ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV có thể nâng cao độ ổn định ngang của ô tô trên 31% khi so với ô tô sử dụng hệ thống treo bị động.

Từ khóa: Động lực học ô tô; Xe tải nặng; Điều khiển thanh ổn định ngang chủ động; Điều khiển thay đổi thông số tuyến tính (LPV); Điều khiển H_∞ ; Ổn định chống lật.

ABSTRACT

Most modern heavy vehicles are equipped with passive anti-roll bars, in order to enhance the roll stability. However, during cornering maneuvers, the passive anti-roll bar transfers the vertical forces of one side of the suspension to the other one, creating therefore a moment against the lateral force, so there may not be sufficient stability to overcome critical situations. This paper focussed on the H_∞ /LPV active anti-roll bar control for single unit heavy vehicles. A Linear Parameter Varying (LPV) approach is proposed here to schedule the controller with the vehicle forward velocity as the varying parameter. The grid-based LPV approach is used to synthesize the H_∞ /LPV controller through LPVToolsTM. The simulation results in the time domain have shown that when compared with the passive anti-roll bars, the H_∞ /LPV active anti-roll bar can improve the roll stability of the vehicle by 31%.

Keywords: Vehicle dynamics; Heavy vehicle; Active anti-roll bar control; Linear Parameter Varying (LPV) control; H_∞ control; Roll stability. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vai trò của xe tải nặng trong phát triển kinh tế là vô cùng quan trọng. Tuy nhiên, do khối lượng lớn, các phương tiện này có thể gây ra hậu quả nghiêm trọng đối với những người tham gia giao thông khác khi xảy ra tai nạn. Tai nạn liên quan đến xe tải nặng không chỉ là vấn đề phức tạp ở các nước đang phát triển mà còn là thách thức đối với các quốc gia phát triển như Mỹ và châu Âu. Trong đó, hiện tượng lật xe được xem là loại tai nạn nguy hiểm nhất đối với xe tải nặng. Mặc dù lật xe không xảy ra thường xuyên, nhưng khi xảy ra, hậu quả có thể đặc biệt nghiêm trọng. Mất ổn định ngang là nguyên nhân chính dẫn đến các vụ tai nạn lật xe liên quan đến xe tải nặng. Theo Cục Quản lý An toàn Giao thông Đường cao tốc Quốc gia Hoa Kỳ (NHTSA), vào năm 2012, tại Hoa Kỳ đã có 333.000 xe tải nặng liên quan đến tai nạn giao thông. Trong số đó, 3.921 người đã thiệt mạng do tai nạn lật xe và 104.000 người bị thương (tăng 18% so với năm 2011). Tại Liên minh Châu Âu (EU) năm 2013, hơn 4.500 người đã thiệt mạng trong các vụ tai nạn giao thông liên quan đến xe tải nặng, chiếm khoảng 18% tổng số ca tử vong do tai nạn giao thông trong năm đó [4]. Mặc dù xe tải nặng chỉ chiếm một tỷ lệ nhỏ trong tổng số phương tiện hoặc tổng số km di chuyển trong EU, nhưng chúng lại liên quan đến các vụ tai nạn nghiêm trọng với tần suất cao hơn, làm nổi bật nhu cầu cần nghiên cứu kỹ hơn về đặc tính của nhóm phương tiện này.

Để cải thiện tính ổn định ngang của ô tô, hầu hết các xe tải nặng hiện đại đều được trang bị thanh ổn định ngang bị động nhằm giảm lật ngang. Ưu điểm của thanh ổn định ngang bị động là giúp giảm gia tốc lật thân xe và góc lật khi ô tô chạy trên đường mấp mô hoặc khi vào cua. Tuy nhiên, hệ thống này cũng tồn tại nhược điểm. Trong quá trình vào cua, thanh

ổn định ngang bị động truyền lực dọc từ một bên hệ thống treo sang bên kia, tạo ra một mô-men chống lại lực bên. Để khắc phục những hạn chế của hệ thống thanh ổn định ngang bị động, nhiều phương pháp can thiệp chủ động vào động lực học phương tiện đã được đề xuất. Một trong những phương pháp đó là sử dụng thanh ổn định ngang chủ động, bao gồm một cặp bộ chấp hành thủy lực có khả năng tạo ra mô-men ổn định nhằm cân bằng mô-men lật.

Mặt khác, các hệ thống điều khiển biến thiên thông số tuyến tính (LPV) cũng đóng vai trò quan trọng trong điều khiển hệ thống động lực học. Các hệ thống này có động lực học phụ thuộc tuyến tính vào trạng thái và đầu vào của hệ thống, nhưng có thể phụ thuộc phi tuyến vào các thông số điều chỉnh. Mô hình LPV giả định rằng không có thông tin tiên nghiệm về giá trị của các thông số điều chỉnh, nhưng chúng có thể được đo lường hoặc ước tính theo thời gian thực [7], [8]. Sự quan tâm đối với hệ thống LPV xuất phát từ khả năng áp dụng kỹ thuật điều khiển điều chỉnh lợi số (gain-scheduling), cũng như khả năng mô hình hóa các hệ thống phi tuyến bằng cách đưa các yếu tố phi tuyến vào các thông số điều chỉnh. Do đó, khung điều khiển LPV cho phép áp dụng các phương pháp điều khiển tuyến tính cho các hệ thống phi tuyến, đồng thời cung cấp những đảm bảo chắc chắn về tính ổn định và hiệu suất của hệ thống vòng kín.

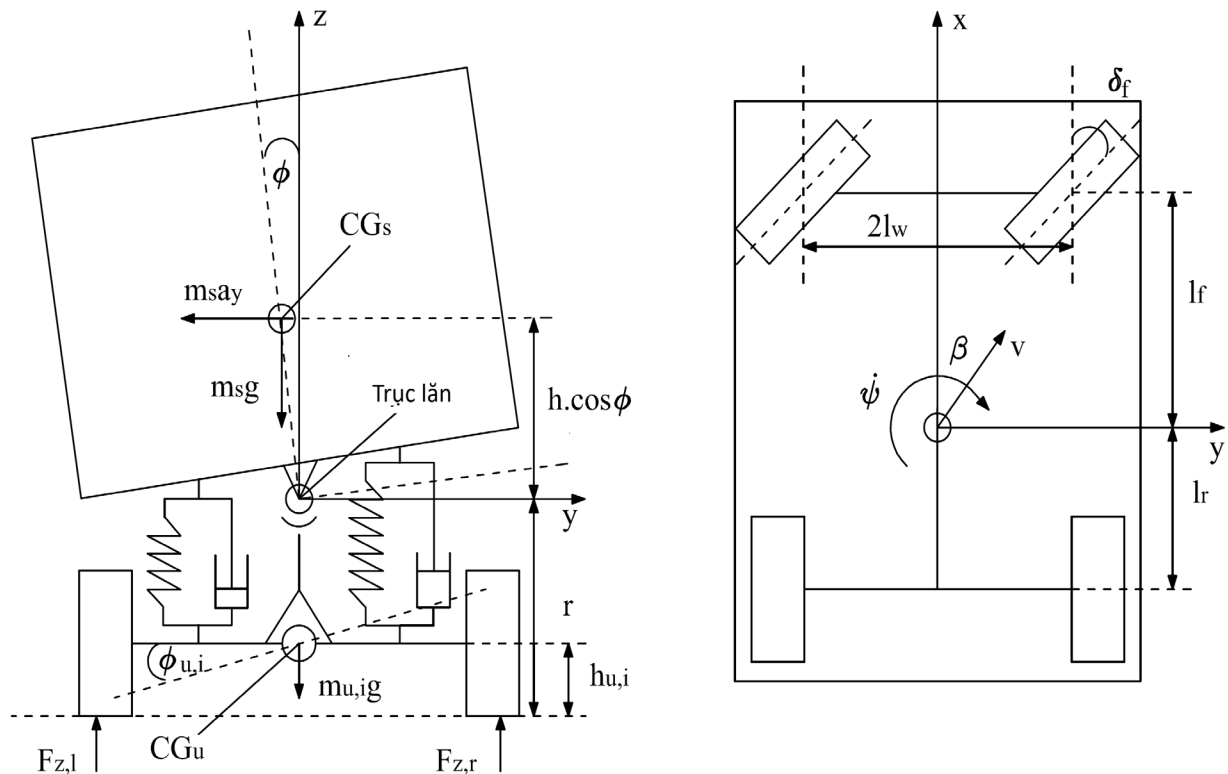
Trong các nghiên cứu [13] và [14], các tác giả đã sử dụng phương pháp điều khiển H_∞ để mô hình hóa chuyển động quay và lật của xe tải nặng loại đơn. Kết quả phân tích μ cho thấy điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ có độ bền vững cao đối với sự thay đổi vận tốc chuyển động của ô tô cũng như khối lượng của phần thân xe. Các kết quả mô phỏng trong miền tần số và miền thời gian đã chứng minh

ràng điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ giúp giảm đáng kể hệ số chuyển tải trọng chuẩn hóa so với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. Ngoài ra, nghiên cứu cũng khẳng định hiệu quả của thuật toán di truyền trong việc đơn giản hóa thiết kế bộ điều khiển nhằm đạt được các mục tiêu hiệu suất đề ra.

2. MÔ HÌNH Ô TÔ VỚI THÔNG SỐ THAY ĐỔI TUYẾN TÍNH

Mô hình yaw-roll của xe tải nặng được thể hiện trong Hình 1, gồm ba phần: m_s là khối

lượng được treo, m_{ur} là khối lượng không được treo ở phía trước, bao gồm bánh trước và trục trước, và m_{ur} là khối lượng không được treo ở phía sau, bao gồm bánh sau và trục sau. Các ký hiệu trong mô hình được liệt kê trong Bảng 1, và các thông số được đề cập trong [11]. Các phương trình vi phân của mô hình yaw-roll bao gồm động lực học ngang, mô-men quay, mô-men lật của khối lượng được treo, mô-men lật của khối lượng không được treo ở phía trước và phía sau, được biểu diễn trong phương trình (1).



Hình 1. Mô hình yaw-roll của ô tô tải nặng [11].



Bảng 1. Các tham số của mô hình ô tô [11].

Ký hiệu	Mô tả	Ký hiệu	Mô tả
m_s	Khối lượng được treo	δ_f	Góc đánh lái
$m_{u,f}$	Khối lượng không được treo trên trục trước	C_f	Độ cứng bên của các bánh xe cầu trước
$m_{u,r}$	Khối lượng không được treo trên trục sau	C_r	Độ cứng bên của các bánh xe cầu sau
m	Tổng khối lượng của xe	k_f	Độ cứng của hệ thống treo cầu trước
v	Vận tốc chuyển động của ô tô	k_r	Độ cứng của hệ thống treo cầu sau
v_{wi}	Các thành phần của vận tốc	b_f	Hệ số giảm chấn của cầu trước
h	Chiều cao trọng tâm của phần được treo tính đến trục y	b_r	Hệ số giảm chấn của cầu sau
$h_{u,i}$	Chiều cao trọng tâm của phần không được treo tính đến mặt đất	k_{tf}	Độ cứng lật của lớp trên trục trước
r	Khoảng cách từ trục y đến mặt đất	k_{tr}	Độ cứng lật của lớp trên trục sau
a_y	Gia tốc ngang	I_{xx}	Mô men quán tính lật của khối lượng được treo
β	Góc lệch bên của ô tô	I_{xz}	Tích quán tính của phần khối lượng được treo
ψ	Góc quay thân xe	I_{zz}	Mô men quán tính quay quanh trục thẳng đứng của khối lượng được treo
$\dot{\psi}$	Vận tốc góc quay thân xe	l_f	Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến trục trước
α	Góc trượt bên	l_r	Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến trục sau
ϕ	Góc lật của khối lượng được treo	l_w	Một nửa chiều rộng của xe
$\phi_{u,i}$	Góc lật của khối lượng không được treo	μ	Hệ số bám của đường

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{v}(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h \ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} \\ -I_{xz} \ddot{\phi} + I_{zz} \ddot{\psi} = F_{yf} l_f - F_{yr} l_r \\ (I_{xx} + m_s h^2) \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} = m_s g h \phi + m_s v h (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - k_f (\phi - \phi_{uf}) - b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + T_f \\ \quad - k_r (\phi - \phi_{ur}) - b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + T_r \\ -r F_{yf} = m_{uf} v (r - h_{uf}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_{uf} g h_{uf} \phi_{uf} - k_{uf} \phi_{uf} + k_f (\phi - \phi_{uf}) + b_f (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{uf}) + M_{ARf} + T_f \\ -r F_{yr} = m_{ur} v (r - h_{ur}) (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_{ur} g h_{ur} \phi_{ur} - k_{ur} \phi_{ur} + k_r (\phi - \phi_{ur}) + b_r (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ur}) + M_{ARr} + T_r \end{array} \right. \quad (1)$$

Trong đó, T_p , T_r là các mô men xoắn tại hai trục; M_{ARf} , M_{ARr} là các mô men của thanh ổn định ngang bị động, tác động lên khối lượng được treo và khối lượng không được treo tại các trục trước và sau [12]. Lực ngang của lớp $F_{yf,r}$ tác động theo hướng vận tốc tại các điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường.

Có thể thấy rằng mô hình yaw-roll phụ thuộc một cách phi tuyến vào vận tốc tiến v . Hơn nữa, khi xe đang di chuyển, vận tốc là một trong những thông số thay đổi liên tục, và nó phụ thuộc vào người lái cũng như điều kiện chuyển động của xe. Trong nghiên cứu này, vận tốc v được chọn làm thông số điều chỉnh. Ký hiệu $\rho = v$, mô hình xe có thể được biểu diễn dưới dạng không gian trạng thái như sau:

$$\dot{x} = A(\rho)x + B_1(\rho)w + B_2(\rho)u \quad (2)$$

Trong đó, vector trạng thái: $x = [\beta \ \psi \ \phi \ \dot{\phi} \ \phi_{uf} \ \phi_{ur}]$; đầu vào nhiễu (góc đánh lái): $w = [\delta_f]$; đầu vào điều khiển: $u = [T_f \ T_r]$.

Mô hình (2) được gọi là mô hình Thông số biến thiên tuyến tính (LPV), trong đó các phần tử trong không gian trạng thái phụ thuộc liên tục vào một vector thông số biến thiên theo

thời gian ρ . Một đặc điểm của hệ thống LPV là nó phải tuyến tính đối với cặp vector trạng thái (x) và vector đầu vào điều khiển vector (u). Các ma trận $A(\rho)$, $B_1(\rho)$ và $B_2(\rho)$ trong mô hình này là các hàm phi tuyến của vector tham số điều chỉnh ρ .

3. XÂY DỰNG BỘ ĐIỀU KHIỂN H_∞ /LPV

3.1. Mục tiêu của bộ điều khiển

Mục tiêu của hệ thống điều khiển thanh ổn định ngang chủ động là tối đa hóa tính ổn định ngang của ô tô. Thông thường, nguy cơ lật xe được phát hiện khi giá trị tính toán của sự phân bố tải trọng chuẩn hóa (R_{fr}) đạt đến giới hạn ± 1 (4), [6].

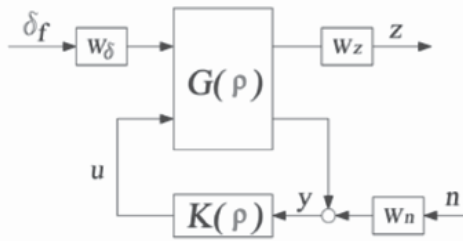
$$R_f = \frac{\Delta F_{zf}}{F_{zaf}}, \quad R_r = \frac{\Delta F_{zr}}{F_{zar}} \quad (3)$$

Trong đó, F_{zaf} là tổng tải trọng tác dụng lên trục trước và F_{zar} là tổng tải trọng tác dụng lên trục sau. ΔF_{zf} và ΔF_{zr} lần lượt là sự phân bố tải trọng lên trục trước và trục sau [11].

Sự phân bố tải trọng chuẩn hóa $R = \pm 1$ tương ứng với mức phân bố tải trọng lớn nhất có thể. Trong trường hợp đó, bánh xe phía trong của ô tô sẽ bị nhấc lên. Khi cố gắng giảm thiểu sự phân bố tải trọng, cũng cần giới hạn

góc lật giữa khối lượng được treo và khối lượng không được treo ($\varphi - \varphi_{uf,r}$) để đảm bảo chúng nằm trong giới hạn hành trình của hệ thống treo (7-8 độ), [11].

3.2. Thiết kế bộ điều khiển H_∞ /LPV cho hệ thống ổn định ngang chủ động



Hình 2. Cấu trúc liên kết vòng kín của hệ thống điều khiển thanh ổn định ngang chủ động LPV

Sơ đồ điều khiển vòng kín được thể hiện trong Hình 2 được thiết kế hướng tới mục tiêu điều khiển. Nó bao gồm cấu trúc hồi tiếp của mô hình danh định $G(\rho)$, bộ điều khiển $K(\rho)$ và các hàm trọng số W_z, W_δ, W_n . Trong sơ đồ này: u là đầu vào điều khiển, y là đầu ra đo lường, z là đầu ra hiệu suất, n là nhiễu đo lường, δ_f là góc đánh lái, được coi là tín hiệu nhiễu và do người lái thiết lập.

Theo Hình 2, sự kết hợp của mô hình phi tuyến (3) với các hàm trọng số hiệu suất được biểu diễn dưới dạng phân vùng như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ z(t) \\ y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\rho) & B_1(\rho) & B_2(\rho) \\ C_1(\rho) & D_{11}(\rho) & D_{12}(\rho) \\ C_2(\rho) & D_{21}(\rho) & D_{22}(\rho) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ w(t) \\ u(t) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Với: Đầu vào nhiễu: $w(t) = [\delta_f \ n]^T$, Đầu vào điều khiển: $u(t) = [T_f \ T_r]^T$, Đầu ra hiệu suất: $z(t) = [T_p \ T_r \ R_p \ R_r \ a_y]^T$, Đầu ra đo lường:

$y(t) = [a_y \ \dot{\varphi}]^T$. Đáng chú ý rằng, trong mô hình LPV của hệ thống thanh ổn định ngang chủ

động (4), tham số biến thiên $\rho = v$ được xác định theo thời gian thực và có thể đo trực tiếp bằng cảm biến.

Mục tiêu điều khiển là tìm một bộ điều khiển LPV $K(\rho)$ được định nghĩa như sau:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_k(t) \\ u(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_k(\rho) & B_k(\rho) \\ C_k(\rho) & D_k(\rho) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

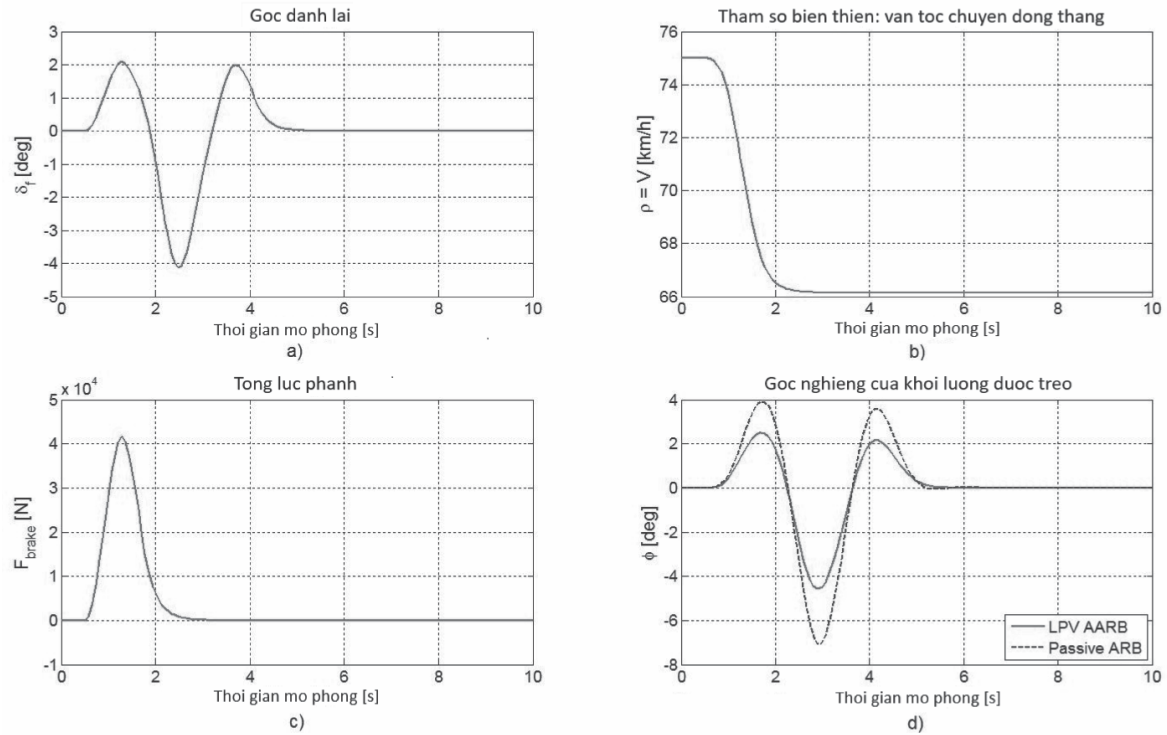
4. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

Trong phần này, bài toán đổi làn kép được sử dụng làm bài kiểm tra khả năng điều khiển của xe, đây là một tình huống điển hình để đánh giá khả năng tránh chướng ngại vật trong trường hợp khẩn cấp. Quỹ đạo của xe có độ lệch 2.5m trên quãng đường 100m. Góc đánh lái được biểu diễn trong Hình 3a.

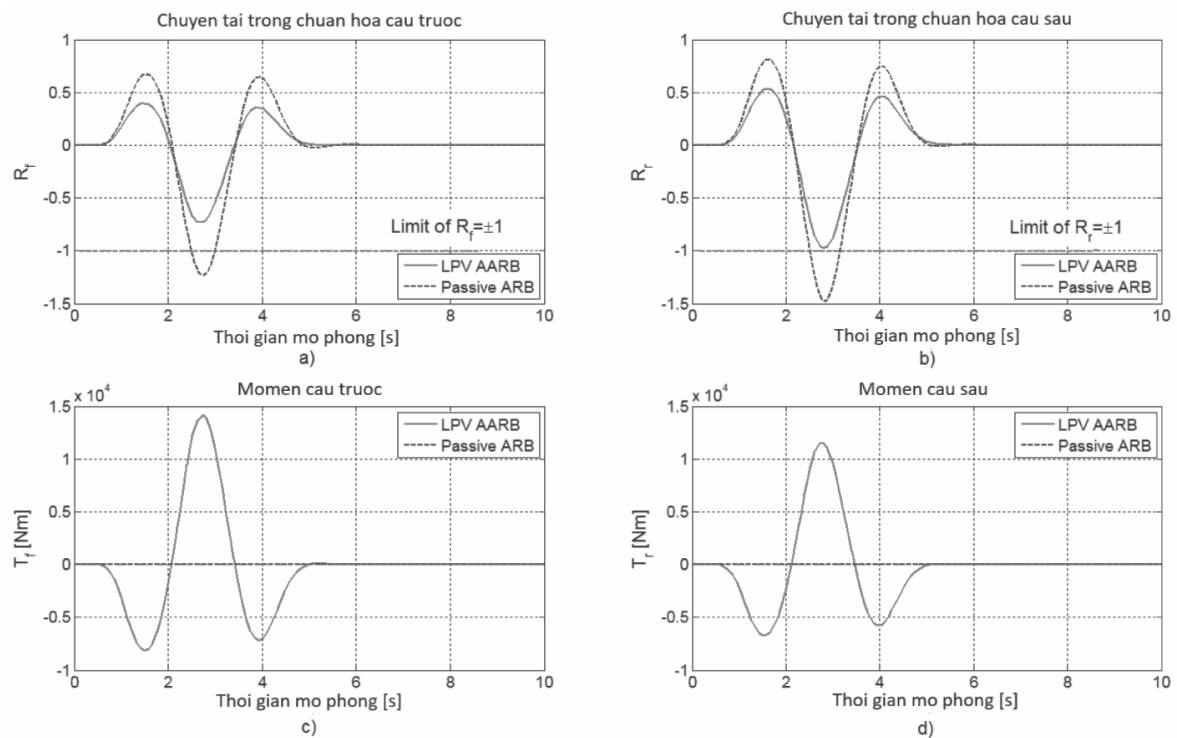
Hình 3d và Hình 4a,b thể hiện góc nghiêng của khối lượng được treo và độ chuyển tải trọng chuẩn hóa tại cả hai trục. Có thể thấy rằng, trong trường hợp sử dụng thanh ổn định ngang bị động, xe tải nặng thực sự bị lật đồng thời ở cả hai trục. Tuy nhiên, khi áp dụng hệ thống điều khiển H_∞ /LPV với thanh ổn định ngang chủ động, độ chuyển tải trọng chuẩn hóa ở cả hai trục đều nhỏ hơn giới hạn ± 1 .

Việc sử dụng H_∞ /LPV điều khiển thanh ổn định ngang chủ động giúp giảm độ chuyển tải trọng chuẩn hóa khoảng 31%, so với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. Điều này cho thấy hệ thống điều khiển H_∞ /LPV active anti-roll bar cải thiện đáng kể tính ổn định ngang của ô tô so với thanh ổn định ngang bị động.

Mô-men tại hai trục được biểu diễn trong Hình 4c,d. Có thể thấy rằng giá trị mô-men lớn nhất tại cả hai trục đều nhỏ hơn giới hạn 12.104 Nm [12].



Hình 3. Phản hồi theo thời gian của góc đánh lái, tham số thay đổi, tổng lực phanh, góc nghiêng của khối lượng được treo



Hình 4. Phản hồi theo thời gian của độ chuyển tải trọng chuẩn hóa và mô-men tại hai trục.



5. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, mô hình xe tải nặng bao gồm hệ thống thanh ổn định ngang chủ động tại cả hai trục. Một sơ đồ điều khiển H_∞ /LPV với vận tốc được xem là thông số thay đổi đã được phát triển nhằm tối đa hóa tính ổn định ngang, giúp ngăn chặn tình trạng lật xe. Các yếu tố như độ chuyển tải trọng chuẩn hóa, gia tốc ngang và giới hạn mô-men xoắn do các bộ chấp hành tạo ra đều được xem xét. Kết quả mô phỏng trong cả miền tần số và thời gian đã chứng minh tính hiệu quả của bộ điều khiển thanh ổn định ngang chủ động H_∞ /LPV khi so sánh với hệ thống thanh ổn định ngang bị động. ❖

Ngày nhận bài: 26/3/2025

Ngày phản biện: 16/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. A. Hjartarson, P. Seiler, A. Packard, “*LPVtools: A toolbox for modeling, analysis, and synthesis of parameter varying control systems*”. First IFAC Workshop on Linear Parameter Varying Systems, France (2015).
- [2]. A. Packard, “*Gain scheduling via linear fractional transformations*”. Systems and Control Letters, 22(2), pp. 79-92 (1994).
- [3]. C. Scherer, P. Gahinet, M. Chilali, “*Multiobjective output feedback control via LMI optimization*”. IEEE Transactions on Automatic Control, 42(7), pp. 896-911 (1997).
- [4]. Evgenikos, Petros et al., “*Characteristics and Causes of Heavy Goods Vehicles and Buses Accidents in Europe*”. Transportation Research Procedia, pp. 2158-2167 (2016).
- [5]. F. Wu, “*Control of linear parameter varying systems*”. Ph.D. thesis, University of California at Berkeley, USA (1995).
- [6]. Hsun-Hsuan, Huang, K.Yedavalli Rama, and A. Guenther Dennis, “*Active roll control for rollover prevention of heavy articulated vehicles with multiple-rollover-index minimisation*”. Vehicle System Dynamics; 50(3), pp. 471-493 (2012).
- [7]. J. Mohammadpour, C. Scherer, “*Control of Linear Parameter Varying Systems with Applications*”. Springer (2012).
- [8]. O. Sename, P. Gaspar, J. Bokor, “*Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches: Application to Vehicle Dynamics*”. Springer (2013).
- [9]. Sampson David and David Cebon, “*Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles*”. Vehicle System Dynamics, 40(4), pp. 229-270 (2003).
- [10]. P. Gaspar, J. Bokor, I. Szaszi, “*Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*”. Control Engineering Practice, 13 (6), pp. 699-711 (2005).
- [11]. P. Gaspar, J. Bokor, I. Szaszi, “*The design of a combined control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*”. European Journal of Control, 10(2), pp. 148-162 (2004).
- [12]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “*Enhancing roll stability of heavy vehicle by LQR active anti-roll bar control using electronic servo-valve hydraulic actuators*”. Vehicle System Dynamics, 55(9), pp. 1405-1429 (2017).
- [13]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “ *H_∞ active anti-roll bar control to prevent rollover of heavy vehicles: a robustness analysis*”. IFAC Symposium on System Structure and Control - 6th SSSC, Istanbul, Turkey (2016).
- [14]. V.T. Vu, O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and P. Gaspar, “*Optimal selection of weighting functions by genetic algorithms to design H_∞ anti-roll bar controllers for heavy vehicles*”. Conference on Vehicle system dynamics, Identification and Anomalies - 15th VSDIA, Budapest, Hungary (2016).

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ SẤY TỐI ƯU CHO MÁY SẤY QUẢ VẢI U HỒNG TƯƠI BẰNG PHƯƠNG PHÁP ĐỐI LƯU CƯỜNG BỨC

RESEARCH IDENTIFYING OPTIMAL DRYING PARAMETERS FOR FRESH U HONG LYCHEES USING FORCED CONVECTION DRYING

Phạm Thị Minh Huệ*, Dương Văn Quang, Đỗ Trung Hiếu, Đào Thế Diễn, Hoàng Hữu Tấn,
Vũ Văn Hải, Nguyễn Văn Tài

Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: phamthiminhhue@haui.edu.vn

TÓM TẮT

Tại Việt Nam, máy sấy đối lưu cưỡng bức được sử dụng nhiều trong việc sấy khô các loại nông sản. Việc sấy khô quả vải U Hồng tươi tại các hộ gia đình ở miền Bắc Việt Nam thường được thực hiện bằng kinh nghiệm của người vận hành máy sấy, nên chất lượng sản phẩm không ổn định, tỷ lệ sản phẩm sấy bị hỏng hoặc kém chất lượng tương đối cao. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả trình bày kết quả nghiên cứu thực nghiệm, trong việc xác định một số thông số sấy tối ưu cho máy sấy quả vải U Hồng tươi của Việt Nam bằng phương pháp đối lưu cưỡng bức mang lại hiệu quả kinh tế cao nhất cho loại nông sản này.

Từ khóa: Máy sấy nông sản; Sấy khô vải U Hồng; Đối lưu cưỡng bức.

ABSTRACT

In Vietnam, forced convection dryers are widely used for drying agricultural products. To ensure the best quality of dried agricultural products, reduce processing time and costs, and contribute to improving the economic efficiency of the drying method, it is necessary to adjust drying parameters such as drying temperature, drying air velocity, and spacing between drying trays for each different type of agricultural product. In this study, the authors present the results of an experimental study to determine some optimal drying parameters for forced convection drying of Vietnamese fresh, product processing method.

Keywords: Agricultural dryer; U Hong lychee drying; Forced convection.



1. GIỚI THIỆU

Vải U Hồng (U Hong Litchi chinensis) là giống vải chín sớm có nguồn gốc từ tỉnh Hải Dương, là một giống vải mới được lai tạo từ hai giống vải khác là vải thiều và vải tím. Thời vụ thu hoạch quả vải U Hồng rất ngắn chỉ từ cuối tháng 4 đến tháng 6 hằng năm, không bảo quản được lâu nên việc chế biến quả vải U Hồng bằng phương pháp sấy khô ngày càng kéo dài thời hạn bảo quản, sử dụng, nhằm góp phần tạo ra một sản phẩm có giá trị xuất khẩu giá trị cao cho nông sản Việt Nam. Vì vậy, nghiên cứu xác định các thông số sấy tối ưu cho máy sấy quả vải U Hồng tươi, nhằm nâng cao chất lượng sản phẩm, giảm chi phí vận hành là một vấn đề cấp bách và có ý nghĩa thực tiễn cao.

2. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

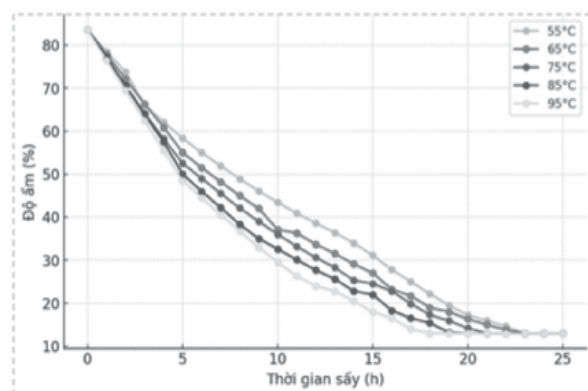
2.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ đến khả năng tách ẩm và chất lượng sản phẩm

Trong nghiên cứu, Nhóm đã nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số thực nghiệm như vận tốc dòng không khí sấy $v = 0,6 \text{ m/s}$, năng suất sấy $= 30 \text{ (kg/m}^2\text{)}$, khoảng cách giữa các sản phẩm sấy $h = 9 \text{ cm}$, khoảng biến thiên của nhiệt độ tác nhân sấy $T = 55 \div 95^\circ\text{C}$ để xét ảnh hưởng của nhiệt độ dòng không khí sấy đến khả năng tách ẩm và chất lượng quả vải U Hồng sau khi sấy. Thí nghiệm được lặp đi, lặp lại 5 lần ở những mức nhiệt độ sấy và thời gian sấy khác nhau. Kết quả diễn biến nhiệt độ sấy được tổng hợp trong bảng 1.

Bảng 1. Kết quả thí nghiệm sấy vải quả khi sấy ở nhiệt độ $55 \div 95^\circ\text{C}$

(T, °C)	Thời gian sấy t (giờ)									
	0	3	6	9	12	15	18	21	24	26
55°C	83,5	66,1	55,0	46,1	38,6	31,1	22,2	15,9	13,0	13,0
65°C	83,5	66,3	51,5	42,0	33,7	27,0	19,0	15,0	13,0	13,0
75°C	83,5	64,2	49,0	39,0	30,6	24,5	17,3	13,0	13,0	12,9
85°C	83,5	63,8	46,0	35,3	27,7	22,0	15,4	13,0	13,0	12,8
95°C	83,5	62,5	44,5	33,0	24,2	18,0	13,0	13,0	12,9	12,8

Từ kết quả nghiên cứu trên hình ta thấy rằng, khi ở cùng tốc độ sấy, nhiệt độ sấy tăng thì thời gian sấy giảm. Khi tăng lên 5°C thì thời gian sấy giảm khoảng $60 \div 120$ phút. Giai đoạn đầu tốc độ thoát ẩm diễn ra nhanh hơn do năng lượng dùng tách nước ra khỏi sản phẩm là nước tự do. Giai đoạn sau tốc độ thoát ẩm giảm dần do lực liên kết ẩm trong vải quả chặt chẽ hơn. Khi độ ẩm của vải quả sấy giảm tới 38% bề mặt xuất hiện lớp keo dính hạn chế sự co ngót về thể tích. Khi sấy ở nhiệt độ $85 \div 95^\circ\text{C}$, thời gian sấy ngắn nhất nhưng lại giảm chất lượng của sản phẩm.



Hình 1. Đồ thị đặc tính giảm ẩm của vải quả khi sấy ở nhiệt độ $55 \div 95^\circ\text{C}$

Vùng sản phẩm đặt gần nguồn nhiệt nhiều quả vải bị caramen hóa, có quả có màu đen sẫm, vị nặng đắng. Khi sấy ở nhiệt độ $65 \div 75^\circ\text{C}$, thời gian sấy dài nhưng quả vải có màu cánh gián, độ khô đồng đều hơn, vị ngọt, vải dẻo dai. Tốc độ giảm ẩm tốt nhất ở nhiệt độ 75°C , $v = 0,6 \text{ m/s}$ cho thời gian sấy là ngắn nhất.

2.2. Xác định độ giảm hàm lượng nước và độ khô đồng đều của các quả vải trong buồng sấy

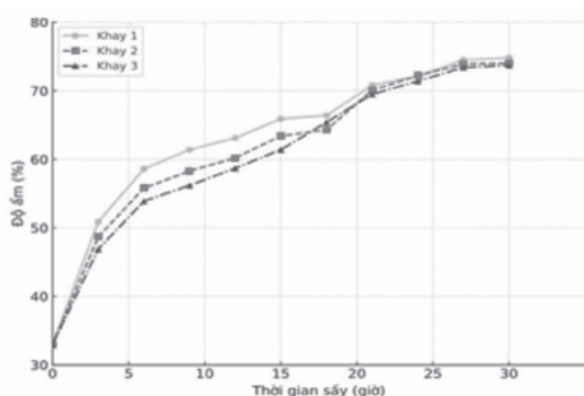
Trong tủ sấy nhiều tầng, độ khô đồng đều là yếu tố cơ bản ảnh hưởng đến chất lượng

sản phẩm sấy. Qua phân tích ảnh hưởng của nhiệt độ và vận tốc dòng khí sấy phía trên, ta chọn chế độ sấy tối ưu nhất là nhiệt độ dòng khí sấy được duy trì ổn định $T = 75^\circ\text{C}$, tốc dòng không khí sấy $v = 0,6 \text{ m/s}$, $h = 9 \text{ cm}$. Để đảm bảo tính chất đại diện cho toàn bộ các quả vải trong buồng sấy, sau khi sấy, Nhóm lấy 20 mẫu ở các vị trí khác nhau theo chiều cao và chiều ngang buồng sấy. Theo chiều cao lấy mẫu ở 3 tầng (khay giữa, trên cùng và dưới cùng), theo chiều ngang lấy 5 mẫu theo đường chéo. Các tác giả đã tiếp tục thí nghiệm có chế độ sấy tối ưu đến độ khô đồng đều của sản phẩm trên các khay sấy như trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả thí nghiệm sấy vải ở nhiệt độ thí nghiệm 75°C

Các khay (giá) sấy	Thời gian sấy t (giờ)									
	0	3	6	9	12	15	18	21	24	27
Khay 1	33	50,9	58,6	61,4	63,1	65,9	46,4	69,8	72,1	72,5
Khay 2	33	48,7	55,8	58,3	60,2	63,4	50,3	67,2	70,2	71,8
Khay 3	33	46,9	53,9	56,2	58,7	61,4	55,4	66,4	69,5	70,7

Sự chênh lệch nhiệt độ các vị trí trong buồng sấy như trên hình 2.



Hình 2. Nhiệt độ vải quả trên các khay theo thời gian sấy

Dựa vào số liệu trong bảng 2 và đồ thị trên hình 2, ta có thể nhận xét như sau: Nhiệt độ quả vải ở khay một và khay hai có sự chênh lệch với nhau không đáng kể. Sự chênh lệch khay 3 (trên cùng) lớn nhất so với nhiệt độ đặt ban đầu của dòng khí sấy $1,8 \div 2,9^\circ\text{C}$. Qua đồ thị cho thấy, sự chênh lệch nhiệt độ giữa các khay với nhau, giữa các khay và nhiệt độ đặt ban đầu này là không lớn. Vì vậy, không ảnh hưởng nhiều đến độ đồng đều của mẻ sấy cũng như chất lượng của sản phẩm sấy tương đồng với kết quả nghiên cứu [5].

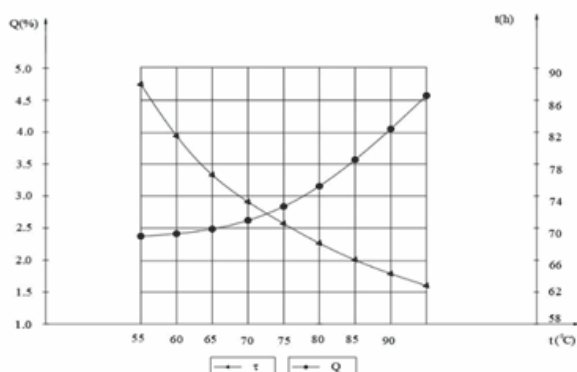


2.3. Ảnh hưởng của một số thông số sấy chính đến quá trình sấy vải U Hồng

Tiến hành khảo sát sự ảnh hưởng của nhiệt độ, vận tốc dòng khí và chiều cao lớp sấy đến độ khô không đều của quả vải và thời gian sấy.

2.3.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ đến hiện tượng khô không đều của quả vải và thời gian sấy

Các tác giả đã tiếp tục các thí nghiệm có chế độ sấy $T = 55 \div 95^\circ\text{C}$; $v = 0,6 \text{ m/s}$; $h = 9 \text{ cm}$ đến độ khô đồng đều và thời gian sấy như trên đồ thị hình 3:



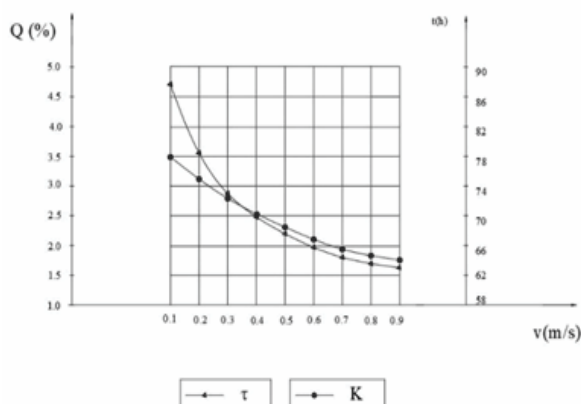
Hình 3. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến độ khô không đều và thời gian sấy

Từ đồ thị hình 3, ta thấy sự chênh lệch về thời gian, độ khô không đều của quả vải là tương đối lớn, khi mức nhiệt độ càng cao, độ khô không đều của vải càng lớn, thời gian sấy giảm. Ta chọn nhiệt độ sấy trong khoảng từ $65 \div 75^\circ\text{C}$ để giảm thời gian sấy cũng như độ khô không đều của quả vải U Hồng ở mức cao.

2.3.2. Ảnh hưởng của vận tốc dòng khí sấy đến hiện tượng khô không đều của quả vải và thời gian sấy

Tiếp tục các thí nghiệm có chế độ sấy

với vận tốc tác nhân sấy biến thiên $v = 0,1 \div 0,9 \text{ m/s}$, $T = 75^\circ\text{C}$; $h = 9 \text{ cm}$ đến độ khô đồng đều và thời gian sấy như trên đồ thị hình 4:

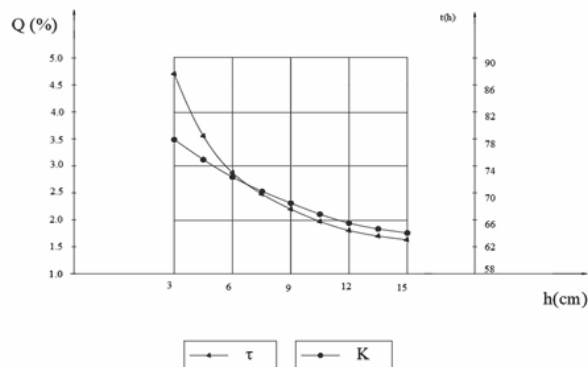


Hình 4. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến độ khô không đều và thời gian sấy

Từ đồ thị dưới đây, sự thay đổi tốc độ dòng khí tăng lên từ $0,1 \div 0,9 \text{ m/s}$ thì thời gian sấy một mẻ giảm từ $95 \div 61 \text{ h}$. Độ khô không đều của quả vải cũng giảm đi đáng kể. Chọn tốc độ $v = 0,6 \text{ m/s}$ để tăng chất lượng vải U Hồng cũng như giảm chi phí sản xuất.

2.3.3. Ảnh hưởng của khoảng cách các khay đến hiện tượng khô không đều của quả vải và thời gian sấy

Tiếp tục các thí nghiệm có chế độ sấy với khoảng cách các khay sấy thay đổi từ $3 \div 15 \text{ cm}$, $v = 0,6 \text{ m/s}$ và $T = 75^\circ\text{C}$ đến độ khô đồng đều và thời gian sấy. Kết quả đo đạc được từ thực nghiệm được thể hiện ở đồ thị hình 5. Từ hình 5, ta thấy rõ sự chênh lệch về chiều cao lớp sấy ảnh hưởng lớn đến thời gian sấy cũng như độ khô không đều của quả vải sau các lần thử. Cả hai yếu tố đều giảm rõ rệt khi tăng chiều cao lớp sấy từ 3 đến 15cm, cụ thể: độ khô không đều giảm từ 3,5% xuống còn 1,7%, thời gian sấy giảm từ 88 xuống 63h.



Hình 5. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến độ khô không đều và thời gian sấy

3. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã xây dựng được phương pháp đánh giá được ảnh hưởng của một số thông số sấy chính như: nhiệt độ, vận tốc dòng không khí sấy và khoảng cách giữa các khay sấy đến màu sắc, mùi vị, khả năng tách ẩm, độ khô đồng đều, thời gian sấy. Bằng phương pháp thực nghiệm khoa học, nghiên cứu đã xác định được các thông số sấy tối ưu cho máy sấy quả vải U Hồng tươi bằng phương pháp đối lưu cưỡng bức, để sản phẩm sấy đạt được chất lượng cao và ổn định nhất, đồng thời rút ngắn

được thời gian sấy, từ đó giảm chi phí nhiên liệu và năng lượng cho phương pháp chế biến như: nhiệt độ tối ưu của không khí trong buồng sấy $T = 75^{\circ}\text{C}$, vận tốc dòng khí sấy $0,6 \text{ m/s}$, khoảng cách giữa các khay đựng sản phẩm sấy là $0,09\text{m}$, thời gian sấy hợp lý từ $67\text{h} \div 69\text{h}$. Kết quả này làm cơ sở tiền đề cho các nghiên cứu thực nghiệm khác, để xác định các thông số sấy tối ưu cho các loại nông sản khác của Việt Nam. ❖

Ngày nhận bài: **10/3/2025**

Ngày phản biện: **05/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hoàng Văn Chúc (1999), “*Kỹ thuật sấy*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Quốc Dương (2008), “*Phòng chữa bệnh nhờ rau, củ, quả quanh ta*”. NXB. Từ điển Bách Khoa, Hà Nội.
- [3]. Trần Văn Phú (2001), “*Tính toán và thiết kế tính toán hệ thống sấy*”. NXB. Giáo dục, Hà Nội.
- [4]. Rahman, M.S. and Prera (2017), “*Handbook of food Preservation*”, Second Edition, pp 403-427.

ỨNG DỤNG CƠ CẤU BA BÁNH QUAY TRONG THIẾT KẾ XE KÉO LEO CẦU THANG PHỤC VỤ DÂN DỤNG VÀ CÔNG NGHIỆP

APPLICATION OF TRI-WHEEL ROTATING MECHANISM IN THE DESIGN OF
STAIR-CLIMBING HAND CART FOR DOMESTIC AND INDUSTRIAL USE

Triệu Quý Huy

Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: tqhuy@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày quá trình thiết kế và chế tạo bộ chuyển động sử dụng cơ cấu ba bánh quay cho xe kéo hàng có khả năng leo cầu thang, phù hợp với điều kiện sử dụng tại hộ gia đình, cửa hàng, và công trường dân dụng. Kết cấu được tính toán tối ưu nhằm đảm bảo tải trọng lên đến 66 kg, leo được bậc cầu thang cao 200 mm với góc nghiêng 30°, lực đẩy cần thiết được giảm thiểu đáng kể nhờ thiết kế bộ càng quay đều. Kết quả thử nghiệm thực tế cho thấy thiết bị hoạt động ổn định, linh hoạt trên nhiều loại địa hình, đặc biệt là các cầu thang bộ không có thang máy. Thiết kế có khả năng ứng dụng rộng rãi trong môi trường đô thị và sản xuất nhỏ.

Từ khóa: Cơ cấu ba bánh quay; Xe leo cầu thang; Mô-men xoắn; Xe kéo hàng; Truyền động thụ động.

ABSTRACT

This paper presents the design and fabrication process of a drive system employing a tri-wheel rotating mechanism for a stair-climbing hand cart, suitable for use in households, retail stores, and construction sites. The structure is optimally calculated to support a payload of up to 66 kg and ascend stair steps with a height of 200 mm at an incline angle of 30°. The required pushing force is significantly reduced thanks to the uniformly rotating tri-wheel assembly. Experimental results indicate that the device operates stably and flexibly across various terrains, particularly stairways without elevators. The design demonstrates strong potential for widespread application in urban environments and small-scale manufacturing.

Keywords: Tri-wheel mechanism; Stair-climbing cart; Torque; Hand cart; Passive transmission.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong điều kiện đô thị hiện nay, nhu cầu vận chuyển hàng hóa qua các bậc thang ở hộ gia đình, văn phòng, công trường nhỏ ngày càng phổ biến. Tuy nhiên, các loại xe kéo truyền thống gần như không thể di chuyển trên cầu thang hoặc gặp khó khăn do mất cân bằng, tổn sức người và dễ gây nguy hiểm.

Trước thực trạng đó, nhóm nghiên cứu đề xuất giải pháp thiết kế bộ chuyển động ba bánh quay chủ động, không sử dụng động cơ, có khả năng vượt địa hình bậc thang hiệu quả. Đây là hướng tiếp cận đơn giản, chi phí thấp, dễ sản xuất và bảo trì – đặc biệt phù hợp với điều kiện sản xuất trong nước.

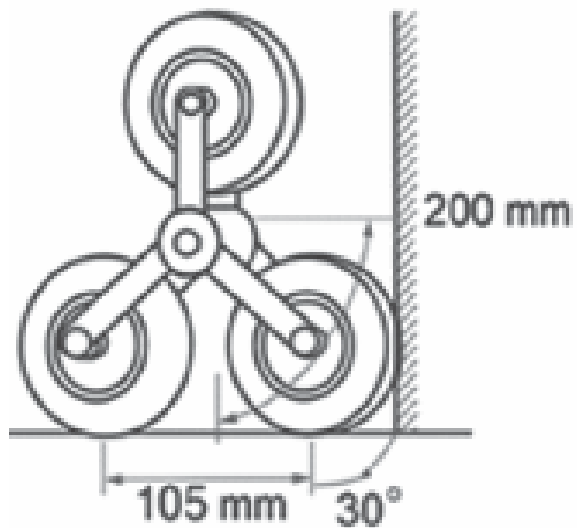
2. THIẾT KẾ CƠ CẤU CHUYỂN ĐỘNG BA BÁNH QUAY

Cấu trúc chính của hệ thống gồm, [1]:

- Bộ cang quay lắp ba bánh đều nhau trên chu vi;
- Cang được cố định vào trục quay tại tâm, có thể xoay khi bánh chạm bậc;
- Khung xe dạng chữ U hoặc H chế tạo bằng thép CT3;
- Trục chính gắn vòng bi 6904 để giảm ma sát;
- Bánh xe cao su đường kính 155 mm, độ bám cao.

Bảng 1. Thông số thiết kế tiêu chuẩn, [3]

Thông số	Giá trị
Tải trọng tối đa	66 kg
Chiều cao bậc thang	200 mm
Góc cầu thang trung bình	30°
Đường kính bánh	155 mm
Bán kính quay bộ cang (R)	105 mm
Vật liệu khung	Thép CT3
Hệ số ma sát trung bình (μ)	0,6



Hình 1. Mô tả bánh xe và bậc thang

3. TÍNH TOÁN MÔ-MEN XOẮN VÀ LỰC TÁC ĐỘNG

- Trọng lượng tổng, [4]:

$$F_g = m \cdot g = 66 \cdot 9.81 = 647.46 \text{ N} \quad (1)$$

- Phân tích lực theo cầu thang, [2]:



+ Lực song song mặt phẳng gây trượt xuống bậc thang $F_{\parallel}$:

$$F_{\parallel} = F_g \cdot \sin(30^\circ) = 323.73 \text{ N} \quad (2)$$

+ Lực vuông góc mặt phẳng áp vào mặt bậc cầu thang $F_{\perp}$:

$$F_{\perp} = F_g \cdot \cos(30^\circ) = 560.72 \text{ N} \quad (3)$$

- Lực ma sát:

$$F_{ms} = \mu \cdot F_{\perp} = 336.43 \text{ N} \quad (4)$$

- Mô-men cần thiết để quay bộ cang:

$$T = F_g \cdot R = 647.46 \cdot 0.105 = 68 \text{ Nm} \quad (5)$$

- Tốc độ quay của bánh xe (với vận tốc 0.5 m/s):

$$N = \frac{60 \cdot v}{2\pi r} = \frac{60 \cdot 0.5}{2\pi \cdot 0.0775} \approx 62 \text{ (vòng/phút)} \quad (6)$$

4. QUY TRÌNH CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM THỰC TẾ

- Vật liệu: Thép CT3 dùng làm khung và trục; bánh xe bằng cao su kết hợp nhựa cứng; vòng bi 6904 để giảm ma sát khi quay, [5].

- Gia công: Cắt plasma CNC, hàn hồ quang, tiện trục, ép ổ bi.

Thử nghiệm: Xe kéo tải 50 kg leo qua 10 bậc thang liên tiếp cao 20 cm/bậc. Ghi nhận lực đẩy tay trung bình < 120 N.



Hình 2. Ảnh thử nghiệm sau khi chế tạo

Kết quả thực tế cho thấy xe hoạt động ổn định, ba bánh quay mượt, không bị kẹt hay trượt. Người sử dụng không cần dùng quá nhiều sức, phù hợp với người lớn tuổi hoặc phụ nữ.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày một cách hệ thống quá trình thiết kế, tính toán và thử nghiệm thực tế bộ cơ cấu ba bánh quay ứng dụng cho xe kéo hàng có khả năng leo cầu thang, phù hợp với điều kiện sử dụng tại hộ gia đình, văn phòng, và công trường dân dụng. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng:

- Cơ cấu ba bánh quay bố trí đối xứng quanh cang quay không những đảm bảo chuyển động tuần hoàn mà còn giúp phân phối đều lực tác động, qua đó giảm tải lực đẩy cần thiết và tăng độ ổn định khi leo cầu thang.

- Các thông số thiết kế được tính toán tối ưu dựa trên phân tích lực ma sát, mô-men xoắn, độ nghiêng cầu thang và tải trọng thực tế. Kết quả tính toán mô-men xoắn lý thuyết và

thực nghiệm cho thấy sai lệch nhỏ, khẳng định độ tin cậy của mô hình.

- Các chi tiết lắp ghép được chế tạo đảm bảo độ chính xác, độ bền và dễ dàng sản xuất hàng loạt trong thực tiễn công nghiệp.

- Thử nghiệm thực tế với tải trọng 50 kg cho thấy thiết bị hoạt động ổn định, không bị kẹt bánh hoặc trượt bánh, lực đẩy trung bình < 120 N phù hợp với sức của người dùng phổ thông như người lớn tuổi hoặc phụ nữ.

Từ các kết quả nêu trên, có thể khẳng định rằng thiết kế sử dụng cơ cấu ba bánh quay không chỉ mang lại hiệu quả về mặt cơ học mà còn có tính khả thi cao trong ứng dụng thực tiễn nhờ chi phí thấp; Dễ chế tạo, dễ vận hành, dễ bảo trì, phù hợp với điều kiện sản xuất trong nước; Tính ứng dụng cao, có thể triển khai rộng rãi trong môi trường đô thị, khu dân cư, công trường, đặc biệt là những nơi không có thang máy. ❖

Ngày nhận bài: **24/3/2025**

Ngày phản biện: **14/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Phúc, “*Thiết kế và chế tạo xe leo cầu thang*”. Tạp chí Khoa học & Công nghệ, 2021.
- [2]. Trần Đức Thịnh, “*Phân tích động học xe ba bánh leo bậc*”. Cơ khí & Tự động hóa, 2022.
- [3]. Wang, L., & Zhou, Y. (2018), “*Design of a Modular Stair-Climbing Mechanism*”. Procedia CIRP, 70, 269-273.
- [4]. Nguyen, V. H., & Tran, T. M. (2020), “*Load and torque analysis of passive climbing carts*”. Journal of Mechanical Engineering Research, 62(4), 112-119.
- [5]. ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of human exposure.

PHÂN TÍCH TIẾNG ỒN TRONG Ô TÔ CON

ANALYSIS OF CAR INTERIOR NOISE

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập

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

Email: thietlap.nguyen@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày các mô hình phần tử hữu hạn để nghiên cứu đặc tính rung động riêng, phân bố ồn trong khoang xe và tiếng ồn trong ô tô do khung vỏ gây ra khi có kích thích của động cơ. Tiếng ồn trong khoang xe được mô phỏng trên phần mềm phần tử hữu hạn. Trên cơ sở phân tích rung động riêng và phân bố ồn trong khoang xe, bài báo tiến hành tính toán, mô phỏng tiếng ồn trong khoang xe do rung động của kết cấu khung vỏ dưới sự kích thích từ động cơ. Đồng thời, phân tích tiếng ồn trong khoang xe có kể đến tương tác của sóng âm giữa khối khí và kết cấu khung vỏ xe. Thông qua các kết quả này có thể sơ bộ đánh giá được tính năng kết cấu của khung vỏ ô tô con và tiếng ồn trong khoang xe do rung động của kết cấu khung vỏ gây ra.

Từ khóa: *Kết cấu khung vỏ ô tô; Rung động khung vỏ ô tô; Phân bố ồn; Tiếng ồn trong khoang xe; Đánh giá kết cấu khung vỏ; Kích thích từ động cơ.*

ABSTRACT

The paper presents finite element models to study specific vibration and stimulated vibration characteristics of car body shell structure. Specific vibration characteristics are calculated and simulated on finite element software. Based on the analysis of specific vibration, the paper conducts calculations and simulations of vibration of the body structure under the stimulation of the engine when mounted in the vehicle. Through these results, it is possible to preliminarily assess the structural features of the car body, as well as the effect of the structure on the in-cabin noise level.

Keywords: *Automotive frame structure; Modal analysis; Automotive frame vibration; Automotive cabin noise; Automotive structure review; Engine vibration effects.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tiếng ồn trong của ô tô (còn gọi là tiếng ồn khoang xe) ngày càng thu hút được sự quan tâm của người sử dụng. Tiếng ồn khoang xe không chỉ là một chỉ tiêu quan trọng đánh giá tính tiện nghi của ô tô, mà nó còn là một chỉ tiêu chính ảnh hưởng đến việc tiêu thụ sản phẩm. Nguyên nhân chính gây ra ồn trong xe con là rung động của kết cấu khung vỏ xe.

Khung vỏ ô tô chịu sự kích thích rung động trong khoảng tần số rộng. Các rung động này sẽ sinh ra các vùng cộng hưởng và hướng vào trong khoang xe, bức xạ ra tiếng ồn [1]. Vì vậy, đặc tính rung động của khung vỏ ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính tiếng ồn trong của ô tô. Hiện nay, có ba phương pháp phân tích đặc tính rung động của kết cấu khung vỏ xe: phương pháp phân tích mô hình trạng thái bằng phần tử hữu hạn [2]; phương pháp phân tích mô hình trạng thái thực nghiệm [3]; và phương pháp phân tích tổng hợp [4]-[6]. Thông qua phân tích rung động riêng khung vỏ xe, có thể sử dụng các kết quả đó để làm cơ sở tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ nhằm hạn chế tiếng ồn trong xe [7], [8].

Trong các nghiên cứu trước đây, nhóm tác giả đã tiến hành mô phỏng rung động riêng của thân vỏ ô tô con [9]. Nghiên cứu này sử dụng phương pháp phân tích mô hình trạng thái bằng phần tử hữu hạn, đây cũng là phương pháp được dùng phổ biến nhất hiện nay. Trên cơ sở đó, nhóm tác giả đã tiến hành phân tích rung động của thân vỏ ô tô con dưới sự kích thích của động cơ và mặt đường [10].

Bằng cách phân tích tiếng ồn khoang xe có thể xác định được phân bố tiếng ồn trong khoang xe và vùng tiếng ồn cộng hưởng, từ đó có được biện pháp xử lý.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH TIẾNG ÒN TRONG KHOANG XE

Phương trình tiếng ồn có kể đến tương tác giữa kết cấu và thể khí khi có kích thích:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -A^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & A \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Giải phương trình (1), ta được chuyển vị và áp suất âm như phương trình (2):

$$\{u_s\} = [\Phi_s] \{q_s\}; \{p\} = [\Phi_f] \{q_f\} \quad (2)$$

Trong đó:

$[\Phi_s]$ - Hình dạng riêng của kết cấu không giảm chấn, không tương tác;

$[\Phi_f]$ - Hình dạng trường âm khối ồn không giảm chấn, không tương tác;

$\{q_s\}$ - Biên độ modal hoặc hàm số modal cơ bản của kết cấu;

$\{q_f\}$ - Biên độ modal hoặc hàm số modal cơ bản của khối khí.

Các hàm modal hoặc chế độ hình dạng cho phép chuyển đổi từ không gian vật lý sang không gian trạng thái (modal). Thay phương trình (2) vào hệ phương trình (1), ta được hệ phương trình tọa độ đặc trưng.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ -a^T & m_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_s \\ \ddot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & 0 \\ 0 & c_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_s \\ \dot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & a \\ 0 & k_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} m_s &= \Phi_s^T M_s \Phi_s & m_f &= \Phi_f^T M_f \Phi_f \\ k_s &= \Phi_s^T K_s \Phi_s & k_f &= \Phi_f^T K_f \Phi_f \\ c_s &= \Phi_s^T B_s \Phi_s & c_f &= \Phi_f^T B_f \Phi_f \\ a &= \Phi_s^T A \Phi_f & f_s &= \Phi_s^T P_s \end{aligned} \quad (4)$$

Trong quá trình ô tô làm việc, động cơ không cân bằng lực sinh ra rung động, thông

qua các gối đỡ động cơ truyền đến khung xe, dẫn đến các tấm mỏng thân xe rung động, từ đó bức xạ ra tiếng ồn hướng vào không gian trong xe.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ CON VÀ KHỐI ỒN TRONG KHOANG XE

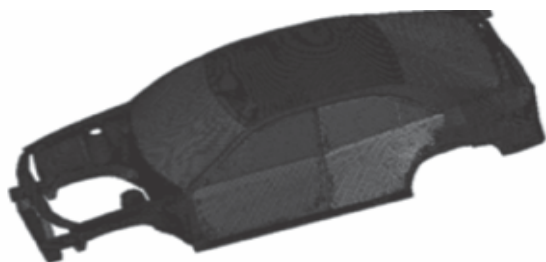
3.1. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô con

Từ mô hình 3D trên CAD, ta chuyển sang phần mềm Hypermesh. Tiến hành chia lưới cho từng chi tiết riêng biệt và xử lý lưới của từng chi tiết, đảm bảo các phần tử tứ giác là chủ yếu.

Sau khi hoàn thiện chia lưới tiến hành tạo các mối liên kết hàn. Căn cứ vào số lượng mối hàn xe thực tế, ta áp dụng phần tử hàn. Mô hình phần tử hữu hạn của khung vỏ xe như hình 1. Sau khi thêm kính và cánh cửa được mô hình khung vỏ đầy đủ của ô tô con như trên hình 2.



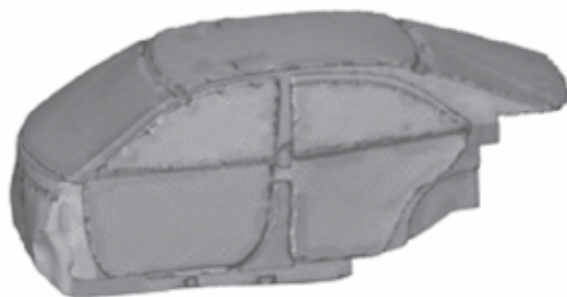
Hình 1. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô sau khi tạo liên kết [9]



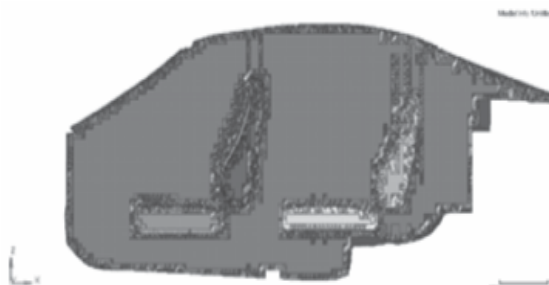
Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ xe đầy đủ

3.2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khối ồn trong cửa xe ô tô

Không gian tiếng ồn trong xe là phần không gian trong xe được bao bọc bởi các tấm vỏ xe và chứa đầy không khí. Mô hình phần tử hữu hạn không gian ồn trong ô tô con được sinh ra trực tiếp từ mô hình phần tử hữu hạn của khung vỏ đầy đủ của xe. Sau khi làm kín toàn bộ mô hình kết cấu khung vỏ xe con, thông qua phần mềm HyperMesh sẽ tự động sinh ra mô hình phần tử hữu hạn không gian ồn trong khoang xe như trên hình 3 và 4. Trên hình 3 là một không gian bên trong xe toàn bộ chỉ có không khí; còn trên hình 4 là trong khoang xe ngoài không khí ra còn có xét đến ghế ngồi. Các phần tử không khí trong khoang xe và ghế được chia nhỏ thành n phần tử và các phần tử này được liên kết “tương hỗ” với nhau tại các nút.



Hình 3. Mô hình không gian tiếng ồn trong của ô tô không có ghế



Hình 4. Mô hình không gian tiếng ồn trong của ô tô có ghế

4. PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ỒN CỦA KHUNG VỎ Ô TÔ CON

4.1. Tính toán rung động riêng của khung vỏ ô tô con

4.1.1. Kết quả tính toán

Kết quả tính toán rung động riêng của khung vỏ ô tô con như trong bảng 1. Ở đây chỉ lấy 8 tần số đầu tiên.

Bảng 1. Kết quả tính toán mô phỏng rung động riêng khung vỏ ô tô con

STT Dạng riêng	Tần số [Hz]	Mô tả hình dạng rung động
1	22,23	Uốn cong phương ngang toàn xe
2	27,19	Xoắn toàn xe
3	38,46	Rung động cục bộ đuôi xe
4	44,22	Hợp thành xoắn đầu xe
5	48,99	Rung động cục bộ đuôi xe
6	50,18	Biến hình cửa gió nóc xe
7	51,36	Uốn cong theo hướng thẳng đứng
8	57,69	Rung động khoang hành lý

Tiến hành phân tích sơ bộ kết quả tính toán, tần số rung động riêng thứ nhất là 22,23Hz, có hình dạng rung động uốn cong theo phương ngang toàn xe. Hiện nay, các xe con đều là loại vỏ chịu lực nên tần số của mô hình trạng thái phổ biến là từ 20Hz trở lên. Dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp.

4.2. Phân tích phân bố ồn trong của xe ô tô con

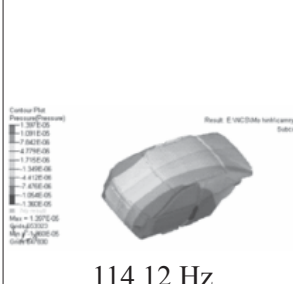
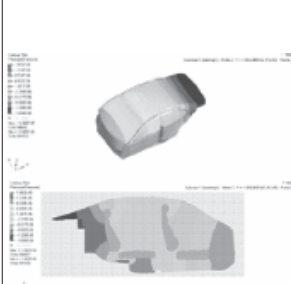
4.2.1. Mô hình tính toán phân bố ồn trong của xe ô tô con

Ta được mô hình tính toán phân bố ồn trong của ô tô khi không có ghế và có ghế như trên hình 4 và 5. Trong mô hình, loại phần tử sử dụng là phần tử tứ diện; tổng số lượng phần tử là 705615 phần tử; nhiệt độ là nhiệt độ môi trường thông thường, tốc độ truyền âm trong không khí là 340m/s, mật độ không khí là 1,2kg/m³.

4.2.2. Kết quả tính toán phân bố ồn trong của xe ô tô con

Giải bài toán trên trong hai trường hợp: không xét đến vật liệu hút âm (không có ghế) và có xét đến vật liệu hút âm (có ghế), ta được kết quả tính toán và hình dạng phân bố áp suất riêng như các hình trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả phân bố ồn ở tần số điển hình

Khi không có ghế	Khi có ghế
 114,12 Hz	 109,32 Hz

*So sánh kết quả giữa phân bố ồn không có ghế và có ghế ở một vài tần số:



So sánh giữa phân bố ồn khi không có ghế và có ghế		
Tần số (Hz)	Khi không có ghế	Khi có ghế
64,81	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X
109,32	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Y (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X
111,19	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Y (Bất lợi)
129,98	Phân bố ồn bậc 1 theo 3 phương X, Y, Z (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Z
138,22	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Z	Phân bố ồn bậc 1 theo 3 phương X, Y, Z (Bất lợi)
161,77	Phân bố ồn bậc 2 nhiễu loạn (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1

Với X là phương theo chiều dọc của xe, Y là phương theo chiều ngang bề rộng của xe, Z là phương theo chiều cao của xe. Các phân bố ồn theo phương X, Z là có lợi vì các đường “âm không” nằm ở vị trí tai người ngồi, khiến cho người ngồi cảm nhận tiếng ồn nhỏ nhất. Với phân bố ồn ở các bậc càng cao thì áp suất âm phân bố thường là các hình dạng mang tính “nhiều loạn” và là các hình dạng không tốt. Khi xe không có ghế, có đến 3 trường hợp là bất lợi, khi xe có ghế thì chỉ có 2 trường hợp bất lợi.

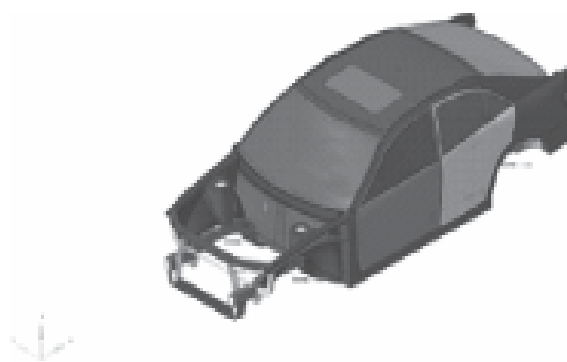
4.3. Phân tích tiếng ồn tương tác trong của ô tô có kể đến lực kích thích của động cơ

Khi tiến hành tính toán phân tích trường âm, để đơn giản hóa cho tính toán, ta đưa ra hai giả thiết: (1) Kết cấu và trường âm là hệ tuyến tính không thay đổi theo thời gian; (2) Không khảo sát đến đặc tính phức tạp của sóng âm: khúc xạ, suy giảm...

4.3.1. Mô hình phân tích tiếng ồn tương tác trong của ô tô có kể đến lực kích của động cơ

Để tính toán tiếng ồn trong xe khi có xét đến tương tác và lực kích thích từ động cơ,

trên cơ sở mô hình kết cấu khung vỏ đầy đủ và mô hình phân bố ồn trong khoang xe, tiến hành thêm lực kích thích của động cơ quy về tại vị trí các chân máy.

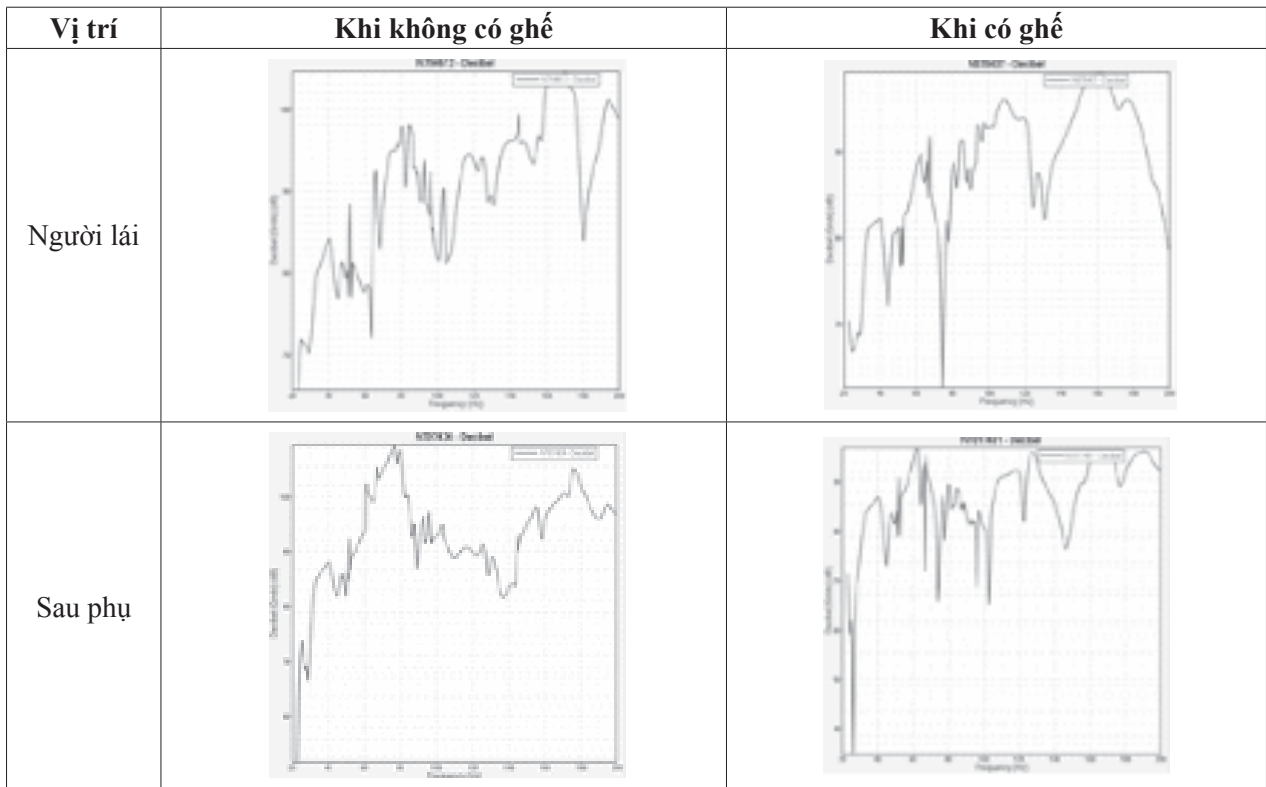


Hình 5. Mô hình tính toán tiếng ồn tương tác có kể đến kích thích của động cơ

4.3.2. Kết quả tính toán tiếng ồn trong của xe ô tô con khi không có ghế và có ghế

Dùng phần mềm Hypermesh để tính toán tiếng ồn trong của ô tô có kể đến tương tác và kích thích của động cơ, với tần số kích thích trong khoảng $[20 \div 200]$ Hz. Các điểm lựa chọn tính toán là 04 điểm tại vị trí tai của lái xe, phụ và 2 người ngồi sau lái và phụ. Ở đây không xét đến vị trí và khả năng hút âm của ghế ngồi.

Bảng 3. Bảng đồ thị tiếng ồn tại tai 4 người trong xe khi có kích thích của động cơ



Phân tích và so sánh kết quả tính toán tiếng ồn trong của ô tô con khi không có ghế và có ghế:

So sánh tiếng ồn tại tai 4 người	
Khi không có ghế	Khi có ghế
Tiếng ồn lớn hơn	Tiếng ồn nhỏ hơn
Tiếng ồn lớn nhất ở vị trí người ngồi ghế sau, phía sau phụ lái là 108 dB	Tiếng ồn lớn nhất ở vị trí người ngồi ghế sau, phía sau phụ lái là 96 dB
Áp suất tăng đột biến phổ biến trong khoảng từ 60 Hz đến 80 Hz	Áp suất tăng đột biến phổ biến trong khoảng từ 60 Hz đến 80 Hz

Bài toán thể hiện đầy đủ ảnh hưởng của kết cấu khung vỏ và khối ồn khoang xe đến tiếng ồn trong xe. Khảo sát được khả năng hấp thụ âm của ghế ngồi, từ đó cho thấy tiếng ồn giảm đi rõ rệt lớn nhất đến 13dB. Khi tính toán tiếng ồn trong khoang xe không kể đến vật liệu hút âm của ghế, nội thất trong xe thì tiếng ồn lớn nhất là 108dB, khi chỉ xét đến hút

âm của ghế tiếng ồn đã giảm xuống còn 96dB. Như vậy, khi xét đến hút âm của nội thất trong xe và các vật liệu cách âm và hút âm thì tiếng ồn trong xe khoang xe còn giảm đi rất nhiều. Tiếng ồn do kết cấu của mảng nóc sinh ra là lớn nhất, ảnh hưởng rất lớn ở khu vực tai người ngồi trong xe. Tiếng ồn truyền xuống phía sàn xe, khi truyền đến ghế thì được ghế hấp thụ một



phần và một phần phản xạ làm thay đổi hướng truyền, dẫn đến tiếng ồn giảm đi rõ rệt và phân bố hợp lý hơn.

4.3.3. Đánh giá kết quả tính toán

Với nguồn kích thích từ động cơ thì khung xe rung động với biên độ cực trị tại tần số 60 (Hz), biên độ theo phương thẳng đứng và phương dọc là lớn nhất, rung động theo phương ngang là tương đối nhỏ so với hai phương còn lại. Tại tần số 160 (Hz), khung xe rung động tăng lên rõ rệt, rung động theo phương thẳng đứng và phương dọc tăng đồng thời, rung động theo phương ngang không đáng kể.

Với tốc độ làm việc của động cơ xăng ô tô Toyota Camry nằm trong khoảng 700 đến 6000 (vòng/phút) tương ứng với 23,3Hz đến 120 (Hz) thì rung động khung xe không xảy ra vùng tăng biên độ rung động đột ngột. Do đó, khung vỏ ô tô thiết kế đã tránh được các vùng rung động cộng hưởng trong vùng tốc độ làm việc của động cơ.

5. KẾT LUẬN

Bài báo xây dựng và giải các bài toán phân bố ồn trong khoang xe và tiếng ồn tương tác có kích thích trong khoang xe. Phân bố tiếng ồn trong của ô tô phụ thuộc nhiều bởi hình dạng kích thước khối ồn và có chịu ảnh hưởng hút âm của ghế. Sự phân bố này ảnh hưởng lớn đến áp suất âm trong từng khu vực khoang xe.

Kết quả tính toán cho thấy vật liệu hút âm có tác dụng giảm tiếng ồn rất lớn trong khoang xe, giúp cho phân bố ồn hợp lý hơn,

giảm bức xạ tiếng ồn ngược trở lại sau khi đi qua vật liệu hút âm. Tiếng ồn gây ra ở vị trí tai người chịu ảnh hưởng nhiều bởi mảng nóc, kết quả này cũng phù hợp với kết quả tính toán rung động. ❖

Ngày nhận bài: **18/3/2025**

Ngày phản biện: **10/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Khang, “*Dao động kỹ thuật*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.
- [2]. Xu Wang, “*Vehicle noise and vibration refinement*”. Trường Đại học RMIT University, Australia.
- [3]. 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 机械工业出版社, 1990.
- [4]. 管迪华. 模态分析技术[M]. 清华大学出版社, 1996.
- [5]. 温熙森机械系统建模与动态分析第一版 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [6]. Zhu Yaojie, Yin Mingd, “*Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car*” [C]. Proceedings of International Technology and Innovation Conference, 2006.
- [7]. 谭继锦. 汽车有限元法. 北京. 人民交通出版社, 2005.
- [8]. 黄天泽. 大客车车身[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1988.
- [9]. ThS. Nguyễn Quang Cường, PGS, TS. Nguyễn Văn Bang, TS. Nguyễn Thiết Lập, “*Phân tích rung động riêng của kết cấu khung vỏ ô tô con*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt, 10/2018.
- [10]. ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập, “*Phân tích rung động khung vỏ ô tô con khi có kích thích của động cơ và mặt đường*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 314, 4/2024.

KIỂM TRA HIỆU CHUẨN ĐỘ CHÍNH XÁC CÁC TRỤC MÁY CẮT DÂY MITSUBISHI MV1200S BẰNG MÁY ĐO XL – 80 LASER MEASUREMENT SYSTEM

CHECKING THE ACCURACY CALIBRATION OF MITSUBISHI MV1200S WIRE CUT MACHINE SHAFTS WITH XL – 80 LASER MEASUREMENT SYSTEM

Hoàng Tùng Lâm*, Hoàng Văn Nam

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

*Email: hoangtunglamhaui@gmail.com

TÓM TẮT

Khoa học kỹ thuật càng phát triển đòi hỏi phải chế tạo ra các máy gia công EDM CNC có độ chính xác cao, hiện đại và dễ dàng sử dụng. Tất cả các máy gia công EDM CNC [1] đều được dẫn động từ các chuyển động thẳng tịnh tiến và các chuyển động quay tròn. Từng chuyển động này sẽ quyết định độ chính xác của máy. Đối với các máy cắt dây EDM CNC hiện nay thì các trục chuyển động thẳng tịnh tiến sẽ được điều khiển với độ chính xác rất cao lên đến từng Micromet. Với độ chính xác nhỏ như vậy, việc dùng các thiết bị đo để kiểm tra và phát hiện ra các sai lệch trong quá trình di chuyển là công việc rất khó khăn. Trên thế giới và Việt Nam hiện nay thường sử dụng thiết bị đo Laser, một trong các loại máy đang được sử dụng rất phổ biến là máy đo Laser: XL-80 laser system. Trong nội dung bài báo này, chúng ta sẽ làm rõ vai trò của máy (XL-80 laser system) đối với quá trình đo, kiểm tra, hiệu chuẩn độ chính xác trong quá trình dịch chuyển của các trục trên máy cắt dây Mitsubishi MV1200S. Từ đó cũng giúp cho mọi người hiểu hơn về nguyên lý đo, cách kiểm tra, hiệu chuẩn các trục chuyển động tịnh tiến trên các dòng máy gia công cơ khí chính xác. Đối với máy cắt dây đồng EDM CNC Mitsubishi MV1200S có 5 trục chuyển động tịnh tiến là X, Y, U, V, Z. Theo tiêu chuẩn của hãng Mitsubishi, trong quá trình đo Laser nếu phát hiện độ sai lệch trên suốt hành trình của mỗi trục vượt quá ± 0.003 (3 micromet) thì sẽ phải dừng hoạt động của máy để kiểm tra bảo dưỡng, có thể phải thay: băng trượt, trục vít me hoặc dẫn hướng, v.v...

Từ khóa: Máy cắt dây đồng; EDM CNC; Laser.

ABSTRACT

The more developed science and technology requires the manufacture of high-precision, modern and easy-to-use EDM CNC processing machines. All EDM CNC processing machines are driven by linear and rotary movements. Each of these movements will determine the accuracy of the machine. For current EDM CNC wire cutting machines, the linear and rotary motion axes will be controlled with very high precision up to each Micrometer. With such small precision, using measuring devices to check and detect deviations in the displacement process is very difficult. In the world and Vietnam today, Laser measuring devices are often used, one of the most commonly used machines is the Laser measuring machine: XL-80 laser system. In this article, we will clarify the

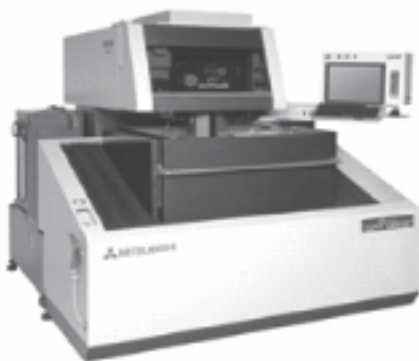
role of the machine (XL-80 laser system) in the process of measuring, checking and calibrating the accuracy in the displacement process of the axes on the Mitsubishi MV1200S wire cutting machine. This also helps people better understand the measurement principles, how to check and calibrate the linear motion axes on precision mechanical processing machines. For the Mitsubishi MV1200S CNC EDM copper wire cutting machine, there are 5 linear motion axes: X, Y, U, V, Z. According to Mitsubishi's standards, during the Laser measurement process, if the deviation on the entire path of each axis is found to exceed ± 0.003 (3 micrometers), the machine will have to stop operation for maintenance inspection, and may have to be replaced: slide belt, screw shaft or guide...

Keywords: Wire cut EDM; EDM CNC; Laser.

1. GIỚI THIỆU

1.1. Giới thiệu về máy cắt dây đồng (EDM CNC) Mitsubishi MV1200S (Hình 1)

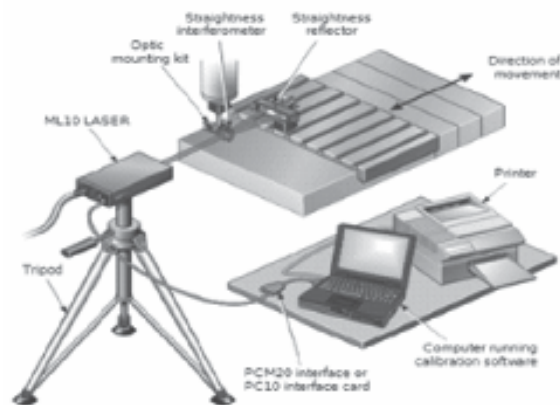
Gia công EDM CNC dòng máy cắt dây hiện nay ở Việt Nam và trên thế giới đang sử dụng hai loại máy là máy cắt dây Đồng và máy cắt dây Molipden. Cả máy cắt dây Đồng và máy cắt dây Molipden đều gia công được những sản phẩm giống nhau nhưng khác nhau về chất lượng, độ chính xác, độ nhám bề mặt, giá thành, năng suất... Nguyên lý hoạt động, dây là một điện cực, phôi là một điện cực. Khi dây tiến lại gần phôi với khoảng cách rất nhỏ thì dây sẽ phóng ra tia lửa điện năng lượng cao đốt cháy và ăn mòn kim loại tạo ra vết cắt. Các sản phẩm gia công trên máy cắt dây đồng chủ yếu là khuôn đột dập, khuôn đúc, đồ gá, thiết bị đo... yêu cầu độ chính xác, độ cứng rất cao.



Hình 1. Máy cắt dây đồng Mitsubishi MV1200S

1.2. Giới thiệu về máy đo Laser (XL-80 laser system) [3]

Máy giao thoa kế laser Renishaw XL-80 cung cấp khả năng đo lường và hiệu chuẩn hiệu suất cao tối ưu cho các hệ thống chuyển động. Bao gồm các máy đo CMM, các máy cắt gọt vạn năng, các máy cắt gọt gia công hiện đại độ chính xác và tự động hóa cao như máy phay CNC, tiện CNC, EDM CNC, v.v... (Hình 2).

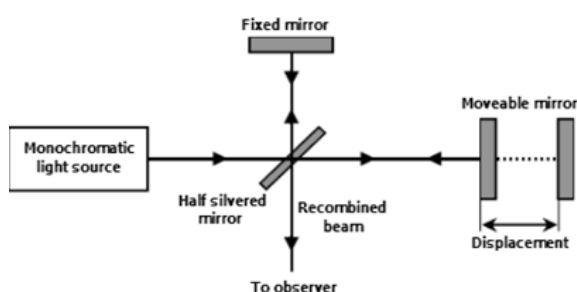


Hình 2. Máy đo Laser XL-80 laser system

1.3. Nguyên lý giao thoa kế

Được Albert Michelson phát hiện vào năm 1880, giao thoa kế của Michelson bao gồm nguồn sáng đơn sắc, gương bán trong suốt và hai gương như thể hiện trong (Hình 3). Trên một gương bán trong suốt, chùm sáng được

chia thành hai phần. Một phần hướng về gương di động và phần thứ hai phản xạ theo góc 90° về phía gương cố định. Gương được đặt theo cách sao cho chùm sáng kết hợp lại hướng về phía người quan sát. Nếu cả hai gương đều cách gương bán trong suốt một khoảng cách thì cả hai chùm sáng phản xạ về phía người quan sát sẽ cùng pha, dẫn đến khuếch đại cường độ ánh sáng. Nếu gương di động được đặt cách gương cố định $\frac{1}{4}$ bước sóng, thì chùm sáng phản xạ lệch pha 180° so với pha của chùm sáng cơ sở và điều đó dẫn đến cái gọi là “giao thoa triệt tiêu” tạo ra bóng tối trên màn hình.



Hình 3. Nguyên lý giao thoa kế

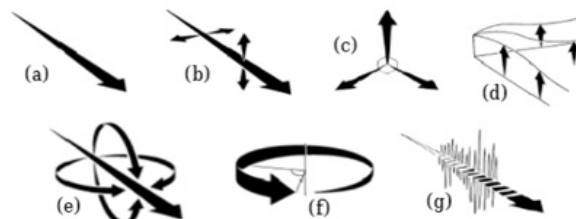
1.4. Nguyên lý của Laser

Laser là chùm ánh sáng tập trung có năng lượng cực lớn. Từ LASER là từ viết tắt của: Laser Amplification by the Stimulated Emission of Radiation, có nghĩa là năng lượng đến từ nguồn sáng kích thích. Ngày nay, hai loại Laser chính đang được sản xuất là CO_2 và Nd (YAG-Neodymium-doped, Yttrium Aluminum Garnet). Các thông số cơ bản của ánh sáng Laser cho thấy nó: Đồng nhất (tất cả các Photon của chùm tia Laser đều cùng pha với nhau); Định hướng (tất cả các Photon đều song song và có hướng); Đơn sắc (tất cả các Photon đều có cùng năng lượng nên màu của chùm tia Laser phụ thuộc vào nguồn năng lượng được sử dụng để kích thích các nguyên tử). Laser CO_2 thuộc nhóm Laser mạnh (400

đến 1500W) và chủ yếu được sử dụng để cắt và tạo hình. Nd:YAG hoạt động theo cùng nguyên lý với Laser CO_2 và chúng thuộc nhóm Laser công suất thấp. Laser công suất thấp được sử dụng để đo.

1.5. Các phép đo cơ bản của máy công cụ sử dụng tia Laser

Có thể thực hiện các phép đo sau bằng tia Laser (Hình 4): (a) độ chính xác định vị tuyến tính và khả năng lặp lại của trục, (b) độ thẳng của trục, (c) độ vuông góc giữa các trục, (d) độ phẳng của bề mặt, (e) định vị góc trục quay, (f) bước góc của trục và (g) độ rung động của máy công cụ.



Hình 4. Các phép đo cơ bản sử dụng tia Laser

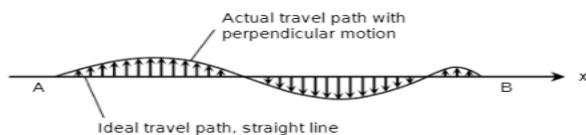
2. GIẢI PHÁP

Đối tượng đo, kiểm tra và hiệu chuẩn lần này là máy cắt dây đồng EDM CNC Mitsubishi MV1200S. Máy cắt dây đồng Mitsubishi MV1200S được đưa vào sử dụng từ năm 2014, máy có 5 trục gồm [2]: X, Y, U, V, Z. Kích thước gia công tối đa của các trục X, Y, Z lần lượt là 400 – 300 – 200 (mm). Các trục U, V chỉ tham gia vào quá trình tạo góc nghiêng cho dây trong quá trình cắt côn, cắt xiên và cắt kết hợp. Trong quá trình sử dụng, chiều cao trục Z thường cố định chính, vì vậy hai trục X, Y là hai trục quan trọng nhất quyết định hầu hết độ chính xác gia công của các sản phẩm. Trong khuôn khổ bài báo, chúng ta sẽ sử dụng máy đo Laser XL-80 laser system để kiểm tra độ sai

lệch trên các trục X, Y để xem sau một khoảng thời gian dài sử dụng, từ tháng 9 năm 2014 đến tháng 11 năm 2021, thì các sai lệch trên các trục có nằm trong phạm vi sai lệch cho phép hay không.

Để thực hiện quá trình đo, kiểm tra, hiệu chuẩn, chúng tôi có nhờ sự giúp đỡ của hãng Mitsubishi Việt Nam trực tiếp là hai kỹ thuật viên phụ trách dòng máy EDM CNC. Quá trình đo, kiểm tra, hiệu chuẩn sử dụng máy đo Laser thực hiện theo bảng chỉ dẫn thao tác và tuân thủ tuyệt đối các quy trình chỉ thị trong tài liệu hướng dẫn.

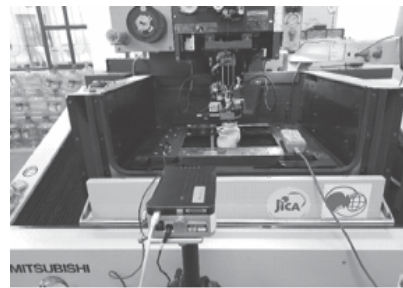
Định nghĩa về phép đo độ thẳng: Phép đo độ thẳng cho thấy sự lệch trục. Phép đo này xác định sự lệch trục nhất định so với trục lý tưởng hoặc so với đường dẫn tham chiếu của một bộ phận máy nhất định (Hình 5). Sự lệch này có thể do đường dẫn bị mòn, do máy bị va đập biến dạng, v.v... Độ lệch thẳng này có tác động trực tiếp đến độ chính xác các khâu trong quá trình gia công.



Hình 5. Biểu đồ hiển thị độ lệch thẳng

Các phép đo được thực hiện bằng hệ thống Laser Renishaw (máy đo XL-80 laser system). Hệ thống Laser Renishaw đo độ chính xác của độ thẳng và khả năng lặp lại của chuyển động máy bằng cách đo độ lệch của các điểm mục tiêu so với trục tham chiếu. Sử dụng máy đo XL-80 laser system để thực hiện đo độ thẳng của chuyển động trượt tịnh tiến trên trục Y của máy cắt dây Mitsubishi MV 1200S chiều dài dịch chuyển trong khoảng 250 mm ÷ 300 mm. Theo thông số kỹ thuật của nhà sản xuất máy, độ lệch này phải nhỏ hơn ± 3 Micromet trên chiều dài 300 mm.

Nguồn Laser trên hệ thống Laser này được đặt trên chân máy bên ngoài máy, trong khi giao thoa kế được đặt trên bộ phận có thể di chuyển và gương được đặt trên bộ phận cố định của máy. Độ lệch của các điểm mục tiêu so với trục tham chiếu, được đặt giữa nguồn Laser và gương trên bộ phận cố định của máy Mitsubishi MV1200S. Các thiết bị đo kiểm và cách tổ chức, bố trí phối hợp giữa các thiết bị trong quá trình kiểm tra được thực hiện như Hình 6.

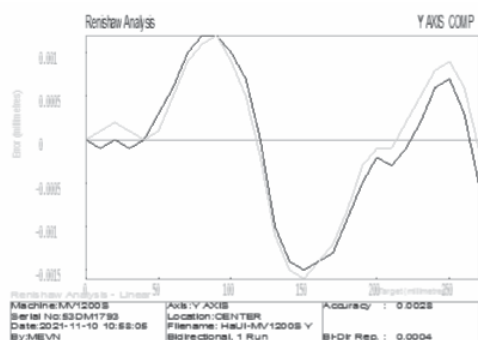


Hình 6. Quá trình kiểm tra độ lệch trên trục Y

Sau khi hệ thống quang học được định vị và kết nối với phần mềm quản lý trên máy tính, tiến hành di chuyển trục trên suốt hành trình thực hiện lặp lại 4 lần trên cùng một hành trình di chuyển, kết quả các giá trị sai lệch được hiển thị qua biểu đồ (Hình 7).

3. KẾT QUẢ

3.1. Kết quả đo trên trục Y

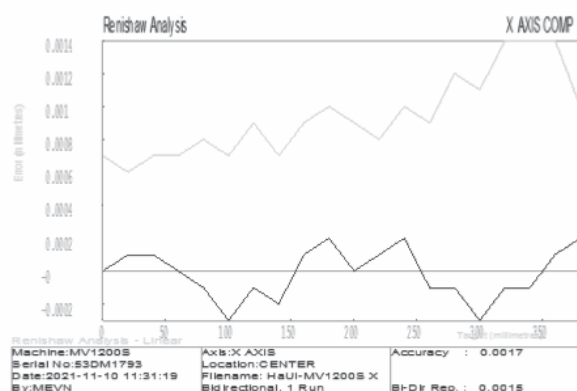


Hình 7. Biểu đồ hiển thị độ lệch trên trục Y

Nhìn trên biểu đồ (Hình 7), ta thấy sử dụng máy đo Laser XL-80 laser system kiểm tra sai lệch trên toàn bộ hành trình của trục Y đối với máy cắt dây Mitsubishi MV1200S thì các giá trị sai lệch biến thiên. Giá trị sai lệch cao nhất là 0.001 mm (1 Micromet), giá trị sai lệch thấp nhất là -0.0015 mm (-1,5 Micromet).

3.2. Kết quả đo trên trục X

Tiếp tục làm tương tự với trục X trên máy cắt dây Mitsubishi MV 1200S, vẫn sử dụng máy đo XL-80 laser system, chỉ điều chỉnh hành trình dịch chuyển với khoảng cách dịch chuyển trong khoảng $350 \div 400$ mm. Kết quả đo, kiểm tra, hiệu chuẩn như trong Hình 8. Nhìn trên biểu đồ (hình 8), ta thấy sử dụng máy đo Laser XL-80 laser system kiểm tra sai lệch trên toàn bộ hành trình của trục X đối với máy cắt dây Mitsubishi MV1200S thì các giá trị sai lệch biến thiên. Giá trị sai lệch cao nhất là 0.002 mm (1 Micromet), giá trị sai lệch thấp nhất là -0.002 mm (-2 Micromet).



Hình 8. Biểu đồ hiển thị độ lệch trên trục X

4. KẾT LUẬN

Theo tiêu chuẩn của hãng máy Mitsubishi áp dụng cho máy cắt dây đồng (EDM CNC) Mitsubishi MV1200S: Nếu giá trị sai lệch nằm trong khoảng ± 0.003 mm (± 3 Micromet) máy vẫn hoạt động làm việc bình thường; Nếu giá trị sai lệch nằm ngoài khoảng ± 0.003 mm (± 3 Micromet) thì nên kiểm tra xem máy có bị va đập biến dạng ở đâu không, nếu không thì nên thay băng trượt, dẫn hướng hoặc trục vít me v.v... Đối với lần đo và kiểm tra này, các giá trị sai lệch trên trục X (Max: 0.002 mm; Min: -0.002mm) và trục Y (Max: 0.001 mm; Min: -0.0015 mm). Các giá trị sai lệch này vẫn nằm trong phạm vi cho phép chứng tỏ độ chính xác của máy vẫn đảm bảo, máy vẫn làm việc bình thường mà không phải sửa chữa thay thế gì cả. ❖

Ngày nhận bài: 26/3/2025

Ngày phản biện: 17/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Vũ Hoài Ân, “*Gia công tia lửa điện CNC*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
- [2]. https://www.mitsubishielectric.com/fa/vn_en/products/mecha/edm/wire/index.html
- [3]. https://www.renishaw.com/en/xl-80-laser-system--8268?srsId=AfmBOoqcp93n7e7bNE0Ykx2O5Wp_Wa3RLp6vqkfwA2Z9IAfJOMuUVcjd

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM TRUYỀN ĐỘNG BÁNH XE DI CHUYỂN CỦA CỒNG TRỤC TẢI TRỌNG NÂNG 25 TẤN LẮP ĐẶT TẠI CÁC DỰ ÁN THỦY ĐIỆN

DESIGN CALCULATION OF TRANSMISSION SYSTEM FOR MOVING WHEELS OF 25-TON LIFTING CAPACITY GANTRY CRANE INSTALLED AT HYDROPOWER PROJECTS

TS. **Bùi Thanh Danh**

Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: danhdaiuong@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Cồng trục chân dê là loại cồng trục chuyên dùng được sử dụng tại hầu hết các nhà máy thủy điện, cụm di chuyển của cồng trục là một cơ cấu rất quan trọng của cồng trục chịu tải trọng lớn và đòi hỏi độ tin cậy cao khi làm việc. Bài báo trình bày phương pháp tính toán thiết kế cụm truyền động bánh xe di chuyển cho cồng trục chuyên dùng trong thủy điện có tải trọng nâng 25 tấn. Kết quả nghiên cứu sẽ được ứng dụng để làm cơ sở cho các nghiên cứu tính toán đối với các cồng trục chân dê có tải trọng và khẩu độ lớn hơn lắp đặt tại các dự án thủy điện.

Từ khóa: Cồng trục chân dê; Cồng trục thủy điện; Cụm di chuyển cồng trục.

ABSTRACT

Gantry cranes are specialized gantry cranes used in most hydropower plants. The gantry crane's moving assembly is a very important structure of the gantry crane that can withstand large loads and requires high reliability when working. This article presents a method for calculating and designing the moving wheel drive assembly for specialized gantry cranes in hydropower plants with a lifting capacity of 25 tons. The research results will be applied as a basis for calculating studies for gantry cranes with larger loads and spans installed in hydropower projects.

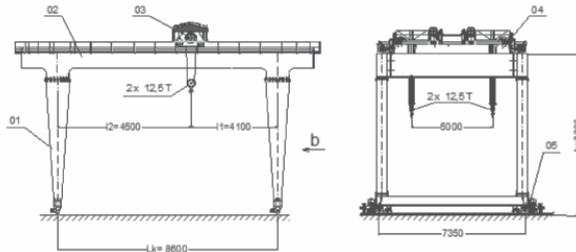
Keywords: Hydropower gantry crane; Driving wheel for gantry crane.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cồng trục chân dê được sử dụng tại hầu hết các nhà máy thủy điện. Mục đích sử dụng là để nâng hạ các cửa van xả nước tại nhà máy thủy điện, đập xả nước, các lưới chắn rác hoặc sử dụng gầu vớt để vớt rác, v.v... Cụm di chuyển cồng trục có nhiệm vụ đưa cồng trục

di chuyển tới các cửa van để tiến hành cầu lắp các cánh van trong quá trình đóng mở cửa van hoặc cầu các cửa van lên để tiến hành sửa chữa, đây là cơ cấu quan trọng, chịu tải trọng lớn của cồng trục và đòi hỏi độ tin cậy cao khi làm việc, do vậy cụm di chuyển của cồng trục chân dê cần phải được tính toán thiết kế để đáp ứng được khả năng chịu tải trọng lớn và độ tin cậy

cao trong quá trình làm việc, tránh xảy ra sự cố khi đang hoạt động.



Hình 1. Cấu tạo tổng thể cổng trục chân dê:

1. Chân cổng trục; 2. Dầm chính cổng trục;
3. Xe tời nâng hạ cánh phai; 4. Dầm chính cầu trục;
5. Cụm di chuyển cổng trục

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Ứng dụng các lý thuyết tính toán chuyên ngành về thiết bị nâng để xác định các tải trọng tác dụng lên thiết bị từ đó xác định

được các phản lực tại các bánh xe di chuyển của cổng trục, sau khi xác định được các phản lực áp dụng các lý thuyết về tính toán chi tiết máy trong cơ khí để tính toán thiết kế các chi tiết của cụm di chuyển cho cổng trục. Nội dung tính toán được tác giả trình bày cụ thể như sau:

1) Xác định các thông số cơ bản của cổng trục

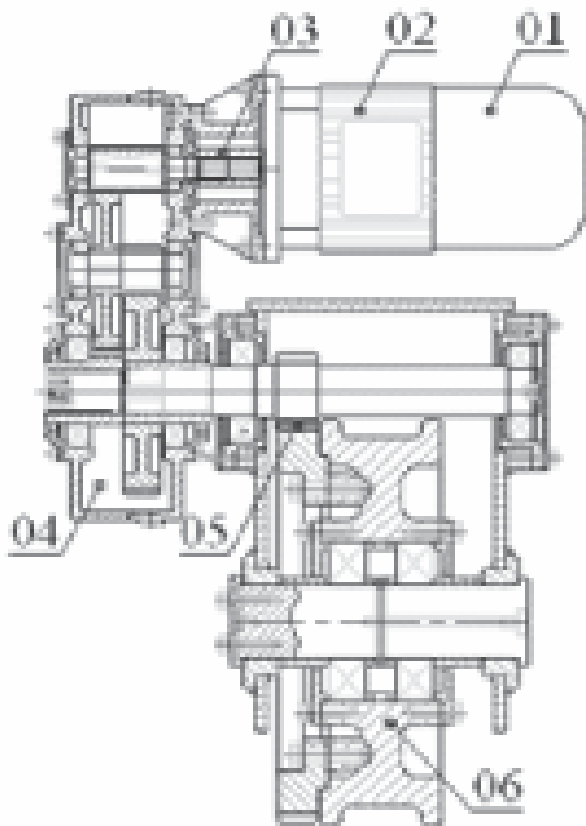
Căn cứ theo yêu cầu về tải trọng và khẩu độ được đặt ra khi nâng hạ cánh van của dự án thủy điện 10MW và căn cứ theo hồ sơ kỹ thuật trong tài liệu [6], tác giả đã sơ bộ xác định được các thông số kỹ thuật chính của cổng trục chân dê phục vụ nâng hạ cánh van tại cửa xả nước của nhà máy thủy điện. Các thông số chính được thể hiện tại bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật cơ bản

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Tải trọng nâng tính toán lớn nhất	Q_{max}	N	250000
Trọng lượng của cổng trục	G_c	N	257260
Trọng lượng của xe con	G_x	N	105000
Trọng lượng các bộ phận mang tải	G_m	N	12000
Trọng lượng dầm chính	G_D	N	155000
Trọng lượng của kết cấu cổng trục	G_{cc}	N	70000
Khẩu độ di chuyển cầu trục	L_k	mm	8600
Khẩu độ di chuyển xe con	l_k	mm	7350
Tốc độ di chuyển xe cầu	V_c	m/min	8
Số bánh xe di chuyển cổng trục	n_x	Bánh	4
Đường kính bánh xe di chuyển	D	mm	450
Đường kính làm việc của bánh xe	D_{bx}	mm	400
Đường kính ngỗng trục bánh xe	d_{ng}	mm	90
Chiều rộng bánh xe chọn sơ bộ	B	mm	100
Chiều rộng làm việc của bánh xe chọn sơ bộ	b	mm	70
Chế độ làm việc của thiết bị	(CD)		0.25
Hệ số tải trọng động	k_d		1.1

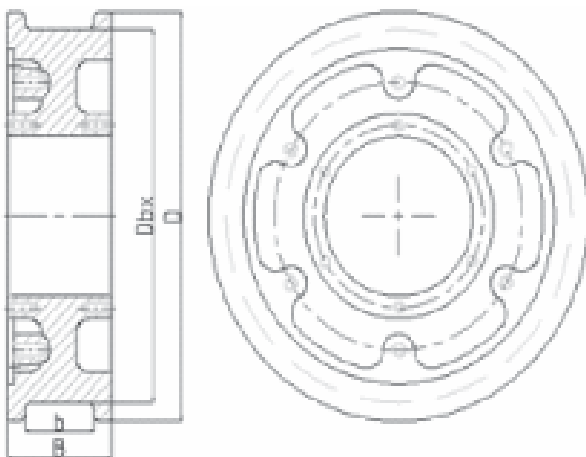


2) Sơ đồ truyền động cụm bánh xe chủ động



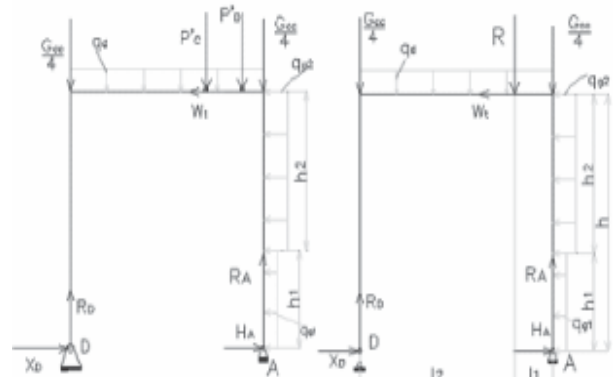
Hình 2. Sơ đồ truyền động cụm di chuyển:

1. Hộp phanh đĩa điện từ; 2. Động cơ điện;
3. Khớp nối; 4. Hộp giảm tốc; 5. Bộ truyền ngoài;
6. Bánh xe di chuyển



Hình 3. Cụm bánh xe

3) Xác định tải trọng tác dụng lên bánh xe



Hình 4. Sơ đồ xác định tải trọng tác dụng lên bánh xe

Khoảng cách ngắn nhất từ tâm vật nâng chính tới tâm ray di chuyển công trục $l_1 = 4,1$ (m); Khoảng cách từ tâm vật nâng chính tới tâm ray di chuyển công trục $l_2 = 4,5$ (m); Chiều cao từ mặt ray di chuyển công đến mặt ray di chuyển xe con mang hàng $h = 8$ (m); Chiều cao $h_1 = 4$ (m), $h_2 = 4$ (m); Diện tích chịu gió của công trục phía bất lợi từ $(0 \div 5$ mét) $A_1 = 17,8$ (m²); Diện tích chịu gió của công trục phía bất lợi từ $(5 \div 8$ mét) $A_2 = 5$ (m²); Tải trọng gió tác dụng lên công trục từ $(0 \div 5$ mét) $P_{g1} = 6675$ (N); Tải trọng gió tác dụng lên công trục từ $(5 \div 10$ mét) $P_{g2} = 2475$ (N); Lực phân bố do tự trọng của dầm chính $q_d = 9012$ (N); Áp lực gió tính toán từ $(0 \div 5$ mét) $q_{g1} = 1669$ (N); Khẩu độ $L_K = 8600$ mm. Áp lực gió tính toán từ $(5 \div 12,5$ mét) $q_{g2} = 619$ (N); Tổng lực cản tĩnh tác dụng lên xe con khi xe con mang hàng $W_t^{xc} = 22728$ (N).

Lực xô ngang tại gối tựa A:

$$H_A = q_{g1} \cdot h_1 + q_{g2} \cdot h_2 + W_t^{xc} \quad (1)$$

Phản lực tại gối tựa D:

$$RD = \frac{\frac{G_{cc} L_K}{2} + \frac{q_d L_K^2}{2} + W_t h + (Q_m + G_{xc}) l_1 + q_{g2} h_2 (h_1 + \frac{h_2}{2}) + q_{g1} \frac{h_1^2}{2}}{L_K} \quad (2)$$

Phản lực tại gối tựa A:

$$R_A = G_{cc}/2 + R + q_d \cdot L_K - R_D \quad (3)$$

Thay các giá trị của các thông số trên vào công thức (1, 2, 3), tác giả thu được kết quả: $R_D = 267416$ (N), $H_A = 31878$ (N), $R_A = 235084$ (N). Tải trọng lớn nhất lên một cụm bánh xe $P_{\max} = 235084$ (N).

a. Xác định tổng lực cản tác dụng lên bánh xe

Tổng lực cản tĩnh khi có vật nâng

$$W_t = k_t \cdot W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

Lực cản do ma sát

$$W_1 = (Q_{\max} + G_0) \frac{2\mu + f \cdot d_{ng}}{D_{bx}} \text{ (N)}; \quad (4)$$

Lực cản do độ dốc đường ray

$$W_2 = \alpha \cdot (Q_{\max} + G_0) \text{ (N)} \quad (5)$$

Lực cản do quán tính

$$W_3 = \frac{(Q_{\max} + G_0)}{g} \frac{V_c}{t_{\min}} \text{ (N)}; \quad (6)$$

Lực cản do tải trọng gió

$$W_4 = k_g \cdot q_g \cdot (F_c + F_{vn}) \quad (7)$$

Tổng trọng lượng công trục và các bộ phận mang $G_0 = 269260$ (N), $Q_{\max} = 250000$ (N). Hệ số ma sát lăn $\mu = 0,7$. Hệ số ma sát trượt $f = 0,015$. Hệ số kể đến độ dốc của đường ray $\alpha = 0,001$. Hệ số kể đến lực cản do ma sát thành bánh xe $k_t = 1,5$. Thời gian mở máy nhỏ nhất tính sơ bộ $t_{\min} = 5$ (s). Hệ số cản khí động học

$k_g = 1,1$. Diện tích chịu gió của công trục theo phương di chuyển công $F_c = 46,5$ (m²). Diện tích chịu gió của vật nâng $F_{vn} = 40$ (m²). Sau khi thay các giá trị trên vào công thức (4, 5, 6) khi tính lực cản, tác giả thu được kết quả $W_1 = 3570$ (N), $W_2 = 519$ (N), $W_3 = 1412$ (N), $W_4 = 23788$ (N); Tổng lực cản tĩnh khi có vật nâng $W_t = 31073$ (N).

Tổng tải trọng tác dụng lên một cụm bánh xe theo phương di chuyển xe cầu:

$$F_h = \frac{W_t}{4} = \frac{31073}{4} = 7768 \text{ (N)} \quad (8)$$

b. Kiểm tra độ bền bánh xe theo ứng suất bền dập

Áp lực lớn nhất lên một bánh xe

$$P_{\Sigma \max} = 62005 \text{ (N)}.$$

Tải trọng tương đương tác dụng lên một bánh xe chịu tải trọng lớn nhất

$$P_{bx} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot P_{\Sigma \max} = 0,86 \cdot 1,2 \cdot 62005 = 63989 \text{ (N)}.$$

Với: $\gamma = 0,86$ - Bảng 3-13 [1]; $k_{bx} = 1,2$ - Bảng 3-12 [1], ta có $P_{bx} = 63989$ (N). Bán kính bánh xe $r = 200$ (mm). Ứng suất dập cho phép với vật liệu là thép 65Γ [σ_d] = 850 (N/mm²) - Bảng 2.19 [1]. Chọn chiều rộng làm việc của ray di chuyển xe cầu P43 $b_l = 70$ (mm). Ứng suất dập tính toán tác dụng lên bánh xe theo tính chất tiếp xúc dạng đường:

$$\sigma_d = 190 \sqrt{\frac{P_{bx}}{b_l r}} = 190 \cdot \sqrt{\frac{63989}{70 \cdot 200}} = 406 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (9)$$

Thay các giá trị vào công thức trên, ta 

có $\sigma_d = 406 \text{ (N/mm}^2\text{)}$. Giá trị ứng suất $\sigma_d < [\sigma_d]$ nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép, do vậy bánh xe đáp ứng được điều kiện bền về ứng suất dập.

c. Chọn động cơ điện

Công suất tính yêu cầu đối với động cơ điện:

$$N_t = \frac{k_{qt} \cdot W_t \cdot V_c}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{cc}} \text{ (kW)} \quad (10)$$

Với: $k_{qt} = 1,3$; $\eta_{cc} = 0,85$ - Bảng 1.9 [1]; $W_t = 31073 \text{ (N)}$. Vận tốc di chuyển $V_c = 8 \text{ (m/ph)}$, ta có kết quả $N_t = 6 \text{ (kW)}$. Do công trực có 02 cụm chủ động, do vậy chọn công suất danh nghĩa tiêu chuẩn của động cơ điện $N_{dc} = 3,7 \text{ (kW)}$. Tốc độ quay của động cơ điện $n_{dc} = 1450 \text{ (v/ph)}$.

Số vòng quay của bánh xe đảm bảo tốc độ di chuyển:

$$n_{bx} = \frac{V_c}{\pi D_{bx}} = \frac{8}{3,14 \cdot 0,4} = 6,3 \text{ (v/ph)}$$

Vậy tốc độ vòng quay $n_{bx} = 6,37 \text{ (v/ph)}$.

Tỷ số truyền chung của cơ cấu $i_{cc} = \frac{n_{dc}}{n_{bx}}$, ta có kết quả $i_{cc} = \frac{1450}{6,37} = 228$.

d. Tính chọn phanh

Mômen phanh tính toán:

$$M_{ph}^{tt} = -\frac{W_t^0 \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc}} + \frac{G_0 \cdot D_{bx}^2 \cdot n_{dc}}{375 i_{cc}^2 t_{ph}^0} + \frac{1,1 \cdot \Sigma (G_i \cdot D_i^2)_q \cdot n_{dc}}{375 t_{ph}^0} \quad (11)$$

Gia tốc khi hãm khi không có vật nâng

$j_{ph}^0 = 0,75 \text{ (m/s}^2\text{)}$ - Bảng 3.10 [1]; Thời gian phanh khi không có vật nâng $t_{ph}^0 = \frac{V_c}{60 J_{ph}^0}$

(s) thay giá trị vận tốc di chuyển $V_c = 8 \text{ (m/ph)}$ vào, ta có $t_{ph}^0 = 0,2 \text{ (s)}$.

Lực cản do ma sát khi không có vật nâng $W_1^0 = G_0 \frac{(2\mu + f \cdot d_{ng})}{D_{bx}}$. Với các thông số

của công trực, ta có kết quả $W_1^0 = 1851 \text{ (N)}$. Mômen phanh tính toán $M_{ph}^u = 110 \text{ (Nm)}$. Mômen phanh tính toán trên một cụm phanh:

$$M_{ph} = \frac{M_{uph}}{k}$$

Với $k = 2$, mômen trên một cụm phanh $M_{ph} = 55168 \text{ (Nmm)}$. Hệ số ma sát $f_{ms} = 0,15$; Số đôi mặt ma sát $Z_{ms} = 2$; Bán kính ngoài đĩa động $R_{ng} = 78 \text{ (mm)}$. Bán kính ngoài đĩa trong $R_{tr} = 46 \text{ (mm)}$. Bán kính trung bình đĩa phanh $R_{tb} = 1/2 (R_{ng} + R_{tr})$. Ta có $R_{tb} = 62 \text{ (mm)}$.

Lực dọc trục cần thiết tạo mômen phanh:

$$P_{dtr} = \frac{M_{ph}}{Z_{ms} \cdot R_{tb} \cdot f_{ms}} = \frac{55168}{2 \cdot 62 \cdot 0,15} = 2966 \text{ (N)} \quad (12)$$

Áp lực trên bề mặt ma sát:

$$p_{ms} = \frac{P_{dtr}}{\pi \cdot (R_{nb}^2 - R_{tr}^2)} = \frac{2966}{\pi \cdot (76^2 - 48^2)} = 0,24 \text{ (13)}$$

Áp lực cho phép đối với phanh áp trực vật liệu ma sát cán ép trên kim loại và không bôi trơn $[p_{ms}] = 0,6$. Áp lực trên bề mặt ma sát tính toán $p_{ms} < [p_{ms}]$. Vậy phanh thiết kế đảm bảo đủ bền.

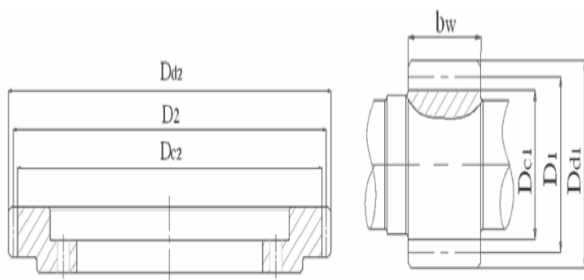
e. Tính chọn bộ truyền

Tỷ số truyền của hộp giảm tốc di chuyển
 $i_{hs} = 80$;

Tỷ số truyền của bộ truyền ngoài

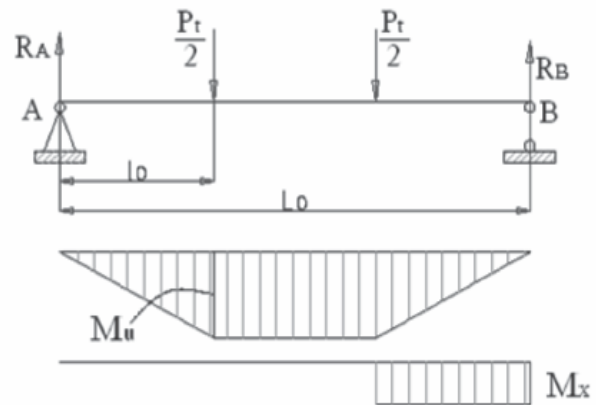
$$i_{ng} = \frac{i_{cc}}{i_{hs}} = \frac{228}{80} = 2,85 \quad (14)$$

Mô-đun răng của bộ truyền ngoài $m = 8$; Số răng bánh răng nhỏ $Z_1 = 17$; Số răng bánh răng lớn $Z_2 = 49$. Khoảng cách trục bộ truyền ngoài $a_w = 311,5$ (mm); Hệ số dịch tâm $y = 5,9$; Hệ số $k_y = 90$, $k_x = 0,2428$; Hệ số giảm đỉnh răng $\Delta y = 0,016$; Hệ số dịch chỉnh bánh răng nhỏ $\xi_1 = 0,5$; Hệ số dịch chỉnh bánh răng nhỏ $\xi_2 = 0,072$; Đường kính chia bánh răng nhỏ $D_1 = m \cdot Z_1 = 8 \cdot 17 = 136$ (mm); Đường kính chia bánh răng lớn $D_2 = m \cdot Z_2 = 8 \cdot 49 = 392$ (mm); Đường kính đỉnh răng bánh răng nhỏ $D_{d1} = 159,7$ (mm); Đường kính đáy răng bánh răng nhỏ $D_{c1} = 124$ (mm); Đường kính đỉnh răng bánh răng lớn $D_{d2} = 408,9$ (mm); Đường kính đáy răng bánh răng lớn $D_{c2} = 373,15$ (mm); Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ $D_{w1} = 160,47$ (mm); Đường kính vòng lăn bánh răng lớn $D_{w2} = 462,53$ (mm).



Hình 5. Cặp bánh răng ăn khớp của bộ truyền bên ngoài cụm bánh xe

f. Tính toán trục bánh xe



Hình 6. Sơ đồ tính trục của cụm bánh xe

Tải trọng tính có kể đến ảnh hưởng tải trọng động $P_t = k_d \cdot P_{\Sigma \max} = 1,162005 = 68206$ (N). Khoảng cách từ thành bánh xe đến vị trí đặt ổ lăn $l_0 = 122$ (mm), khoảng cách hai thành bánh xe $L_0 = 250$ (mm).

Mô men uốn lớn nhất tại tiết diện tính toán:

$$M_u = \frac{P_t}{2} \cdot l_0 = \frac{68206}{2} \cdot 122 = 4160545 \text{ (N.mm)} \quad (15)$$

Mô men mở máy lớn nhất của động cơ $M_{m\max} = 1,8 \cdot M_{dn} = 1,8 \cdot 24,3 = 43,9$ (N.mm); Mô men để thắng lực cản tĩnh chuyển động (tính cho một động cơ) $M_{ct} = 20,87$ (N.mm); Mô men để thắng quán tính của hệ thống $M_d = M_{m\max} - M_{ct} = 43,9 - 20,87 = 23,03$ (N.mm); Mô men vô lăng tổng cộng $\Sigma(G_i D_i^2) = 5,52$ (N.m²); Mô men vô lăng tương đương của các bộ phận chuyển động thắng thu về trục động cơ $(G_i D_i^2)_{td} = 1,58$ (N.mm).

Mô men để thắng quán tính khối lượng các bộ phận chuyển động thắng:

$$M'_d = M_d \frac{(G_i D_i^2)_{td}}{\Sigma(G_i D_i^2)} = 23 \frac{1,58}{5,52} = 6,59 \text{ (N.mm)}$$

Tổng mô men lớn nhất trên trục bánh xe:

$$M_{\max} = M_{ct} + M'_d = 20,87 + 6,59 = 27,46 \text{ (N.mm)}$$

Mô men tính toán có kể đến ảnh hưởng tải trọng động:

$$M_{tt} = k_d \cdot M_{\max} = 1,1 \cdot 27,46 = 30,2 \text{ (N.mm)}$$

Mô men xoắn lớn nhất trên trục bánh xe:

$$M_x = M_{tt} \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc} = 30,2 \cdot 228,085 = 5852,76 \text{ (N.mm)}$$

Mô men tương đương tác dụng lên trục bánh xe:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2} = \sqrt{(4160545)^2 + (5852,76)^2} = 4160549 \text{ (N.mm)} \quad (16)$$

Giới hạn bền của vật liệu C45 $\sigma_b = 610 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ [4]; Giới hạn chảy theo biến dạng kéo của vật liệu C45 $\sigma_{ch}^k = 0,53$. $\sigma_b = 0,53 \cdot 610 = 323 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Giới hạn chảy theo biến dạng uốn của vật liệu C45 $\sigma_{ch}^u = 1,2$. $\sigma_{ch}^k \cdot \sigma_{ch}^u = 1,2 \cdot 323 = 388 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Hệ số an toàn cho phép của chi tiết cơ cấu di chuyển [n] = 1,5 - Bảng 1.8 [1]; Ứng suất uốn cho phép với chu kỳ đối xứng $[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}^u}{[n]} = \frac{388}{1,5} = 259 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Đường kính ngỗng trục bánh xe chọn sơ bộ $d_{ng} = 90 \text{ (mm)}$. Đường kính trục bánh xe tại tiết diện nguy hiểm theo tính toán tương ứng với tải trọng thực tế tác dụng lên trục:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{4160549}{0,1 \cdot 259}} = 54,39 \text{ (mm)} \quad (17)$$

Với đường kính ngỗng trục bánh xe chọn sơ bộ $d_{ng} = 90 \text{ (mm)}$, so với kết quả tính toán kiểm nghiệm $d \geq 54,39 \text{ (mm)}$, như vậy trục đã chọn đảm bảo đủ bền.

***Tính chọn ổ bi cho bánh xe:**

Tải trọng động lớn nhất tác dụng lên ổ lăn $Q = P_{ol} \cdot k_c \cdot k_a \cdot k$; Số ổ bi chịu tải trọng trên mỗi bánh xe $n_{ol} = 2$; Tải trọng lớn nhất tác dụng lên mỗi ổ lăn:

$$P_{ol} = \frac{P_t}{n_{ol}} = \frac{68206}{2} = 34103 \text{ (N)}$$

Hệ số kể đến vòng nào quay $k_c = 1,2$ [2]; Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ $k_a = 1$ [2]; Hệ số kể đến đặc tính tải trọng $k = 1,2$, Bảng 11.3 [2].

Tải trọng động lớn nhất tác dụng lên ổ lăn:

$$Q = P_{ol} \cdot k_c \cdot k_a \cdot k = 34103 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,2 = 49108 \text{ (N)} \quad (18)$$

Tuổi thọ của ổ lăn $L_h = 3000 \text{ (h)}$;

Tuổi thọ của ổ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60 \cdot n_{bx} \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 6,37 \cdot 3000}{10^6} = 1,15 \quad (19)$$

Khả năng tải động của ổ lăn:

$$C_d = C_d = Q \cdot \sqrt[10]{L} = 49108 \cdot \sqrt[10]{1,15} = 49108 \text{ (N)} \quad (20)$$

(Bậc đường cong mỗi khi thử về ổ lăn, đối với ổ đĩa $m = 10/3$)

Khả năng tải động cho phép của ổ lăn NU1018 $[C_d] = 88000 \text{ (N)}$. So sánh giữa khả năng chịu tải khi tính toán với khả năng chịu tải cho phép của ổ lăn NU1018 thu được kết quả $C_d < [C_d]$, như vậy ổ đã chọn đảm bảo đủ khả năng chịu tải dưới tác dụng của tải trọng

thực tế của cổng trục. Các thông số của ổ bi NU1018: Đường kính vòng trong ổ bi $d = 90$ (mm); Đường kính vòng ngoài ổ bi $D = 140$ (mm); Chiều dày ổ bi $B = 24$ (mm).

3. KẾT LUẬN

- Cụm di chuyển cho cổng trục chân dê là cơ cấu quan trọng của thiết bị, ảnh hưởng nhiều đến quá trình làm việc tin cậy của cổng trục, vì vậy tác giả đã nghiên cứu và đưa ra phương pháp xác định được các giá trị tải trọng tác dụng lên cụm di chuyển là cơ sở cho việc tính toán thiết kế các chi tiết trong cụm di chuyển cổng trục.

- Đã tính toán thiết kế các chi tiết của cụm di chuyển ứng với loại cổng trục chân dê tải trọng nâng 25 Tấn, khẩu độ $L_k = 8600$ (mm) dùng trong nhà máy thủy điện.

- Phương pháp tính toán tác giả đưa ra

sẽ là cơ sở cho các nghiên cứu tính toán đối với các cổng trục chân dê có tải trọng và khẩu độ lớn hơn.❖

Ngày nhận bài: 03/4/2025

Ngày phản biện: 21/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Huỳnh Văn Hoàng, Đào Trọng Thường, “*Tính toán máy trục*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật.
- [2]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, “*Tính toán, thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập I*”. NBX. Giáo dục.
- [3]. PGS,TS. Nguyễn Văn Hợp, ThS. Phạm Thị Nghĩa, TS. Lê Thiện Thành, “*Máy trục vận chuyển*”. NXB. Giao thông vận tải, Hà Nội, 2000.
- [4]. Nguyễn Văn Huyền, “*Cẩm nang kỹ thuật cơ khí*”. NBX. Xây dựng.
- [5]. Tiêu chuẩn Việt Nam, “*Thiết bị nâng: Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật*”, TCVN4244:2005.
- [6]. Phan Văn Tuấn, Bùi Thanh Danh, “*Hồ sơ thiết kế cổng trục chân dê*”. Công ty Cổ phần Sản xuất - Thương mại Đại Dương.

APPLICATION OF SAW TECHNIQUE FOR MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF A TWO-STAGE HELICAL GEARBOX TO ENHANCE EFFICIENCY AND REDUCE LENGTH

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SAW ĐỂ GIẢI BÀI TOÁN TỐI ƯU ĐA MỤC TIÊU CHO HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ HAI CẤP NHẪM NÂNG CAO HIỆU SUẤT VÀ GIẢM CHIỀU DÀI

Hoang Trong Vinh¹, Luu Anh Tung², Nguyen Van Trang^{2,*}

¹CEN Academy Joint Stock Company, Ha Noi, Vietnam

²Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam

*Corresponding author email: nvtrang@tnut.edu.vn

ABSTRACT

This paper demonstrates the application of the Simple Additive Weighting (SAW) approach to solve the Multi-Objective Optimization Problem (MOOP) related to a two-stage helical gearbox. The goal is to determine the most effective primary design factors that will improve gearbox efficiency and reduce gearbox length. This study specifically chose three crucial design parameters: the gear ratio of the first stage, and the coefficients of wheel face width (CWFV) for both the first and second stages. Furthermore, the intentional choice of the SAW technique as a Multi-Criteria Decision Making (MCDM) method was made in order to tackle the difficulty of multi-objective optimization. In addition, the Multi-Expert Ranking Evaluation with Compensation (MERECE) technique was selected for calculating the weight criterion. The study's findings aid in determining optimal values for three important design parameters in the creation of a two-stage helical gearbox.

Keywords: Multi-objective optimization; Helical gearbox; Gearbox efficiency; Gearbox length; SAW method; MERECE method.

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày ứng dụng phương pháp Simple Additive Weighting (SAW) để giải bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp. Mục tiêu của nghiên cứu là xác định các thông số thiết kế chính tối ưu để nâng cao hiệu suất và giảm chiều dài hộp. Trong nghiên cứu này, ba thông số thiết kế chính gồm tỉ số truyền cấp nhanh và hệ số chiều rộng răng của cả cấp nhanh và cấp chậm. Bên cạnh đó, phương pháp SAW được chọn để giải bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu. Ngoài ra, phương pháp MERECE đã được chọn để tính toán trọng số của các tiêu chí. Các kết quả của nghiên cứu này giúp xác định các giá trị tối ưu của ba thông số thiết kế chính khi thiết kế hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp.

Từ khóa: Tối ưu hóa đa mục tiêu; Hộp giảm tốc bánh răng trụ; Hiệu suất hộp giảm tốc; Chiều dài hộp giảm tốc; Phương pháp SAW; Phương pháp MERECE.

1. INTRODUCTION

The gearbox is said to be the most important part of the mechanical transmission drive system. Reducing the torque and speed transferred from the working shaft to the motor shaft is its main goal. As a result, gearbox optimization has drawn attention from scientists.

A. Parmar et al. [1] performed an optimization analysis of a planetary gearbox using the NSGA-II (Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm II) technique, taking into consideration significant regular mechanical and tribological restrictions. Applying the study's recommendations resulted in a significant reduction of weight and power loss when comparing the outcomes of single-objective optimization with and without tribological limitations. M. Patil et al. [2] presented a novel multi-objective optimization of a two-stage spur gearbox using the NSGA-II method. This attempt involves two aim functions: minimum gearbox power losses and minimum gearbox volume. The results of the study indicate that there is a high probability of wear failure in solutions that are obtained using single objective minimization. Furthermore, the total power loss is reduced by half when multi-goal optimization is used instead of single objective optimization. Kalyanmoy D. and Sachin J. [3] used the NSGA-II approach in their work. The investigation revealed that a larger module is required for a greater provided power in order to achieve the same output speed requirement. Additionally, wear stress failure is more important than bending stress failure for gearboxes with low power, while the inverse is true for gearboxes with high power. R. C. Sanghvi et al. [4] used three methodologies to tackle the multi-objective optimization of a two-stage helical gear train: NSGA-II, genetic

algorithms (GA), and the Matlab optimization toolbox. Two of the objectives of the study are the optimization of volume and load carrying capacity. The comparison of the findings shows that the NSGA-II strategy produced superior outcomes than the other methods for both objectives.

The multi-objective design of transmission utilizing helical gear pairs is investigated by Sabarinath P. et al. [5]. The aim functions are indicated by the gear volumes and the opposing number of overlap ratio. The optimization problem was solved by the study using the Parameter Adaptive Harmony Search Algorithm (PAHS). A multi-objective optimization problem using two-stage helical gear sets in a helical hydraulic rotary actuator is presented by Liu S. et al. [6]. Utilizing four variations of the three objectives: volume, transmission efficiency, and maximum contact stress, the optimization is carried out using the NSGA-II approach. The results imply that in the optimum zone, there is a trade-off between volume and maximum contact stress. Additionally, considering different combinations improves the longevity of the optimization results. Lagresle et al. [7] solved the optimization of tooth modifications for spur and helical gears using a mono-objective self-adaptive algorithm. The technique is based on the particle swarm optimization (PSO) technology. The maximal contact pressures and the root mean square values of the transmission error signal have been improved by the multi-objective optimization. Chrystopher V.T. et al. [8] used the MCDM approach to find the best gear material for a gearbox in order to reduce surface fatigue and increase wear resistance. The aim of this research is to enhance the effectiveness of surface fatigue resistance in gearbox applications. 

J. A. Korta et al. carried out a multi-objective micro-geometry optimization of the gear tooth using response surface techniques [9]. Three objectives were taken into consideration when Edmund S. M. and Rajesh A. [10] solved a multi-objective optimization using the NSGA-II and the TOPSIS (Technique for Order of Preference by Similarity to Ideal Solution) technique. The three objectives were the gearbox volume, the power output, and the center distance. The results of the investigation shed light on tiny gearbox design. A study to jointly optimize a gearbox and an electric motor for the purpose of designing an electric vehicle drive system was presented in [11]. The work's goal functions are to minimize the drive system's weight and overall energy loss. The optimization outcomes are contrasted with earlier findings to highlight collaborative optimization's further potential. It has been observed that when the drive system is optimized overall, increasing the gear ratio enhances the system's overall efficiency.

An ideal multi-objective analysis of a cycloid pin gear planetary reducer was given by Wang, Y. et al. [12]. The study concentrated on applying Pareto optimal solutions to analyze the reducer volume, turning arm bearing force, and pin maximum bending stress in order to minimize each of these three goals. The results of the study show that the modified algorithm can produce Pareto optimum solutions that are more efficient than those produced by the standard design. Multi-objective optimization was studied by Chong, T.H. et al. [13] in order to minimize vibration in cylindrical gear pairs induced by meshing between gears and reduce gear size. Strength and geometric constraints are taken into consideration in the design process to reduce the size and vibration of cylindrical gear pairs. The results of Park C.I.'s

research on a multi-objective optimization problem for helical gear noise reduction were published [14]. The response surface method and experiment design were used in the study to solve the multi-objective optimization problem. An approach to spur gear set design optimization was proposed by Jawaz Alam & Sumanta Panda [15]. Its goals are to minimize gear weight, contact stress throughout the contact path, and appropriate film thickness at the contact point. For a profile-modified spur gear set with adequate film thickness at the point of contact, this work used particle swarm optimization, particle swarm optimization based teaching learning optimization, and Jaya approaches to guarantee a significant decrease in weight and contact stress. The study's findings demonstrate that, as compared to conventional designs, the gear design with optimal addendum coefficient values inside the design area performs noticeably better.

This research utilizes SAW strategy to address the Multiple Criteria Decision Making (MCDM) problem. Additionally, the study applies MEREC method to determine the weights of the criteria for solving MOOP of a two-stage helical gearbox. The goal is to reduce the dimensions of the gearbox and improve its efficiency. The investigation yielded findings that led to a list of the most optimal key design factors for the gearbox.

2. OPTIMIZATION PROBLEM

2.1. Determining gearbox length

For a two stage helical gearbox, the length L_{gb} can be calculated by (Figure 1):

$$L = d_{w11} + d_{w21}/2 + d_{w12}/2 + d_{w22} + 20 \quad (1)$$

Where, d_{w1i} , d_{w2i} ($i=1\div 2$) denote the pitch diameter of the pinion and the gear of stage 1 and 2 which are found by:

$$d_{w1i} = 2 \cdot a_{wi} / (u_i + 1) \quad (2)$$

$$d_{w2i} = 2 \cdot a_{wi} \cdot u_i / (u_i + 1) \quad (3)$$

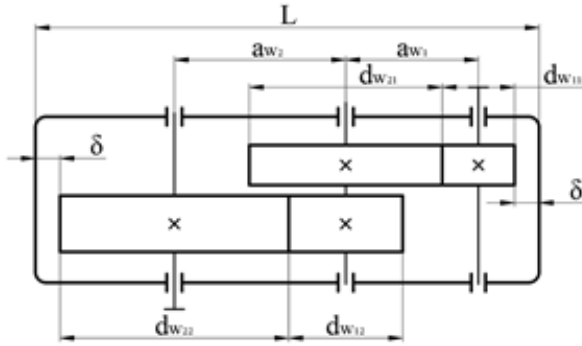


Figure 1. Calculated schema

In Equations (2) and (3), X_{bai} and a_{wi} ($i=1\div 2$) are the CWFw and the center of the gearbox of stage i ; a_{wi} is determined by [1]:

$$a_{wi} = k_a \cdot (u_i + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{1i} \cdot k_{H\beta} / ([AS_i]^2 \cdot u_i \cdot X_{bai})} \quad (4)$$

In (4), T_{1i} ($i=1\div 2$) is the pinion torque of stage i which can be found by:

$$T_{1i} = \frac{T_r}{\prod_{j=i}^3 (u_j \cdot \eta_{hg}^{3-i} \cdot \eta_{be}^{4-i})} \quad (5)$$

2.2. Determining gearbox efficiency

The efficiency of the gearbox (%) is determined by:

$$\eta_{gb} = 100 - \frac{100 \cdot P_l}{P_{in}} \quad (6)$$

In (6), P_l is the total power loss in the gearbox which can be found by [2]:

$$P_l = P_{lg} + P_{lb} + P_{ls} + P_{Z0} \quad (7)$$

Where, P_{lg} , P_{lb} , P_{ls} , and P_{Z0} denote the power loss in the gearings, in bearings, in seals, and in the idle motion which are determined as in [3].

2.3. Objective functions and constrains

2.3.1. Objectives functions

The MOOP in this work has two single objectives:

- Minimizing the gearbox length:

$$\min f_1(X) = L_{gb} \quad (8)$$

- Maximizing the gearbox efficiency:

$$\min f_2(X) = \eta_{gb} \quad (9)$$

Consider X to be the vector that reflects the design parameters. A two-stage helical gearbox is defined by five main design factors: u_1 , X_{ba1} , X_{ba2} , AS_1 , and AS_2 [3]. Moreover, research has demonstrated that the optimal values for AS_1 and AS_2 correspond to their maximum values. Thus, three key design aspects, namely u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2} , were chosen as variables. Consequently, we now possess:

$$X = \{u_1, X_{ba1}, X_{ba2}\} \quad (10)$$

2.3.2. Constrains

For stage i^{th} ($i=1\div 2$) of a two stage helical gearbox, $u_i = 1\div 9$; $X_{bai} = 0.25\div 0.4$ [3], the MOOP requires the following constraints:

$$1 \leq u_1 \leq 9 \text{ and } 1 \leq u_2 \leq 9 \quad (11)$$

$$0.25 \leq X_{ba1} \leq 0.4 \text{ and } 0.25 \leq X_{ba2} \leq 0.4 \quad (12)$$

3. METHODOLOGY

3.1. Method for solving MOOP

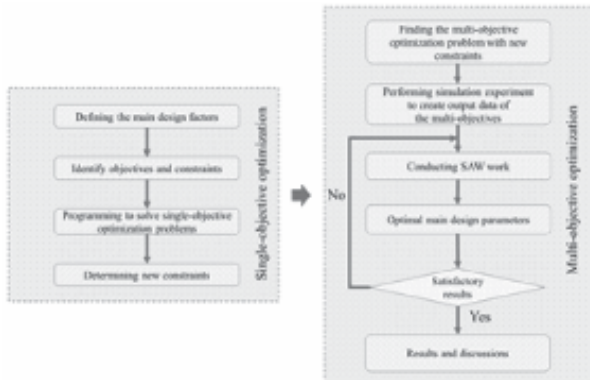


Figure 2. Procedure to solve the MOOP

Table 1. Input variables

Variable	Symbol	Lower limit	Upper limit
Gear ratio of first stage	u_1	1	9
CWWF of stage 1	X_{ba1}	0.25	0.4
CWWF of stage 2	X_{ba2}	0.25	0.4

The work aims to achieve two objectives: minimizing the length of the gearbox and maximizing its efficiency. Table 1 presents the three essential design parameters that serve as input variables for the MOOP. Furthermore, the approach outlined in reference [3] was employed to address the multi-objective optimization problem (MOOP). The procedure for carrying out this function is illustrated in Figure 2. The strategy consists of two distinct phases: The initial phase is dedicated to resolving the problem of single-objective optimization by aiming to reduce the disparities among the input components, as specified in Table 1. In the second stage, the focus will be on resolving the MOOP issue by identifying the

key design aspects that yield the best results. If the levels of the variables in the second stage are not sufficiently close to one other (less than 0.02), the SAW issue will be reassessed using the smaller difference between two levels of the input factors.

3.2. Method to solve MCDM

The SAW technique was proposed in 2006 [3]. The steps to use this method are as follows:

- Making the initial decision-making matrix:

$$X = \begin{matrix} & C_1 & C_2 & \cdots & C_n \\ \begin{matrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_m \end{matrix} & \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{m1} & y_{m2} & \cdots & y_{mn} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (13)$$

In (13), m and n are the numbers of options and criteria.

- Calculating the normalized matrix by:

$$n_{ij} = \frac{r_{ij}}{\max r_{ij}} \quad (14)$$

$$n_{ij} = \frac{\min r_{ij}}{r_{ij}} \quad (15)$$

Equation (14) is used for the gearbox efficiency and (15) for the gearbox length.

- Finding the preference value for each option:

$$V_i = \sum_{j=1}^n w_j \cdot n_{ij} \quad (16)$$

- Sort the options in order according on the notion that the option with the highest V_i is considered the most beneficial.

3.3. Method to calculate criterion weights

In this work, the MEREC technique was applied to find the criteria weights. The following steps are need to conduct for using this method [4]:

+) Constructing the initial matrix using the identical process employed in the initial stage of the SAW method.

+) After normalizing the matrix, find the values of its elements by:

- For gearbox efficiency objective:

$$h_{ij} = \frac{\min x_{ij}}{x_{ij}} \quad (17)$$

- For gearbox length objective:

$$h_{ij} = \frac{x_{ij}}{\max x_{ij}} \quad (18)$$

+) Finding the effectiveness of the options S_i by:

$$S_i = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n} \sum_j |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (19)$$

+) Determining the efficiency of the i^{th} option S'_{ij} by:

$$S'_{ij} = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n} \sum_{k, k \neq j} |\ln(h_{ik})| \right) \right] \quad (20)$$

+) Calculating the removal effect of the j^{th} criterion E_j :

$$E_j = \sum_i |S'_{ij} - S_i| \quad (21)$$

+) Determining the criteria's weight by:

$$w_j = \frac{E_j}{\sum_k E_k} \quad (22)$$

4. SINGLE-OBJECTIVE OPTIMIZATION

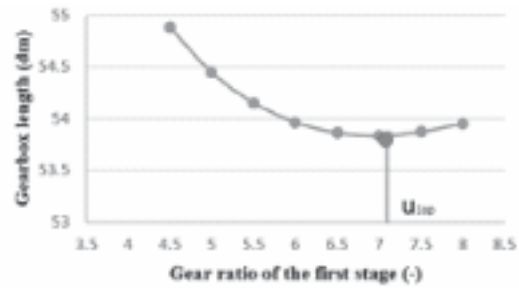


Figure 3. Relation between u_1 and L_{gb}

In this work, the direct search approach was applied to address the issue of optimizing a single objective. Furthermore, a Matlab program was employed to analyze two distinct single-objective issues: enhancing gearbox efficiency and minimizing L_{gb} . The program's findings are succinctly elucidated in the subsequent observations: Figure 3 depicts the association between the variables u_1 and L_{gb} . The ideal value of u_1 is determined in order to obtain the smallest value of L_{gb} , as shown in Figure 3. Figure 4 illustrates the correlation between η_{gb} and u_1 . From the Figure, it is clear that there is a specific value of u_1 where η_{gb} reaches its maximum value, indicating an optimal value. The relationships between X_{ba1} and X_{ba2} , as well as L_{gb} and η_{gb} , are depicted in Figures 5 and 6, respectively. An enlargement of X_{ba1} and X_{ba2} leads to a reduction in both L_{gb} and η_{gb} . Furthermore, Figure 7 illustrates the relationship between the best values for u_1 and the u_1 . The optimal values of u_1 were used to

establish the revised constraints for the variable u_1 , as shown in Table 2.

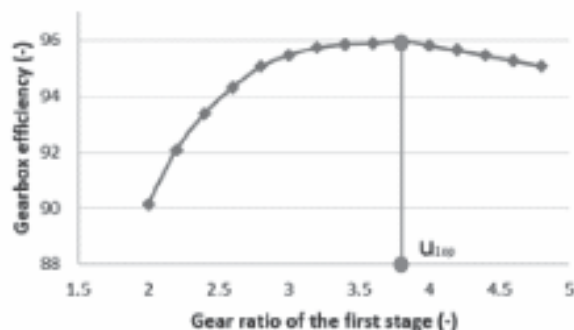


Figure 4. Relation between u_1 and η_{gb}

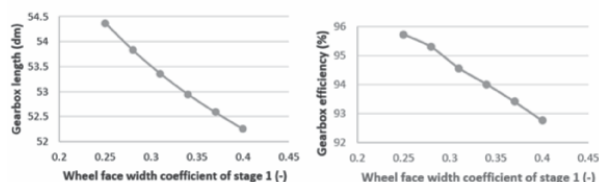


Figure 5. Relation between X_{ba1} and L_{gb} (a) and η_{gb} (b)

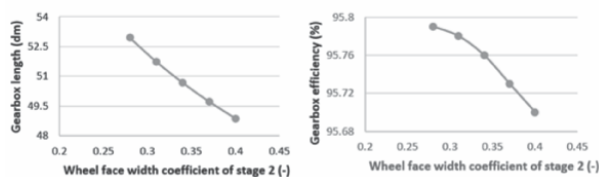


Figure 6. Relation between X_{ba2} and L_{gb} (a) and η_{gb} (b)

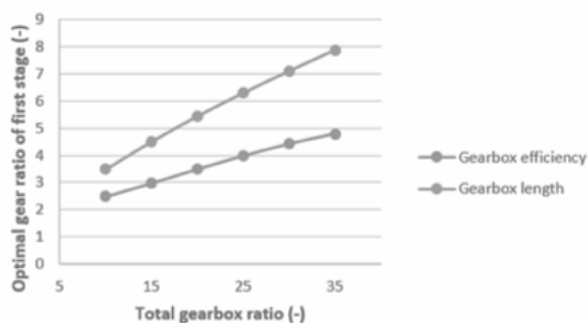


Figure 7. Relation between u_{gb} and optimal values of u_1

Table 2. New constraints of u_1

u_{gb}	u_1	
	Lower limit	Upper limit
10	2.39	3.60
15	2.88	4.61
20	3.39	5.54
25	3.88	6.39
30	4.32	7.19
35	4.69	7.86

5. MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION

A software application for the computer has been created to carry out simulation experiments. The experiment examined the values of u_{gb} , which were 10, 15, 20, 25, 30, and 35. Here are the solutions for the issue with $u_{gb} = 20$. The gearbox ratio listed above was used for 125 initial testing iterations, as described in Section 3. The experiment will yield output data on the gearbox length's efficiency, which will be conveyed to SAW as input parameters for solving the MOOP. This procedure will continue until the difference between two levels of u_1 is smaller than 0.02. Table 3 presents the primary design parameters and output responses for the fifth and final iteration of the SAW experiment, with a u_{gb} value of 20. The criterion weights were determined using the MEREC technique, as described in Section 3.3, in the following manner: The normalized values h_j were calculated using Equations (17) and (18); S_i and S_{ij}' were determined using Equations (19) and (20); the criterion removal effect was computed using Equation (21); and the weights of the criteria w_j were calculated using Equation (22). Section 3.2 offers instructions on how to effectively use the SAW approach to address the MCDM difficulty. Begin by calculating the decision-making matrices using Equation (13). The initial matrix should be normalized

using formulas (14) and (15). Subsequently, the computation of V_i is performed utilizing formula (16). Ultimately, arrange the choices in a manner so the most favorable alternative possesses the highest V_i . The outcomes of the option ranking and parameter computation utilizing the SAW approach are presented in Table 4 (for the ultimate iteration of SAW analysis). According to the table, option 5 is the most optimal decision out of all the accessible possibilities. The optimal values for the fundamental design characteristics are $u_1 = 3.62$, $X_{ba1} = 0.25$, and $X_{ba2} = 0.4$, as specified in Table 5.

Figure 8 depicts the relationship between the ideal values of u_1 and u_{gb} . The following regression equation, which has an R^2 value of 0.9938, can be used to determine the optimal values of u_1 :

$$u_1 = 0.1055 \cdot u_{gb} + 1.448 \quad (23)$$

Table 3. Input design factors and output results for $u_{gb} = 20$

Trial.	u_1	X_{ba1}	X_{ba2}	L_{gb} (dm)	η_{gb} (%)
1	3.62	0.25	0.25	54.85	95.78
2	3.62	0.25	0.29	53.08	96.05
3	3.62	0.25	0.33	51.60	96.10
4	3.62	0.25	0.36	50.33	96.07
5	3.62	0.25	0.40	49.22	96.05
6	3.62	0.29	0.25	54.21	95.25
...					
35	3.63	0.29	0.40	48.57	95.53
36	3.63	0.33	0.25	53.66	94.64
37	3.63	0.33	0.29	51.89	94.68
...					
65	3.65	0.33	0.40	48.02	94.96
66	3.65	0.36	0.25	53.17	93.96

67	3.65	0.36	0.29	51.41	93.99
...					
98	3.66	0.40	0.33	49.51	93.41
99	3.66	0.40	0.36	48.24	93.45
100	3.66	0.40	0.40	47.14	93.49
...					
123	3.67	0.40	0.33	49.49	93.40
124	3.67	0.40	0.36	48.23	93.44
125	3.67	0.40	0.40	47.12	93.47

Table 4. Some calculated results and rankings of options by SAW for $u_{gb} = 20$

Trial.	n_{ij}		V_i	Rank
	L_{gb}	η_{gb}		
1	0.8591	0.9967	0.9739	71
2	0.8877	0.9995	0.9810	46
3	0.9132	1.0000	0.9857	26
4	0.9362	0.9997	0.9892	11
5	0.9573	0.9995	0.9925	1
6	0.8692	0.9912	0.9710	91
...				
35	0.9701	0.9941	0.9901	7
36	0.8781	0.9848	0.9672	107
37	0.9081	0.9852	0.9725	87
...				
65	0.9813	0.9881	0.9870	19
66	0.8862	0.9777	0.9626	118
67	0.9166	0.9780	0.9679	103
...				
98	0.9517	0.9720	0.9687	99
99	0.9768	0.9724	0.9731	84
100	0.9996	0.9728	0.9773	63
...				
123	0.9521	0.9719	0.9686	100
124	0.9770	0.9723	0.9731	85
125	1	0.97263	0.9772	65



Table 5. Optimal main design factors

No.	u_{gb}					
	10	15	20	25	30	35
u_1	2.40	3.08	3.62	4.15	4.63	5.05
X_{ba1}	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
X_{ba2}	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

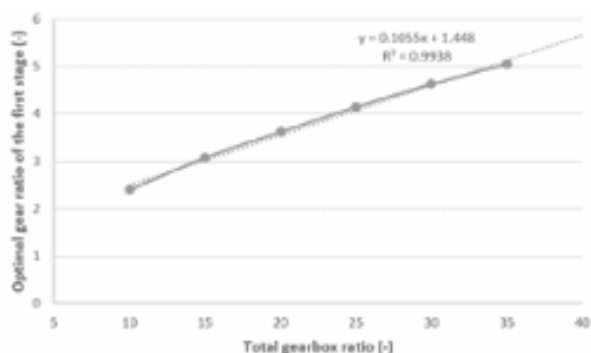


Figure 8. Relation between optimal values of u_1 and u_{gb}

6. CONCLUSIONS

The SAW technique was utilized in this study to deal with the MOOP of a two-stage helical gearbox. The objective of the study is to identify the optimal fundamental design factors that enhance gearbox efficiency while simultaneously reducing gearbox length. In order to accomplish this purpose, three crucial design characteristics, namely u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2} , were chosen. In addition, the SAW methodology was used to solve the MCDM problem, while the MEREC method was applied to calculate the weight of the criteria. The study's findings have helped determine the optimal primary design factors for a two-stage helical gearbox.

Acknowledgment:

This work was supported by Thai Nguyen University of Technology.

References:

- [1]. Miler, D., et al., "Multi-objective spur gear pair optimization focused on volume and efficiency". Mechanism and Machine Theory, 2018. 125: p. 185-195.
- [2]. Parmar, A., P. Ramkumar, and K. Shankar, "Optimization of Planetary Gearbox Using NSGA-IP". In Recent Advances in Mechanical Engineering: Select Proceedings of ICRAME 2020, 2021, Springer.
- [3]. Patil, M., P. Ramkumar, and K. Shankar, "Multi-objective optimization of spur gearbox with inclusion of tribological aspects". Journal of Friction and Wear, 2017. 38: p. 430-436.
- [4]. Deb, K. and S. Jain, "Multi-speed gearbox design using multi-objective evolutionary algorithms". J. Mech. Des., 2003. 125(3): p. 609-619.
- [5]. Sanghvi, R., et al., "Multi-objective optimization of two-stage helical gear train using NSGA-IP". Journal of optimization, 2014.
- [6]. Sabarinath, P., et al., "Multi objective Design Optimization of Helical gear pair using Adaptive parameter Harmony search Algorithm". Applied Mechanics and Materials, 2015. 813: p. 1032-1036.
- [7]. Liu, S., et al., "Multi-Objective Optimization of Two-Stage Helical Pairs in Helical Hydraulic Rotary Actuator Using Ensemble of Metamodels and NSGA-IP". In Actuators, 2023, MDPI.
- [8]. Lagresle, C., et al., "Optimization of tooth modifications for spur and helical gears using an adaptive multi-objective swarm algorithm". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019. 233(21-22): p. 7292-7308.
- [9]. Terán, C.V., J. Martínez-Gómez, and J.C.L. Milla, "Material selection through of multi-criteria decisions methods applied to a helical gearbox". International Journal of Mathematics in Operational Research, 2020. 17(1): p. 90-109.

- [10]. Korta, J.A. and D. Mundo, “*Multi-objective micro-geometry optimization of gear tooth supported by response surface methodology*”. Mechanism and Machine Theory, 2017. 109: p. 278-295.
- [11]. Maputi, E.S. and R. Arora, “*Multi-objective optimization of a 2-stage spur gearbox using NSGA-II and decision-making methods*”. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2020. 42: p. 1-22.
- [12]. Istenes, G. and J. Polák, “*Investigating the Effect of Gear Ratio in the Case of Joint Multi-Objective Optimization of Electric Motor and Gearbox*”. Energies, 2024. 17(5): p. 1203.
- [13]. Wang, Y., et al., “*Multi-objective optimization design of cycloid pin gear planetary reducer*”. Advances in Mechanical Engineering, 2017. 9(9): p. 1687814017720053.
- [14]. Chong, T.H., I. Bae, and A. Kubo, “*Multiobjective optimal design of cylindrical gear pairs for the reduction of gear size and meshing vibration*”. JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, 2001. 44(1): p. 291-298.
- [15]. Park, C.I., “*Multi-objective optimization of the tooth surface in helical gears using design of experiment and the response surface method*”. Journal of mechanical science and technology, 2010. 24: p. 823-829.
- [16]. Alam, J. and S. Panda, “*A comprehensive study on multi-objective design optimization of spur gear*”. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2023. 51(9): p. 5272-5298.
- [17]. Chat, T. and L. Van Uyen, “*Design and calculation of Mechanical Transmissions Systems, vol. I*”. Educational Republishing House, Hanoi, 2007.
- [18]. Jelaska, D.T., “*Gears and gear drives*”. 2012: John Wiley & Sons.
- [19]. Dinh, V.-T., et al., “*Application of a Multi-Criterion Decision-Making Method for Solving the Multi-Objective Optimization of a Two-Stage Helical Gearbox*”. Machines, 2024. 12(6): p. 365.
- [20]. Le, X.-H.a.N.-P.V., “*Multi-objective optimization of a two-stage helical gearbox using Taguchi method and Grey relational analysis*”. Applied Sciences, 2023. 13(13): p. 7601.
- [21]. Sri, K.; Hartati, S.; Harjoko, A.; Wardoyo, R., “*Fuzzy Multi-Attribute Decision Making (Fuzzy MADM)*”. Graha Ilmu: Yogyakarta, Indonesia, 2006.
- [22]. Keshavarz-Ghorabae, M., “*Assessment of distribution center locations using a multi-expert subjective-objective decision-making approach*”. Scientific Reports, 2021. 11(1): p. 19461.

SOLVING MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF A TWO-STAGE HELICAL GEARBOX WITH DOUBLE GEARS IN FIRST STAGE USING EAMR TECHNIQUE

GIẢI BÀI TOÁN TỐI ƯU ĐA MỤC TIÊU CHO HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG CẤP
NHANH PHÂN ĐÔI SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP EAMR

Le Duc Bao¹, Nguyen Van Trang², Luu Anh Tung^{2,*}

¹Ha Noi University of Science and Technology, Vietnam

²Thai Nguyen University of Technology, Vietnam

*Email: luuanhtung@tnut.edu.vn

ABSTRACT

In this study, the Multi-Objective Optimization Problem (MOOP) for a two-stage helical gearbox having two gears in the first stage is solved using the Multi-Criteria Decision Making (MCDM) technique. The objective is to identify the optimal design elements that would reduce the gearbox's length and boost its efficiency. The study also focused on three important design parameters: the coefficients of wheel face width (CWFw) for the first and second stages, as well as the gear ratio of the first stage. Additionally, the EAMR technique was chosen to address the MCDM problem, and the MEREC technique was employed to establish the weight requirements for resolving the MOOP. According to the study's outcomes, it's crucial to determine the optimal values for three vital design factors when creating a two-stage helical gearbox with double gears in the first stage.

Keywords: MCDM; EAMR; MEREC; Gear ratio; Gearbox efficiency; Gearbox lengths.

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu (MOOP) cho hộp giảm tốc hai cấp bánh răng xoắn có hai bánh răng ở cấp đầu tiên được giải quyết bằng kỹ thuật ra quyết định đa tiêu chí (MCDM). Mục tiêu là xác định các yếu tố thiết kế tối ưu nhằm giảm chiều dài và tăng hiệu suất của hộp. Nghiên cứu tập trung vào ba thông số thiết kế quan trọng: Hệ số chiều rộng mặt bánh xe (CWFw) cho cấp đầu tiên và cấp thứ hai, cũng như tỷ số truyền của cấp đầu tiên. Ngoài ra, kỹ thuật EAMR đã được chọn để giải quyết vấn đề MCDM và kỹ thuật MEREC đã được sử dụng để thiết lập các yêu cầu về khối lượng để giải quyết MOOP. Theo kết quả của nghiên cứu, điều quan trọng là phải xác định được các giá trị tối ưu cho ba yếu tố thiết kế khi chế tạo hộp giảm tốc hai cấp bánh răng xoắn với bánh răng đôi ở cấp đầu tiên.

Từ khóa: MCDM; EAMR; MEREC; Tỷ số truyền; Hiệu suất của hộp; Chiều dài của hộp.

1. INTRODUCTION

These days, gearboxes are widely used in many different areas of mechanical engineering. As a result, many academics are working hard to create the perfect gearbox design.

A customized adaptive random search method was used by Zarefar H. and Muthukrishnan S. [1] to maximize the helical gear pair's weight. Contact stress and tooth-bending strength were the limitations, whereas the gear module, helix angle, pinion teeth, and face width were the design variables. To maximize the volume of a two-stage helical gear train, Gologlu and Zeyveli [2] used a Genetic Algorithm (GA). Static and dynamic penalty functions were added to the objective function to handle design constraints such as contact stress, bending stress, gear and pinion tooth count, module, and gear face width. A study on identifying the most effective gear ratios for mechanically driven systems was conducted by Nguyen K.T. et al. [3]. In order to reduce the system's cross-sectional area, the first stage of the study used twin gear sets in conjunction with a chain drive and a two-step helical gearbox. A study on optimizing the prediction of ideal partial ratios for three-step helical gearboxes with second-step double gear-sets was carried out by Tran T.P.T. et al. [4]. The study sought to accomplish a number of goals, including reducing the mass of the gears, the gearbox length, and the gearbox cross section dimension. An investigation into the most effective technique for figuring out gear ratios in a two-stage helical reducer was conducted by Nguyen K.T. et al. [5]. Reducing the area of the reducer's cross section is the aim of the study. Two models were proposed to identify the most effective gear ratios for a two-

stage reducer based on the study's findings.

In order to identify the optimal set of design parameters that would provide the shortest weight of a spur gear train, Savsani et al. [6] proposed two advanced optimization techniques: particle swarm optimization (PSO) and simulated annealing (SA). A multi-objective optimization issue involving two-stage helical gear sets in a helical hydraulic rotary actuator is presented by Liu S. et al. [7]. To solve this issue, the NSGA-II method is used. Three main goals were examined in this study: maximal contact stress, transmission efficiency, and volume.

In order to minimize gear weight, reduce contact stress across the whole contact path, and achieve the proper film thickness at the contact site, Jawaz Alam and Su-manta Panda [8] developed a technique for optimizing the design of spur gear sets. The results of the study show that, in comparison to conventional designs, the use of appropriate addendum coefficient values inside the authorized design space significantly improves gear design. In order to address the multi-objective optimization problem of a two-stage helical gearbox, V.T. Dinh et al. [9] employed the TOPSIS technique. The project's goal is to increase the gearbox's efficiency by decreasing its cross-sectional area. A three-stage bevel helical gearbox and a chain drive were used in a study by Tran T.P.T. [10] to find the ideal gear ratios for mechanical drive systems. The goal of the research is to reduce the system's cross-sectional area. The study's findings made it possible to estimate how input factors affected the ideal ratios. Equations were also put forth to make it easier to calculate the ideal gear ratios.

Several aspects of MCDM have been 

the subject of numerous investigations. Do D.T. [11] evaluating the impact of criterion weights on the ranking of the top 10 universities in Vietnam. Tran H.D. et al. [12] used the TOPSIS technique to determine the optimal primary design elements for a two-stage helical gearbox. The PIV Method was used by Nguyen H.S. [13] to select the crankshaft material.

The purpose of this study is to shorten the gearbox's length and increase its efficiency. The EAMR approach was used to solve the MCDM problem, and the MEREC method was used to calculate the criteria weights in order to solve the MOOP for a two-stage helical gearbox with double gear-sets in the first stage. The results of the investigation allowed for the identification of the key components of the gear-box's design.

2. OPTIMIZATION PROBLEM

2.1. Determining gearbox length

The gearbox length L_{gb} can be found by (Figure 1):

$$L = d_{w11} + d_{w21}/2 + d_{w12}/2 + d_{w22} + 2 \cdot \delta \quad (1)$$

In which, $\delta = 7 \div 10$ (mm); d_{w1i} , d_{w2i} ($i = 1 \div 2$) are the pitch diameter of the pinion and the gear of step 1 and 2 which are calculated by [14]:

$$d_{w1i} = 2 \cdot a_{wi} / (u_i + 1) \quad (2)$$

$$d_{w2i} = 2 \cdot a_{wi} \cdot u_i / (u_i + 1) \quad (3)$$

Where a_{wi} ($i=1 \div 2$) denotes the gearbox center distance of i^{th} stage which is calculated by [14]:

$$a_{wi} = k_a \cdot (u_i + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{1i} \cdot k_{H\beta} / ([AS_i]^2 \cdot u_i \cdot X_{bai})} \quad (4)$$

Where T_{1i} ($i=1 \div 2$) represents the torque on the pinion of i^{th} stage which can be computed by:

$$T_{11} = T_{out} / (2 \cdot u_{gb} \cdot \eta_{hg}^2 \cdot \eta_b^3) \quad (5)$$

$$T_{12} = T_{out} / (u_2 \cdot \eta_{hg} \cdot \eta_{be}^2) \quad (6)$$

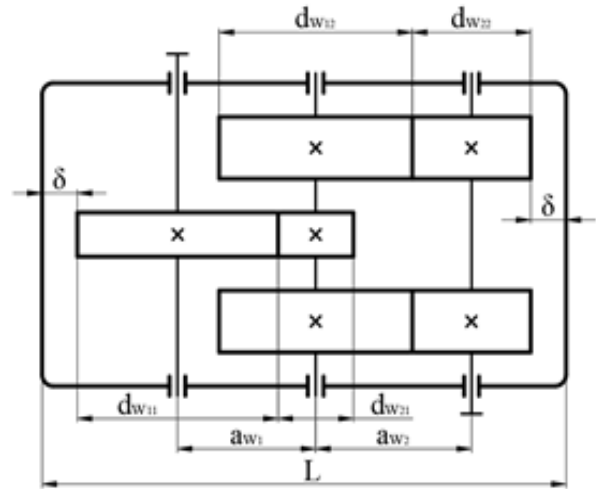


Figure 1. Schema for finding gearbox length

2.2. Determining gearbox efficiency

The gearbox efficiency can be determined by:

$$\eta_{gb} = 100 - \frac{100 \cdot P_l}{P_{in}} \quad (7)$$

Where P_l is the total power loss in the gearbox; P_l can be found by [15]:

$$P_l = P_{lg} + P_{lb} + P_{zo} + P_{ls} \quad (8)$$

In which, P_{lg} , P_{lb} , P_{zo} , and P_{ls} represent the power loss in the gears, in bearings, in the idle motion, and in seals; These elements are calculated as noted in [16].

2.3. Objective Functions and Constraints

2.3.1. Objectives functions

In this work, the MOOP has two targets:

- Minimizing gearbox length:

$$\min f_1(X) = L_{gb} \quad (9)$$

- Maximizing gearbox efficiency:

$$\min f_2(X) = \eta_{gb} \quad (10)$$

Assume that X is the vector that describes the design's variables. AS_1 , AS_2 , u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2} are the five primary design components of a two-stage helical gearbox [17]. According to additional research, AS_1 and AS_2 's highest values are the most noteworthy [17]. Consequently, the three main design elements that will be employed as variables in this investigation are u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2} . As a result, our current display looks like this:

$$X = \{u_1, X_{ba1}, X_{ba2}\} \quad (11)$$

2.3.2. Constrains

For a helical gearbox:

$$u_i = 1 \div 9; X_{bai} = 0.25 \div 0.4 \quad (i=1 \div 2) \quad [19].$$

Therefore, the MOOP has two following constraints:

$$1 \leq u_i \leq 9 \quad (12)$$

$$0.25 \leq X_{ba_i} \leq 0.4 \quad (13)$$

3. METHODOLOGY

3.1. Method for solving MOOP

Its efforts are intended to achieve two goals: either reducing the gearbox's length or increasing its efficiency. Three essential design elements that serve as inputs for our analysis are listed in Table 1. Additionally, the MOOP had been addressed using the approach outlined in reference [16]. Figure 2 shows the methodology for implementing this technique. There are two distinct steps to the approach. As shown in Table 1, the main goal of the first phase is to address the problem of single-objective optimization by minimizing the differences between the input variables. Our main objective in the next stage will be to resolve the MOOP problem by determining the crucial design components that yield the best results. The EAMR issue will be changed to account for a smaller difference between the two levels of the input elements if the variable levels in the second stage do not differ by at least 0.02.

Table 1. Input factors

Factors	Minimal value	Maximal value
Gear ratio of stage 1	1	9
CWW of stage 1	0.25	0.4
CWW of stage 2	0.25	0.4

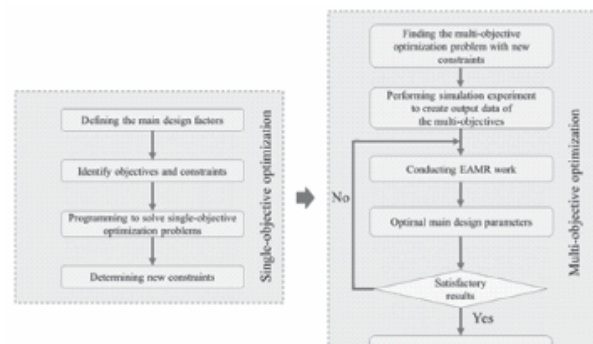


Figure 2. Workflow chart to solve MOOP

3.2. Method for solving MCDM work

3.2.1. EAMR method

The EAMR method is performed in the following steps [18]:

- Step 1: Creating the decision-making matrix:

$$X_d = \begin{bmatrix} x_{11}^d & \dots & x_{1n}^d \\ x_{21}^d & \dots & x_{2n}^d \\ \vdots & \dots & \vdots \\ x_{m1}^d & \dots & x_{mn}^d \end{bmatrix} \quad (14)$$

In which, $1 \leq d \leq k$, k is the decision maker's number; d is the decision maker's indication.

- Step 2: Calculating the mean value of each alternative by:

$$\bar{x}_{ij} = \frac{1}{k} (x_{ij}^1 + x_{ij}^2 + \dots + x_{ij}^k) \quad (15)$$

- Step 3: Computing the creation weights.

- Step 4: Determining each criterion's weighted average:

$$\bar{w}_j = \frac{1}{k} (w_j^1 + w_j^2 + \dots + w_j^k) \quad (16)$$

- Step 5: Finding n_{ij} by:

$$n_{ij} = \frac{\bar{x}_{ij}}{e_j} \quad (17)$$

Where e_j can be found by:

$$e_j = \max_{i \in \{1, \dots, m\}} (\bar{x}_{ij}) \quad (18)$$

- Step 6: Computing the normalized

weight by:

$$v_{ij} = n_{ij} \cdot \bar{w}_j \quad (19)$$

- Step 7: Finding the criteria's normalized score.

+) For the gearbox efficiency objective:

$$G_i^+ = v_{i1}^+ + v_{i2}^+ + \dots + v_{im}^+ \quad (20)$$

+) For the gearbox length objective:

$$G_i^- = v_{i1}^- + v_{i2}^- + \dots + v_{im}^- \quad (21)$$

- Step 8: Calculating the ranking's (RV) values from G_i^+ and G_i^- :

- Step 9: Computing the alternatives' evaluation score by:

$$S_i = \frac{RV(G_i^+)}{RV(G_i^-)} \quad (22)$$

The optimal option has the highest S_i value.

3.2.2. MEREC method

To perform the MEREC method, the following stages must be done [19]:

+) Build the first matrix as in the first stage of the MAIRCOS method.

+) Compute the value of the normalized matrix by:

- For the gearbox efficiency target:

$$h_{ij} = \frac{\min x_{ij}}{x_{ij}} \quad (23)$$

- For the gearbox length target:

$$h_{ij} = \frac{x_{ij}}{\max x_{ij}} \quad (24)$$

+) Find the effectiveness of the options

S_i by:

$$S_i = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n} \sum_j |\ln(h_{ij})| \right) \right] \quad (25)$$

+) Calculate the efficiency of the i^{th} option S'_{ij} by:

$$S'_{ij} = \ln \left[1 + \left(\frac{1}{n} \sum_{k, k \neq j} |\ln(h_{ik})| \right) \right] \quad (26)$$

+) Find the removal effect of the j^{th} criterion E_j :

$$E_j = \sum_i |S'_{ij} - S_i| \quad (27)$$

+) Determine the criteria's weight by:

$$W_j = \frac{E_j}{\sum_k E_k} \quad (28)$$

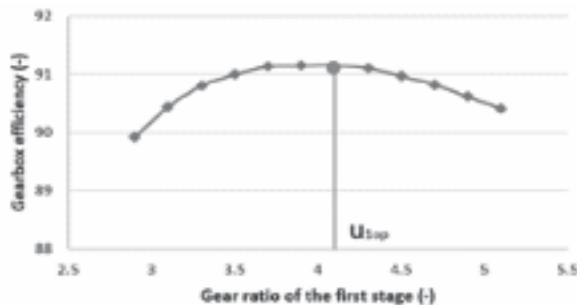


Figure 3. Relationship between u_1 and η_{gb}

4. SINGLE-OBJECTIVE OPTIMIZATION

As mentioned in Section 3.1, solving the single objective optimization problem (SOOP) is the first step in the approach to the MOOP. Two SOOPs are used in this study: maximizing η_{gb} and decreasing L_{gb} . To solve the SOOP, a Matlab application using the direct search technique was created. The results of the program are summarized in the following results. The relationship between η_{gb} and u_1 is depicted in Figure 3. The figure shows the optimal value of u_1 , which is the value at

which η_{gb} reaches its maximum. The relationship between the variables u_1 and L_{gb} is shown in Figure 4. As shown in Figure 4, the optimal value of u_1 is the one that yields the lowest value of L_{gb} . Additionally, the relationship between the ideal values for u_1 and u_{gb} is depicted in Figure 5. As shown in Table 2, the updated constraints for the variable u_1 were created based on the ideal values of u_1 .

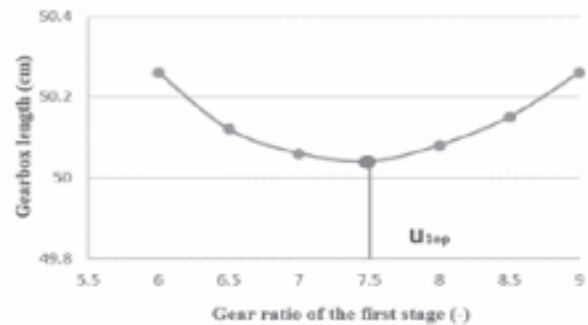


Figure 4. Relationship between u_1 and L_{gb}

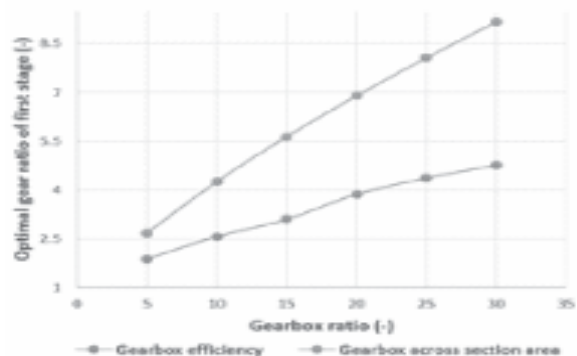


Figure 5. Relationship between u_{gb} and optimum u_1
Table 2. New limitations of u_1

u_{gb}	u_1	
	Minimal value	Maximal value
5	1.78	2.76
10	2.47	4.35
15	3.00	5.73
20	3.77	6.99
25	4.27	8.16
30	4.67	9.27



5. MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION

To conduct simulation experiments, a computer program has been developed. The investigation examined u_{gb} values, which ranged from 5 to 30 at 5-point intervals. These are the answers to the variable $u_{gb} = 20$ problem. As indicated in Section 3, 125 initial testing iterations have been conducted using the gearbox ratio previously described. In order to address the MOOP, EAMR will receive the output data from the experiment about the efficiency of the gearbox length as input parameters. This approach will continue until there is less than a 0.02 difference between the two levels of each variable. The output answers and major design parameters for the fifth and final iteration of the EAMR experiment, with an u_{gb} value of 20, are shown in Table 3. As described in Section 3.2.2, the MEREC approach was used to determine the weights of the criterion in the manner shown below: Equations (22) and (23) were used to standardize the values h_j . Equations (25) and (26) were used to determine the values of S_i and S_{ij}' . Equation (27) was used to calculate the impact of removing the condition. Using Equation (28), the weights for the criteria, w_j , were determined. Suggestions on how to best use the EAMR technique to the MCDM problems are provided in Section 3.2.1. First, Formula (14) is used to create the decision matrix. Using Equation (15), find the mean of the choices for each condition. With Formula (16), the average weighted values may be calculated. Using equation (17), find the value of n_{ij} while keeping in mind that equation (18) determines e_j . Next, determine the value of v_{ij} using Formula (19). Utilize Equation (20) to determine the gearbox's efficiency and Equation (21) to determine the gearbox's length in order to determine the values of G_i .

Finally, use Formula (22) to determine the S_i value. Table 4 (for the final iteration of EAMR analysis) displays the results of the option ranking and parameter computation using the EAMR approach. Out of all the options available, option 105 is the most advantageous choice, following the table. According to Table 5, $u_1 = 4.48$, $X_{ba1} = 0.25$, and $X_{ba2} = 0.4$ are the ideal values for the key design elements.

From the results, the following regression equation (with $R^2 = 0.9984$) was determined to find the optimal values of u_1 :

$$u_1 = 0.1542 \cdot u_{gb} + 1.265 \quad (29)$$

Table 3. Input parameters and output results for $u_{gb} = 20$

Trial.	u_1	X_{ba1}	X_{ba2}	L_{gb} (dm)	η_{gb} (%)
1	4.44	0.25	0.25	50.87	91.50
2	4.44	0.25	0.29	49.19	91.78
3	4.44	0.25	0.33	47.77	92.57
4	4.44	0.25	0.36	46.56	92.47
5	4.44	0.25	0.40	45.51	92.35
...					
50	4.45	0.40	0.40	43.77	85.72
51	4.46	0.25	0.25	50.85	91.48
52	4.46	0.25	0.29	49.17	91.75
...					
104	4.48	0.25	0.36	46.53	92.41
105	4.48	0.25	0.40	45.48	92.29
106	4.48	0.29	0.25	50.28	90.19
...					
123	4.48	0.40	0.33	46.01	85.59
124	4.48	0.40	0.36	44.80	85.63
125	4.48	0.40	0.40	43.75	85.65

Table 4. Calculated results and rankings of options using EAMR when $u_{gb} = 20$

Trial.	η_{ij}		V_{ij}		G_i		S_i	Rank
	L_{gb}	η_{gb}	L_{gb}	η_{gb}	L_{gb}	η_{gb}		
1	1.0000	0.9884	0.6559	0.3402	0.6559	0.34	0.5187	105
2	0.9670	0.9915	0.6342	0.3412	0.6342	0.341	0.5380	75
3	0.9391	1.0000	0.6159	0.3441	0.6159	0.344	0.5588	41
4	0.9153	0.9989	0.6003	0.3438	0.6003	0.344	0.5727	16
5	0.8946	0.9976	0.5867	0.3433	0.5867	0.343	0.5851	3
...								
50	0.8604	0.9260	0.5643	0.3187	0.5643	0.319	0.5647	32
51	0.9996	0.9882	0.6556	0.3401	0.6556	0.34	0.5188	103
52	0.9666	0.9911	0.6339	0.3411	0.6339	0.341	0.5381	74
...								
104	0.9147	0.9983	0.5999	0.3436	0.5999	0.344	0.5727	17
105	0.8940	0.9970	0.5864	0.3431	0.5864	0.343	0.5851	1
106	0.9884	0.9743	0.6482	0.3353	0.6482	0.335	0.5172	106
...								
123	0.9045	0.9246	0.5932	0.3182	0.5932	0.318	0.5364	85
124	0.8807	0.9250	0.5776	0.3183	0.5776	0.318	0.5512	60
125	0.8600	0.9252	0.5641	0.3184	0.5641	0.318	0.5645	35

Table 5. Optimal main design parameters

No.	u_{gb}					
	5	10	15	20	25	30
u_1	1.83	2.92	3.66	4.48	5.20	5.70
X_{ba1}	0.4	0.325	0.288	0.25	0.25	0.25
X_{ba2}	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

6. CONCLUSIONS

The design of a two-stage helical gearbox with two gears in the first stage was a multi-objective optimization problem that was addressed in the study using the EAMR technique. Finding the optimal design parameters that increase gearbox efficiency while decreasing gearbox length is the goal of this study. Three essential design elements (u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2}) were determined in order

to do this. There were two distinct stages to the MOOP solution approach. Managing the single-objective optimization issue with the aim of reducing the variance among variable values was the main focus of Step 1. Finding the ideal primary design factors was the main goal of step 2. This inquiry yielded the following results:

- Three main design factors (u_1 , X_{ba1} , and X_{ba2}) were examined for their effects. Both

gearbox efficiency and gearbox length reach their ideal levels at a certain value of u_1 .

- The table and regression formula list the key design considerations for a two-stage helical gearbox with two gears in the first stage. The suggested model for demonstrating u_1 shows a high degree of agreement with verified data.

Acknowledgment:

The work was supported by Thai Nguyen University of Technology. ❖

References:

- [1]. Zarefar, H. and S. Muthukrishnan (1993), "Computer-aided optimal design via modified adaptive random-search algorithm". Computer-aided Design, 25(4): p. 240-248.
- [2]. Gologlu, C. and M. Zeyveli (2009), "A genetic approach to automate preliminary design of gear drives". Computers & Industrial Engineering, 57(3): p. 1043-1051.
- [3]. Tuan, N.K., et al. (2020), "A study on determining optimum gear ratios of mechanical driven systems using two-step helical gearbox with first step double gear sets and chain drive". In Advances in Engineering Research and Application: Proceedings of the International Conference on Engineering Research and Applications, ICERA 2019, Springer, p. 85-93.
- [4]. Pi, V.N. (2007), "A new study on the optimal prediction of partial transmission ratios of three-step helical gearboxes with second-step double gear-sets". WSEAS Trans. Appl. Theor. Mech, 2(11): p. 156-163.
- [5]. Tuan, N.K., et al. (2018), "Determining optimal gear ratios of a two-stage helical reducer for getting minimal acreage of cross section". In MATEC Web of Conferences, EDP Sciences, p. 1-5.
- [6]. Savsani, V., R. Rao, and D. Vakharia (2023), "Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms". Mechanism and Machine Theory, 45(3): p. 531-541.
- [7]. Liu, S., et al. (2023), "Multi-Objective Optimization of Two-Stage Helical Pairs in Helical Hydraulic Rotary Actuator Using Ensemble of Metamodels and NSGA-II". In Actuators, MDPI. 12, 385.
- [8]. Alam, J. and S. Panda (2023), "A comprehensive study on multi-objective design optimization of spur gear". Mechanics Based Design of Structures and Machines, 51(9): p. 5272-5298.
- [9]. Dinh, V.-T., et al. (2024), "Multi-Objective Optimization of a Two-Stage Helical Gearbox with Second Stage Double Gear-Sets Using TOPSIS Method". Processes, 12(6): p. 1160.
- [10]. Thao, T.T.P., et al. (2020), "Determining optimum gear ratios of mechanical driven systems using three stage bevel helical gearbox and chain drive". In Advances in Engineering Research and Application: Proceedings of the International Conference on Engineering Research and Applications, ICERA 2019, Springer, p. 249-261.
- [11]. Do, D.T. (2024), "Assessing the Impact of Criterion Weights on the Ranking of the Top Ten Universities in Vietnam". Engineering, Technology & Applied Science Research, 14(4): p. 14899-14903.
- [12]. Tran, H.-D., et al. (2024), "Application of the TOPSIS Method for Multi-Objective Optimization of a Two-Stage Helical Gearbox". Engineering, Technology & Applied Science Research, 14(4): p. 15454-15463.
- [13]. Nguyen, H.S., et al. (2024), "Selection of Crankshaft Manufacturing Material by the PIV Method. Engineering". Technology & Applied Science Research, 14(4): p. 14848-14853.
- [14]. Chat, T. and L. Van Uyen (2007), "Design and calculation of Mechanical Transmissions Systems". Vol. 1. (in Vietnamese), Educational Republishing House, Hanoi, 2007.
- [15]. Jelaska, D.T. (2012), "Gears and gear drives". John Wiley & Sons.
- [16]. Dinh, V.-T., et al. (2024), "Application of a Multi-Criterion Decision-Making Method for Solving the Multi-Objective Optimization of a Two-Stage Helical Gearbox". Machines, 12(6): p. 365.
- [17]. Le, X.-H.a.N.-P.V. (2023), "Multi-objective optimization of a two-stage helical gearbox using taguchi method and grey relational analysis". Applied Sciences, 13(13): p. 7601.
- [18]. Amiri, M.; Antucheviciene, J. (2016), "Evaluation by an area-based method of ranking interval type-2 fuzzy sets (EAMRIT-2F) for multi-criteria group decision-making". Transform. Bus. Econ, 15, 39.
- [19]. Keshavarz-Ghorabae, M. (2021), "Assessment of distribution center locations using a multi-expert subjective-objective decision-making approach". Scientific Reports, 11(1): p. 19461.

SURVEY OF THE INFLUENCE OF SOME STRUCTURAL PARAMETERS ON THE OPERATION OF THE RECOIL MECHANISM OF THE 100MM CANNON ON THE T55 TANK

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG MỘT SỐ THAM SỐ KẾT CẤU ĐẾN SỰ LÀM VIỆC CỦA MÁY Hãm LÙI CỦA PHÁO 100MM TRÊN XE TĂNG T55

Quoc-Trinh Tran

Military Technical Academy (MTA)

Email: tranquoctrinh9981@yahoo.com.vn

ABSTRACT

The article presents the relationship between some structural parameters of the recoil mechanism and its operation on the 100mm canon mounted on the T55 tank. The main equipment on this tank is the D10-T2C canon that has a 100mm caliber with an external fume extrac. The surveyed factors include the mass of the back block, force the diameter of the regulation ring, and the output results including the maximum resistance force R_{max} , the maximum hydraulic braking force Φ_{max} , the maximum recoil stroke X_{max} , and the maximum speed of the back block V_{max} . The article utilized specialized software for the survey, ensuring an enormous computational workload within a short period and achieving high accuracy. Some conclusions drawn after obtaining the calculation results serve as a basis for the design, manufacturing, and optimal exploitation of the 100mm cannon on the T55 tank. In addition to the scientific works published in the same field, this article will further contribute to the knowledge base of engineers in the same domain.

Keywords: Structural parameter; Mass; Regulatory ring; Recoil-mechanism; 100mm cannon.

TÓM TẮT

Bài báo trình bày mối quan hệ giữa một số tham số kết cấu của máy hãm lùi đến sự làm việc của nó trên pháo 100mm, lắp trên xe T55. Trang bị chính trên xe này là pháo D10-T2C có cỡ nòng 100mm với hệ hống hút khói bên ngoài nòng. Các yếu tố khảo sát bao gồm khối lượng khối lùi, đường kính vòng điều tiết, kết quả đầu ra bao gồm lực cản lùi lớn nhất R_{max} , lực hãm thủy lực Φ_{max} , hành trình lùi tối đa X_{max} , vận tốc lớn nhất của khối lùi V_{max} . Bài báo đã sử dụng phần mềm chuyên dùng để khảo sát đảm bảo khối lượng tính toán vô cùng lớn trong một khoảng thời gian ngắn và đạt độ chính xác cao. Một số kết luận rút ra sau khi có các kết quả tính toán làm căn cứ để thiết kế, chế tạo và khai thác hiệu quả cao nhất đối với pháo 100mm trên xe T55. Bên cạnh các công trình khoa học đã công bố cùng lĩnh vực bài báo này sẽ đóng góp thêm vào kho tàng kiến thức của các nhà kỹ thuật trong cùng lĩnh vực.

Từ khoá: Tham số kết cấu; Khối lượng; Vòng điều tiết; Máy hãm lùi; Pháo 100mm.



1. INTRODUCTION

There have been many studies on recoil mechanisms for cannon and anti-aircraft guns, as presented in the documents [1], [2]... However, research on the hydraulic recoil mechanism of tank guns is still rare. During the operation of the T55 tank (figure 1), there have been many malfunctions that need to be addressed, and there is a lack of theoretical research on recoil mechanisms. Therefore, a comprehensive study on the hydraulic recoil mechanism for this tank is essential. Based on the theories of fluid flow and Bernoulli's principle, an investigation into the influence of certain structural parameters on the operation of the recoil mechanism has been conducted.



Figure 1. The T55 tank model equipped with the 100mm cannon.

2. RESEARCH CONTENT

2.1. Survey Model and Motion Equation

The motion equation of the recoil mass in the cannon is as follows:

$$\left(M_0 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \right) \frac{dV}{dt} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx} = P_{lg} - \phi - \Pi - R_f - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i \quad (2.1)$$

Where:

- m_i – Mass links of the of the machine mechanism;

- K_i, η_i – Gear ratio and efficiency of the machine mechanism;

- F_i – Force acting on the mass m_i ;

- P_{lg} – Force exerted by the pressure of the propellant gas on the bottom of the barrel.

$$0 \leq t \leq t_l ; P_{lg} \neq 0$$

$$t_l \leq t \leq t_s ; P_{lg} = 0$$

t_l – Time corresponding to the moment the lock is fully opened.

Equation (2.1) can be rewritten:

$$P_{lg} - M_0 \frac{dV}{dt} = \phi + \Pi + R_f + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \frac{dV}{dt} \quad (2.2)$$

On the other hand, we can also write the motion equation of the block moving backward in the form:

$$M_0 \frac{dV}{dt} = P_{lg} - R, \text{ or: } \frac{dV}{dt} = \frac{P_{lg} - R}{M_0} \quad (2.3)$$

Substituting the expression we just found into the equation above, we have:

$$R = \frac{\phi + \Pi + R_f + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \frac{P_{lg}}{M_0} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx}}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} \frac{m_i}{M_0}} \quad (2.4)$$

From (2.4), we can determine the expression for the hydrank braking force:

When $0 \leq t \leq t_l$:

$$\Phi = R \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} \frac{m_i}{M_0} \right) - \Pi - R_f - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx} - \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} \frac{m_i}{M_0} P_{lg} \quad (2.5)$$

When $t_1 \leq t \leq t_x$, then $P_{lg} = 0$; therefore:

$$\phi = R \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2 m_i}{\eta_i M_0} \right) - \Pi - R_f - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i - \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx} \quad (2.5a)$$

Note: In expressions (2.5) and (2.5a), the force to machine's motion resistance is the components:

$$\sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i, \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i V^2 \frac{dK_i}{dx} \text{ và } \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \frac{dV}{dt}.$$

The structure of the recoil mechanism is shown in figure 2.

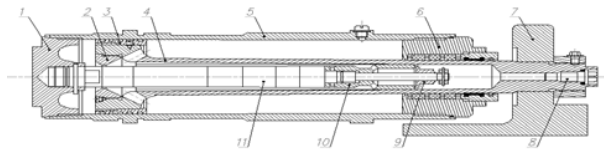


Figure 2.1. Recoil mechanism of the 100mm canon D10T2C on T55 tank

1 - Front cover; 2 - Adjusting ring;

3 - Piston jacket; 4 - Reverse lever;

5 - Reverse tube; 6 - Rear head; 7 - Device body;

8 - Nut; 9 - One-way valve cover; 10 - Valve body;

11 - Adjusting lever.

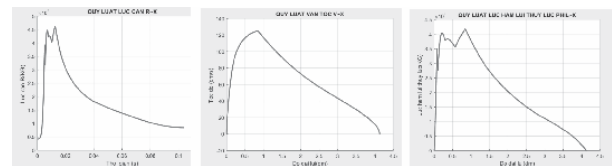
2.2. Results of solving equations

Input parameters for solving the problem: Parameters are declared directly in the calculation program. Use Matlab software to solve the system of differential equations of motion [3], [4], [5].

Sequentially solving the differential equations of the back block with varying mass of 1880 kg, 2200 kg, and 1700 kg. The

diameters of the regulation rings are 0.36 dm, 0.35 dm, and 0.34 dm.

*Initially, the weight of the back block is 1700 kg when applying the mass reduction solution for the equipment body. With that mass, we calculate the motion characteristics of the equipment body, resulting in a maximum retreat length of 4.130 dm. The other values obtained and the characteristic curve are shown in the following figure 2.2:



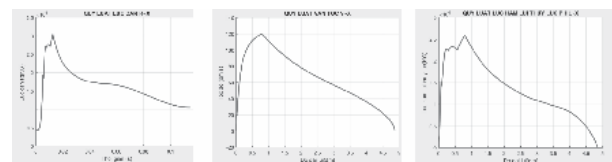
$R = 46313kG$

$V_{max} = 125.06 \text{ dm/s}$

Resistance Φ

Figure 2.2. Characteristics of the recoil mechanism motion when $M_o = 1700 \text{ kg}$ - $D_v = 0.34 \text{ dm}$

• The standard mass of the reverse block is 1880 kg; with this mass, we calculate the motion characteristics of the device body, resulting in a maximum reverse length of 4.8671 dm. Other values obtained and the characteristic curve are shown in the figure 2.3:



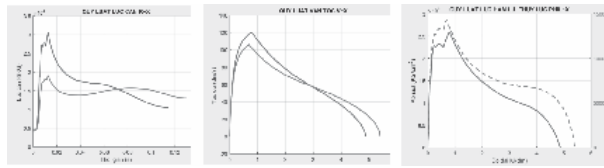
$R = 30622kG$

$V_{max} = 120.11 \text{ dm/s}$

Resistance Φ

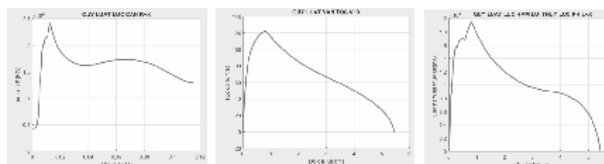
Figure 2.3. Characteristics of the recoil mechanism motion when $M_o = 1880 \text{ kg}$ - $D_v = 0.35 \text{ dm}$

*When the mass of the recoil block is 2200 kg due to the installation of additional protective equipment on the cannon barrel, we calculate the motion characteristics of the recoil mechanism, with the maximum recoil length being 5.3966 dm. Other values obtained and the characteristic curve are shown in the figure 2.4:



$R = 19114 \text{ kG}$ $V_{\max} = 106.16 \text{ dm/s}$ Resistance Φ
Figure 2.4. Characteristics of the recoil
mechanism when $M_o = 2200 \text{ kg}$ - $D_v = 0.36 \text{ dm}$

• In the case where the diameter of the regulation ring remains constant and only the mass of the back block changes, the retraction length is 5.4309 dm. When the mass of the back block is 1700 kg, the back block will retract 5.4286 dm. Other values obtained and the characteristic curve are shown in the figure 2.5:



$R = 24227 \text{ kG}$ $V_{\max} = 122.88 \text{ dm/s}$ Resistance Φ
Figure 2.5. Characteristics of the reverse braking
motion when $M_o = 1700 \text{ kg}$ - $D_v = 0.36 \text{ dm}$.

3. CONCLUSION

- When firing, the recoil body moves back; although the mass of the recoil block changes from 10% to 17%, the length of the recoil changes insignificantly. This can be explained by the constant oil flow gap; the hydraulic braking force generated in the recoil mechanism remains unchanged, so even with moderate mass changes, the length of the recoil is not significantly affected.

- In the case where the inner diameter of the regulation ring changes from 0.36 dm to 0.35 dm, or the oil flow area decreases by 0.54 cm^2 while the mass remains constant (1880 kg), the length of the recoil changes noticeably increase (5.638 cm).

- When both the mass of the recoil block changes (due to material changes and structural adjustments) and the oil flow area changes, the length of the recoil changes insignificantly, and the pattern of recoil length variation is not clear.

- The shapes of the characteristic curves such as the total resistance force R , maximum velocity during recoil $V_{\max}$, and hydraulic braking force Φ are similar, and no significant differences are observed among the surveyed options.

Recommendation: Special attention should be paid to the oil flow area in the recoil mechanism as well as the recoil braking force pattern (especially when the regulation ring is worn), while less attention should be given to the mass of the back block during design calculations, as it has a minor impact. This practice is very significant in the design and repair of recoil mechanisms.❖

References:

- [1]. Nguyễn Văn Dũng, “Nghiên cứu ảnh hưởng của một số tham số kết cấu đến làm việc của máy hãm lùi pháo”. Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần IV - 2016.
- [2]. Đào Văn Đoàn, Mai Anh Quang, “Nghiên cứu ảnh hưởng của một số tham số kết cấu hãm lùi - đẩy lên đến hoạt động máy tự động pháo 37mm K65”. Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần V - 2018.
- [3]. Phạm Huy Chương, “Giáo trình tính toán và thiết kế máy tự động”. NXB. Học viện Kỹ thuật Quân sự - 2016.
- [4]. Trần Đăng Điện, Trần Văn Doanh, “Bài tập Thuật phóng trong”. NXB. Học viện Kỹ thuật Quân sự - 1999.
- [5]. Nguyễn Quang Lượng, Trần Quốc Trình, “Số liệu vũ khí đạn”. NXB. Học viện Kỹ thuật Quân sự - 2010.

BRAKE PRESS SYSTEM SAFETY EVALUATION WITH DEVICE AND HUMAN FAILURE MODES, REPAIR RATES AND REDUNDANCY

ĐÁNH GIÁ AN TOÀN HỆ THỐNG MÁY CHẤN THỦY LỰC KẾT HỢP CÁC YẾU TỐ
LỖI THIẾT BỊ, LỖI NGƯỜI VẬN HÀNH, KHẢ NĂNG SỬA CHỮA VÀ DỰ PHÒNG

Tony Venditti¹, Nguyen-Duy-Phuong Tran^{2,*}, Anh-Dung Ngo¹

¹Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, Canada

²Department of Manufacturing Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Ho Chi Minh
City University of Technology, Vietnam

*Email: tnduyphuong@yahoo.com

ABSTRACT

Press brakes are machines widely used in the manufacturing industry to bend metal sheets. They pose risks in terms of equipment failure and worker accidents. In order to prevent these unwanted occurrences, the associated risks must first be analyzed. In this paper, such an analysis is conducted for a press brake system incorporating redundancies such as two operators and two point-of-operation safety devices. The probability of the system being in a failed state where an operator suffers an injury is estimated with the help of a Markov diagram which includes failure and repair rates not only for the devices but also in terms of operators' failures.

Keywords: Failure rate; Repair rate; Human reliability; Markov diagram; Fuzzy logic.

TÓM TẮT

Máy chấn thủy lực là loại máy được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp để uốn các tấm kim loại. Thiết bị này tồn tại rủi ro về lỗi linh kiện và tai nạn lao động. Để ngăn chặn những sự cố không mong muốn, phải phân tích các rủi ro liên quan. Trong bài báo này, việc phân tích rủi ro được thực hiện đối với hệ thống chấn thủy lực kết hợp tình huống có áp dụng dự phòng như hai người vận hành và hai thiết bị an toàn tại khi vận hành. Xác suất lỗi được ước tính bằng sơ đồ Markov, bao gồm mức độ hỏng và khả năng sửa chữa không chỉ đối với linh kiện mà còn cả lỗi của người vận hành.

Từ khóa: Cường độ hỏng; Khả năng sửa chữa; Độ tin cậy người vận hành; Chuỗi Markov; Luận lý mờ. 

1. INTRODUCTION

This paper presents the case of a press brake operated by the two operators. This situation arises in actual work settings when large sheets of metal are bent in a brake press. In that case, the second operator is necessary to hold the workpiece properly where proper work-holding tables and fixtures are not present. However, in this study, the workstation setup will in fact be different. The second operator will assume the role of an assistant who is there to make sure that the work proceeds correctly and safely. For instance, if he notices the first operator making an error, he will be in a position to intervene and stop the machine. This setup becomes a system which will be modelled mathematically and solved for safety-related variables of interest.

2. FORWARD PROBLEM

2.1. Safeguarding and human redundancy

Redundancy can be defined as “the existence, in an entity, of more than one means for performing a required function” [1]. In the context of machine safety, the function that needs to be performed can be:

- Stopping the hazardous motion.
- Assuring the safe position of a component of a machine.

To give a specific industrial example, maintaining the upper die in an hydraulic press brake in an elevated position, supported by the hydraulic pressure in a cylinder is a safety function.

On an industrial machine, redundancy can be achieved commonly in two important ways.

- Two safeguarding devices can be installed to prevent entry into the hazardous zone or contact with the hazardous zone of a machine. An example of redundant safeguarding is shown in the figure where a safety light curtain is used in conjunction with a two-hand control on a mechanical punching press to prevent entry into the hazardous zone (the dies, only partially visible on the photograph) of the press.

- Industrial machines' control systems are another area where redundancy is put in place. For instance, two electrical contactors can be placed in series with the motor of a machine. This way, if following a stop command, the contacts in one of the contactors fail by staying closed because of redundancy can assure, de-energizing of the motor provided the second contactor functions correctly.

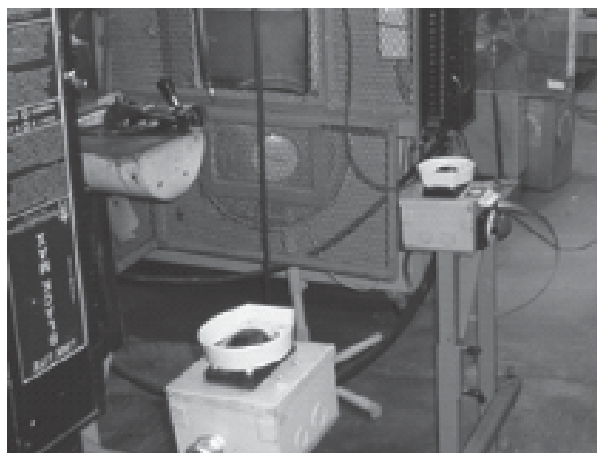


Figure 1. Mechanical punch press with redundant protective devices.

2.2. Press brake system

The press brake to be considered to incorporate elements of redundancy both at the hardware level and at the human level. Hardware redundancy will take the form of two safety devices between the machine and

the operator. For example, these could be as shown in Figure 1, a two-hand device and a safety light curtain. It is also assumed that the workstation has been designed so that adequate support devices have been provided on the press brake so that the operator does not need to hold the workpiece at any time during the bending process. He only needs to handle manually the workpiece when repositioning is necessary for the subsequent bend.

Human redundancy will consist of two workers at the workstation. At any instant of time during production, one worker will act as the actual operator. The second worker will assume the role of a checker. This will set-up a humanly-redundant work situation in conformity with the definitions seen in the literature [2]. Both workers will be assumed to possess similar levels of training and experience.

Two human modes of failure are assumed to be necessary for accident generation. These failures result in the worker, Operator # 1, not withdrawing his hands from between the dies. In practice, such accidents have occurred due to contributing factors (modes of failures) such as, for example, worker fatigue due to high job repetition leading to loss of concentration, stressful work situations, very noisy or hot and humid work environment. Operator # 2 can fail to be alert and check the operator of the press for the same reasons (which, it will be noticed are not developed in the fault tree developed). This leads to the fault tree shown in Figure 2. The failure of the devices will be meant to encompass all modes of dangerous failures through the whole chain of machine controls linked to the devices.

3. ANALYSIS

This will lead to the fault tree shown in Figure 2. It will be noted that this fault tree is also dynamic in nature, in the sense that the accident depends on a sequence of events such as the event protective device failure, must occur before the bending action by the worker; otherwise a properly functioning device would stop (safely) the press and no accident then occurs.

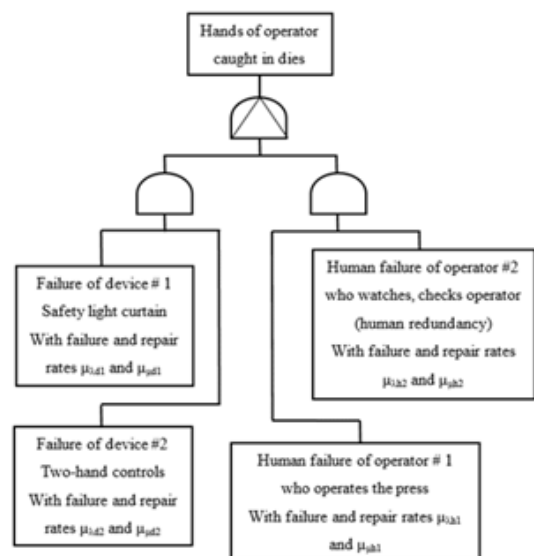


Figure 2. Fault tree with repair, redundancy and human error.

The equivalent associated Markov diagram is then:

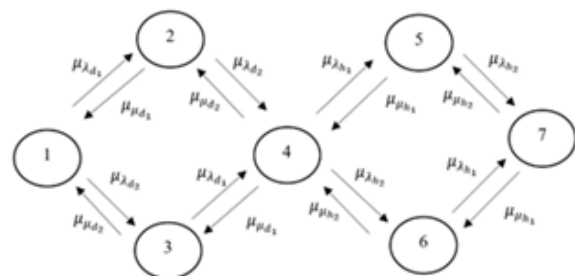


Figure 3. Markov diagram with repair, redundancy and human error.

The solution to the model is then (see [3]) for details applied to a similar problem):

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \\ p_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 & Q_{24} & 0 & 0 & 0 \\ Q_{31} & 0 & Q_{33} & Q_{34} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Q_{42} & Q_{43} & Q_{44} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Q_{54} & Q_{55} & 0 & Q_{57} \\ 0 & 0 & 0 & Q_{64} & 0 & Q_{66} & Q_{67} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_{75} & Q_{76} & Q_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \\ p_7 \end{bmatrix}$$

or:

$$\frac{d}{dt} P = Q^T P$$

$$Q_{11} = -\mu_{\lambda_{d1}} - \mu_{\lambda_{d2}}$$

$$Q_{12} = -Q_{43} = -\mu_{\mu_{d1}}$$

$$Q_{13} = -\mu_{\mu_{d2}}$$

$$Q_{21} = \mu_{\lambda_{d1}}$$

$$Q_{22} = -\mu_{\lambda_{d2}} - \mu_{\lambda_{d1}}$$

$$Q_{24} = Q_{42} = \mu_{\lambda_{d2}}$$

$$Q_{31} = \mu_{\lambda_{d2}}$$

$$Q_{33} = -\mu_{\lambda_{d1}} - \mu_{\mu_{d2}}$$

$$Q_{34} = \mu_{\mu_{d1}}$$

$$Q_{44} = -\mu_{\lambda_{h1}} - \mu_{\mu_{d2}} - \mu_{\lambda_{h2}} - \mu_{\mu_{d1}}$$

$$Q_{54} = Q_{76} = \mu_{\lambda_{h1}}$$

$$Q_{55} = -\mu_{\lambda_{h2}} - \mu_{\lambda_{h1}}$$

$$Q_{57} = \mu_{\lambda_{h2}}$$

$$Q_{64} = Q_{75} = \mu_{\lambda_{h2}}$$

$$Q_{66} = -\mu_{\mu_{h2}} - \mu_{\lambda_{h1}}$$

$$Q_{67} = \mu_{\mu_{h1}}$$

$$Q_{77} = \mu_{\mu_{h2}} - \mu_{\mu_{h1}}$$

With:

$\mu_{\lambda_{d1}}$: Refers to failure rates of the protective devices;

$\mu_{\lambda_{hi}}$: Refers to human failure rates;

$\mu_{\mu_{d1}}$: Refers to repair rates of the protective devices;

$\mu_{\mu_{hi}}$: Refers to human repair rates.

P is the vector containing the probabilities of the system being in one of the seven states of the system. The Markov diagram represents the transitions of the system caused by the occurrences of the various failures. As an example, state 2 in the diagram represents the state of the system after a failure of protective device 1 has occurred (with a failure rate $\mu_{\lambda_{d1}}$, a fuzzy number). The system can return to state 1 from state 2 following a repair with a (fuzzy) rate of $\mu_{\mu_{d1}}$. There are 7 states in this example because there are 2 device failure modes, 2 human failure modes as well as 2 repair modes, for the each device and for each human failure modes. The combinations of transitions leads to 7 states as seen in the Markov diagram.

The algorithm was run on Matlab using the data (see Table 1) from a previous paper (see [4]) where values for λ_{d1} the mode of failure associated with the safety light curtain and λ_{h1} the human mode of failure “Hands in dies” were obtained from an expert elicitation process (see [4], [5]). The other data are assumed and result from an elementary internet search. The repair rate is defined in reliability (see for example [6]) as 1/MTTR that is, the inverse of the Mean Time to Repair.

The concept of Human repair rate, on the other hand, is somewhat novel. In this work, it has been defined analogously to the technical repair rate in reliability as 1/MTTR i.e. the

Mean Time to “Human Repair” understood in the following sense. This is the mean time required to return a worker to his workstation after a human error such as having hands in dies. The time to return to work might be the time spent in safety training. In industry, in Quebec, Canada, safety training are often typically 2 to 4 hours (see for example [7], the website of an OHS training organization in Quebec). This then serves to calculate the value of the human repair rate (the middle value of a triangular fuzzy number).

The initial conditions for the problem are: $p_1 = 1$ because state 1 represents the system in working conditions and no failures occur. The complete set of input data is collected in Table 1. It shows, in particular, the device and human failure rates as estimated by experts as described in [4].

Table 1. Input data set case study including repair and redundancy.

Data	Lower values of TFN (h^{-1})	Middle values of TFN (h^{-1})	High values of TFN (h^{-1})
$\mu_{\lambda_{d1}}$	2.58×10^{-5}	2.71×10^{-5}	2.84×10^{-5}
$\mu_{\lambda_{d2}}$	2.58×10^{-5}	2.71×10^{-5}	2.84×10^{-5}
$\mu_{\lambda_{h1}}$	0.98×10^{-5}	1.03×10^{-5}	1.08×10^{-5}
$\mu_{\lambda_{h2}}$	0.98×10^{-5}	2.71×10^{-5}	2.84×10^{-5}
$\mu_{\mu_{d1}}$	0.119	0.125	0.131
$\mu_{\mu_{d2}}$	0.119	0.125	0.131
$\mu_{\mu_{h1}}$	0.47	0.50	0.52
$\mu_{\mu_{h2}}$	0.47	0.50	0.52

The calculations presented here show that systems with human and technical redundancy can result in probabilities of occurrence of accidents which are very low in the order of $1/10^{-8}$ (see Table 2). This can be explained by the safeguarding redundancies in the system. It is to be noted, on the other hand, that the individual probabilities of failure (technical and human) were estimated by the experts as less than what the safety standards demand (typically, $1/10^{-6}$, see for example, [8]). The reason for these findings will be investigated in further planned research. We see as well that the algorithm produces consistent TFNs (that is to say the fuzzy numbers are an ordered set), an indication of a valid numerical procedure.

Table 2. Results of calculations for case study.

Data	Lower values of TFN (h^{-1})	Middle values of TFN (h^{-1})	High values of TFN (h^{-1})
p_1	0.999568161467824	0.999566492623574	0.999566502486222
p_2	0.000215873120110	0.000216706011731	0.000216699909645
p_3	0.000215873120110	0.000216706011731	0.000216699909645
p_4	0.000000046617499	0.000000046977992	0.000000046975344
p_5	0.000000038771234	0.000000042278284	0.000000045647180
p_6	0.000000085386789	0.000000089254340	0.000000092620573
p_7	0.000000038773659	0.000000042280896	0.000000045650024



4. CONCLUSION

The safety a press brake system comprising redundant safeguarding both technical and human was analyzed. A methodology was developed to estimate the probability of an accident where an operator has his caught between the dies of a press brake for the setup described. The analysis included concepts of error rates (technical and human) as well as repair rates. A novel feature of the study is the concept of “human repair rate”. Fuzzy data in part from an expert elicitation process was used. The algorithm produced consistent results, showing a valid numerical procedure.

Further work will attempt to refine the expert elicitation process used to generate the data. A press brake simulator will also be built to gather data on human error. ❖

References:

- [1]. IEC 60050-191 (1999), “*International Electrotechnical Vocabulary*”. Chapter 191: Dependability and quality of service.
- [2]. Clarke, D.M. (2005), “*Human redundancy in complex, hazardous systems: A theoretical framework*”. Safety Science 43(9) : 655-6.
- [3]. Venditti, T, Tran, N.P.D, Ngô, A.D. (2018), “*System Safety Analysis of an Industrial Process Using Fuzzy Methodology*”. 4th International Conference on Fuzzy Systems and Data Mining (FSDM2018), Bangkok, Thailand November 16-19, 2018.
- [4]. Venditti, T, Tran, N.P.D, Ngô, A.D. (2018), “*Expert elicitation methodology in the risk analysis of an industrial machine*”. 9th International Conference on Applied Human Factors and Ergonomics (AHFE) Orlando, Florida, USA, July 21st to 25th 2018.
- [5]. Nascimento C.S., R.N. de Mesquita (2012), “*Human reliability analysis data obtainment through fuzzy logic in nuclear plants*”. Nuclear Engineering and Design, Vol.250, pp.671-677.
- [6]. Lewis, E.E. (1996), “*Introduction to reliability engineering*”. New York, N.Y.: J. Wiley and Sons.
- [7]. [Online]. Available: www.asfetm.com/Répertoire-de-formations
- [8]. Department of Defense USA. (1993) MIL-STD-882D Standard Practice for System Safety.

ELASTIC PROPERTIES OF 1T-MX₂ TWO-DIMENSIONAL TRANSITION METAL DICHALCOGENIDES

ĐẶC TRƯNG ĐÀN HỒI CỦA CÁC TẤM VẬT LIỆU HAI CHIỀU DẠNG 1T-MX₂ (TRANSITION METAL DICHALCOGENIDES)

Nguyen Danh Truong

School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology

Email: truong.danh@hust.edu.vn

ABSTRACT

This work studies elastic properties of 53 transition metal dichalcogenides 1T-MX₂ sheets using molecular dynamics finite element method with valence force field potential. Beside pristine structure, missing atom defects sheets are investigated. It is found that Young's modulus, shear modulus, and Poisson's ratio of 1T-MX₂ square shaped sheets saw an increase as its dimension increase. However, the figures nearly remain unchanged with the square sheets being larger than $160 \times 160 \text{ \AA}$. The results also show that the Young's modulus and Poisson's ratio of 1T-MX₂ square sheets are nearly isotropic in the zigzag and armchair direction. NiO₂ sheet possess the highest Young's modulus of 165.5 N/m while TcTe₂ have the lowest one of 29.2 N/m in the armchair direction. With missing atom defective sheets, the Young's modulus and shear modulus reduce by 26.2% and 47.4%, respectively, as percentage of defect incline to 10%. Our findings are good information for application of 1T-MX₂ in future.

Keywords: Elastic properties; Nanomaterials; Transition metal dichalcogenides; Atomic finite element method.

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tính toán đặc trưng đàn hồi của 53 tấm vật liệu 1T-MX₂ (transition metal dichalcogenides) sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn nguyên tử với hàm thế valence force field. Bên cạnh tấm nguyên thể, các tấm khuyết tật mất nguyên tử cũng được khảo sát. Kết quả chỉ ra rằng mô-đun đàn hồi, mô-đun trượt và hệ số Poisson của các tấm vuông 1T-MX₂ tăng khi kích thước tấm tăng. Tuy nhiên, các giá trị gần như không đổi khi kích thước tấm lớn hơn $160 \times 160 \text{ \AA}$. Kết quả cũng cho thấy, mô-đun đàn hồi và hệ số Poisson của các tấm vuông 1T-MX₂ xấp xỉ nhau theo cả hai phương zigzag và armchair. Mô-đun đàn hồi của tấm NiO₂ cao nhất với giá trị 165,5 N/m, trong khi đó tấm TcTe₂ thấp nhất với 29,2 N/m theo phương armchair. Ở tấm khuyết tật mất 10% nguyên tử ở trung tâm tấm, mô-đun đàn hồi và mô-đun trượt của tấm khuyết tật khi đó giảm 26,2% và 47,4% tương ứng. Những kết quả từ nghiên cứu này sẽ là thông tin hữu ích trong các ứng dụng của vật liệu 1T-MX₂ trong tương lai.

Từ khóa: Đặc trưng đàn hồi; Vật liệu nano; Transition metal dichalcogenides; Phương pháp phần tử hữu hạn nguyên tử.

1. INTRODUCTION

Two-dimensional (2D) materials such as graphene and transition metal dichalcogenides become an appealing topic because of their excellent characteristic and great potential applications. Graphene was the first developed 2D materials which are broadly used in range of applications from mechanics to electronics. However, having no bandgap, graphene's applications as a semiconductor are limited [1-4]. Transition metal dichalcogenides have proven to process a finite bandgap with 1-2eV [5] while maintaining the other interesting characteristics of 2D materials [6]. Two-dimensional transition metal dichalcogenides, MX_2 , have been prepared by many methods such as electrochemical Li-intercalation and exfoliation, and chemical vapor deposition. They are made of planes of covalently bonded chalcogen X and metal M atoms. MX_2 monolayer has two types of structure, 1T- MX_2 and 1H- MX_2 [6]. Possessing unique optical properties and high specific surface area, MX_2 nanosheets are popularly used in biomedical applications [7, 8]. Studying elastic mechanical properties of MX_2 monolayers is necessary to their applications. Cooper et al. [9] used nano indentation in an atomic force microscopy to predict the in-plane Young's modulus of 1H-MoS₂ at 120 ± 30 N/m which was lower than 180 ± 60 N/m by Bertolazzi [10]. Generally, it is not easy to study mechanical properties of nanomaterials by the conventional experimental methods. Besides experimental works, mechanical properties of MX_2 was calculated by molecular dynamics [11], ab initio calculations (for some 1H- MX_2) [12, 13]. Recently, we have investigated elastic properties of 34 1H- MX_2 by using molecular dynamics finite element method (MDFEM) [14]. While shear modulus of 1T- MX_2 remain

unexplored. In addition, influence of defects on elastic properties of most of 1T- MX_2 are not clearly explored.

In this study, we will investigate elastic properties of 53 1T- MX_2 (M = Sc, Ti, V, Mn, Co, Ni, Zr, Nb, Mo, Tc, Rh, Pd, Sn, Hf, Ta, W, Re, Ir, Pt; X = O, S, Se, Te) sheets using MDFEM. Effects of size and missing-atom defects on Young's modulus, Poisson's ratio, and shear modulus of 53 1T- MX_2 sheets are estimated and discussed.

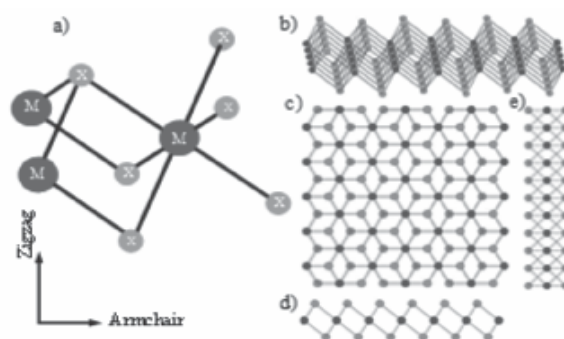


Figure 1. Atomic structure of 1T- MX_2 sheet: a) zoom in of the nine nearest atoms; b) 3D view; c) top view; d) front view; e) side view of the sheet. Blue and magenta balls represent the M and X atoms, respectively.

2. MODEL AND NUMERICAL METHOD

Figure 1 shows the puckered configuration of 1T- MX_2 sheet. Each metal M atom is surrounded by six chalcogen X atoms, which are divided into the top and bottom groups. The initial bond length between neighboring M and X atoms is l_0 and the initial angles (M-X-M) and (X-M-X) are the same angle of θ_0 which are taken from Ref. [11]. These geometric parameters are used to establish the pristine structure of 1T- MX_2 sheets. The number of atoms on circular areas at center of the sheet are removed to create defected sheets (see Fig. 5).

The valence force field (VFF) model is the fastest numerical simulation to study linear phenomena. Therefore, it is used to simulate the atomic interactions in the 1T-MX₂ sheets in this work. In VFF potential, the energy variations for the bond stretching and the angle bending are described by quadratic forms:

$$E_b = \frac{1}{2} C_b \cdot (\delta l_{ij})^2, E_a = \frac{1}{2} C_a \cdot (\delta \theta_{ijk})^2 \quad (1)$$

Where C_b and C_a are two force constant parameters corresponding to the bond-stretching and the angle-bending, respectively (Fig. 2). The bond stretching describes the energy variation for a bond due to a bond variation δl_{ij} . The angle bending gives the energy variation for an angle resulting from an angle variation $\delta \theta_{ijk}$. The VFF potential parameters of 53 1T-MX₂ sheets are taken from Ref. [11].

Molecular dynamic finite element method, which was used to successfully investigate the mechanical properties of various hexagonal sheets in our previous works [14-16], is here adopted to study the elastic properties of the 1T-MX₂ sheets. Further detailed numerical procedure of MDFEM and VFF potential is available in our previous works [14, 15].

Uniaxial tension and pure shear experiments are conducted to calculate Young's modulus Y , Poisson's ratio, and shear modulus G . Y_t and G_t denoting 2D Young's modulus and 2D shear modulus, respectively (t is the sheet's thickness) will be used in this work.

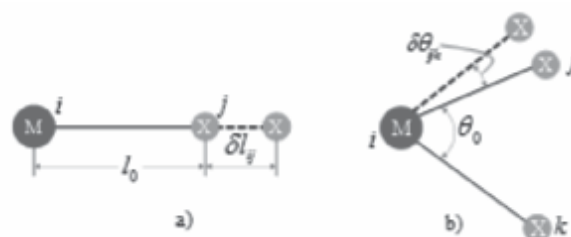


Figure 2. Two types of elements in VFF potential:

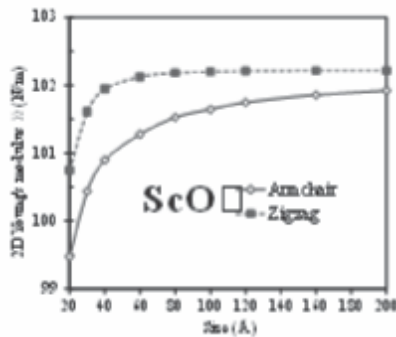
a) Two-body (bond-stretching) element and

b) Three-body (angle-bending) element.

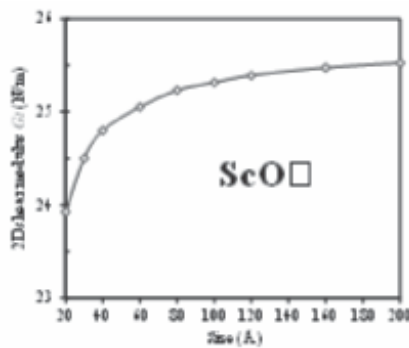
3. RESULTS AND DISCUSSION

To begin, the square shaped 1T-ScO₂ sheet with size between 20 × 20 Å and 200 × 200 Å are chosen to investigate size effect on its elastic properties. The size effect on Young's modulus, shear modulus, and Poisson's ratio of 1T-ScO₂ sheet is shown in Fig. 3. It can be seen that 2D Young's modulus of 1T-ScO₂ sheet in both zigzag and armchair direction increases when its size increases with the former are always higher than the latter. With size of square sheet being larger than 160 Å, the figure nearly remains unchanged at 102.2 N/m in the zigzag direction and 101.9 N/m in the armchair direction. Therefore, we can say that 2D Young's modulus of 1T-ScO₂ sheet is isotropic in the armchair and zigzag direction. The similar pattern can be seen in 2D shear modulus of 1T-ScO₂ sheet with an incline from 23.9 to 25.5 N/m as size of sheet increase from 20 Å to 200 Å. In similar way, Poisson's ratio of 1T-ScO₂ sheet nearly plateau at 0.141 and 0.146 in zigzag and armchair direction, respectively, when the size is larger than 160 Å. These results well agree with that come from molecular dynamics [11]. From above results, 52 remain sheets with dimension of 160 × 160 Å are established to estimate their elastic properties. Like 1T-ScO₂, Young's modulus and Poisson's ratio of 1T-MX₂ sheets are isotropic in armchair and zigzag direction so the

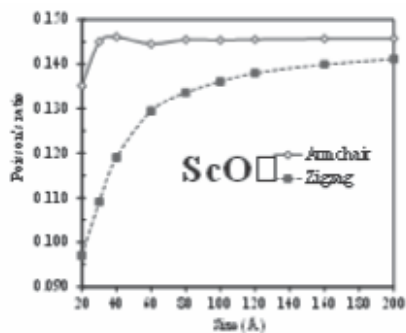
results in the armchair direction were chosen to show in Fig. 4. Our results agree well with those from molecular dynamics [11] and first-principle calculations [17].



(a)



(b)



(c)

Figure 3. Size effects on (a) Young's modulus; (b) shear modulus and (c) Poisson's ratio of square shaped 1T-ScO₂ sheet.

Figure 4a shows that 2D Young's modulus of NiO₂ sheet is the highest with the

figure of 165.5 N/m while that of TcTe₂ sheet is the lowest with the figure of 29.2 N/m. Poisson's ratio shown in Fig. 4c with some value being negative which was explained in Ref. [17]. Through modeling pure shear test, this is the first time 2D shear modulus of 53 1T-MX₂ sheets has been estimated and given in Fig. 4b.

To investigate the influence of missing atom defect on elastic properties of 1T-MX₂, once again, ScO₂ sheet is chosen. Atoms in circular area at center of the sheet are removed to form defective sheet. Rate of missing atom are taken from 1% to 10%. Results are shown in Fig. 5. The 2D Young's modulus and shear modulus of ScO₂ sheet significantly decrease when proportion of missing atom increases. The 2D Young's modulus see a decrease by 26.2% (from 101.9 to 75.1 N/m) while the 2D shear modulus decline by 47.4% (from 25.5 to 13.4 N/m). The trendline of both Young's modulus and shear modulus is nearly linear with a constant negative slope of 265 N/m and 119 N/m, respectively.

4. CONCLUSIONS

The elastic properties of 53 two-dimensional 1T-MX₂ sheets have been investigated by using MDFEM with VFF potential. Our results show that NiO₂ is the hardest 1T-MX₂ sheet while TcTe₂ is the softest one. The Young's modulus is isotropic in zigzag and armchair direction and increases by 2.5% while the shear modulus increases by 6.7% as the size of square sheet increase from 20 × 20 Å and 200 × 200 Å. For defective sheet, it is found that the Young's modulus and shear modulus linearly reduced by 26.2% and 47.4%, respectively, when proportion of missing atom increase to 10%.

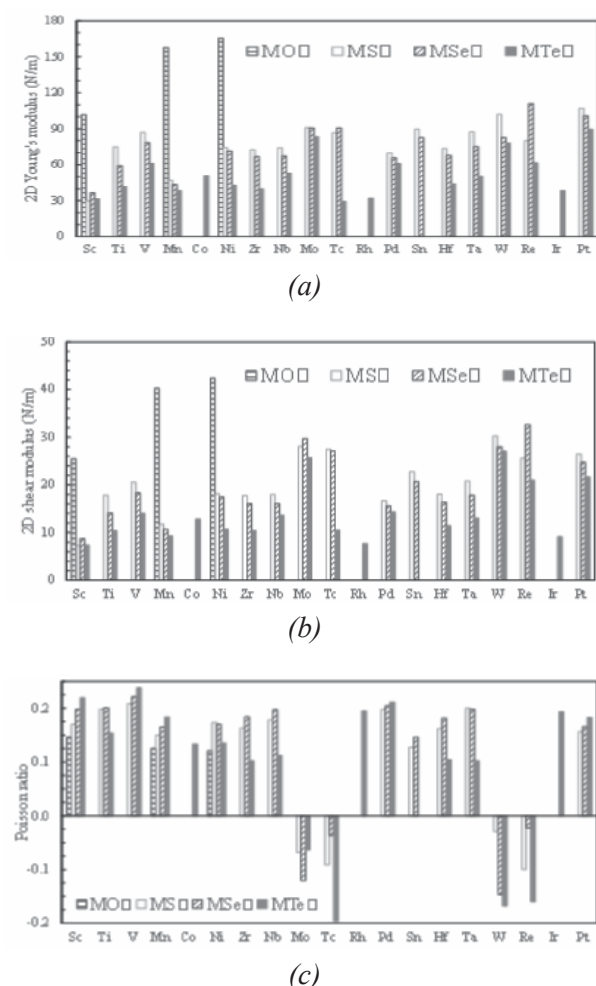


Figure 4. Elastic properties: (a) Young's modulus; (b) shear modulus; and (c) Poisson's ratio of 53 square shaped 1T-MX₂ sheets.

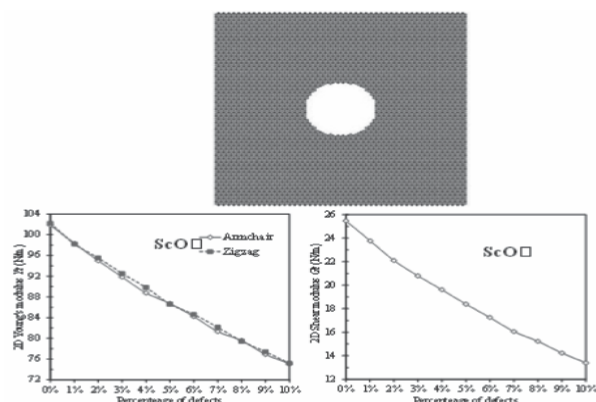


Figure 5. Snapshot of a missing atom defective 1T-MX₂ sheet and changes of Young's modulus and shear modulus with changing percentage of defects.

References:

- [1]. Singh, S., et al., "Graphene nanomaterials: The wondering material from synthesis to applications". Sensors International: p. 100190 (2022).
- [2]. Radisavljevic, B., et al., "Single-layer MoS₂ transistors". Nature Nanotechnology. 6(3): p. 147-150 (2011).
- [3]. Lopez-Sanchez, O., et al., "Ultrasensitive photodetectors based on monolayer MoS₂". Nature Nanotechnology. 8(7): p. 497-501 (2013).
- [4]. Mak, K.F., et al., "Atomically Thin MoS₂: A New Direct-Gap Semiconductor". Physical Review Letters. 105(13): p. 136805 (2010).
- [5]. Huo, N., Y. Yang, and J. Li, "Optoelectronics based on 2D TMDs and heterostructures". Journal of Semiconductors. 38(3): p. 031002 (2017).
- [6]. Huang, X., Z. Zeng, and H. Zhang, "Metal dichalcogenide nanosheets: preparation, properties and applications". Chemical Society Reviews. 42(5): p. 1934-1946 (2013).
- [7]. Liu, T., et al., "Drug Delivery with PEGylated MoS₂ Nanosheets for Combined Photothermal and Chemotherapy of Cancer". Advanced Materials (Deerfield Beach, Fla.), 26(21): p. 3433-3440 (2014).
- [8]. Yin, W., et al., "High-Throughput Synthesis of Single-Layer MoS₂ Nanosheets as a Near-Infrared Photothermal-Triggered Drug Delivery for Effective Cancer Therapy". ACS Nano. 8(7): p. 6922-6933 (2014).
- [9]. Cooper, R.C., et al., "Nonlinear elastic behavior of two-dimensional molybdenum disulfide". Physical Review B. 87(3): p. 035423 (2013).
- [10]. Bertolazzi, S., J. Brivio, and A. Kis, "Stretching and Breaking of Ultrathin MoS₂". ACS Nano. 5(12): p. 9703-9709 (2011).
- [11]. Jiang, J.-W. and Y.-P.J.a.p.a. Zhou, "Parameterization of Stillinger-Weber potential for two-dimensional atomic crystals" (2017).
- [12]. Çakır, D., F.M. Peeters, and C.J.A.P.L. Sevik, "Mechanical and thermal properties of h-MX₂ (M= Cr, Mo, W; X= O, S, Se, Te) monolayers: A comparative study". 104(20): p. 203110 (2014).
- [13]. Alyörük, M.M., et al., "Promising piezoelectric performance of single layer transition-metal dichalcogenides and dioxides". 119(40): p. 23231-23237 (2015).
- [14]. Nguyen, D.-T., "Elastic Mechanical Properties of Transition Metal Dichalcogenides Monolayer Using Atomic Finite Element Method". In The AUN/SEED-Net Joint Regional Conference in Transportation, Energy, and Mechanical Manufacturing Engineering. 2022. Singapore: Springer Nature Singapore.
- [15]. Le, M.-Q. and D.-T. Nguyen, "Atomistic simulations of pristine and defective hexagonal BN and SiC sheets under uniaxial tension". Materials Science and Engineering: A. 615: p. 481-488 (2014).
- [16]. Nguyen, D.-T., et al., "Effects of various defects on the mechanical properties of black phosphorene". Superlattices and Microstructures. 112: p. 186-199 (2017).
- [17]. Ruzsinszky, L.Y.a.Q.Y.a.A., "Negative Poisson's ratio in 1T-type crystalline two-dimensional transition metal dichalcogenides". Nature Communications. 8 (2017).

DESIGN SELECTION FOR A MICRO AIR VEHICLE

CHỌN LỰA THIẾT KẾ CHO MỘT PHƯƠNG TIỆN BAY THEO TIÊU CHUẨN KÍCH CỠ MICRO

Le-Anh Doan

(Tên tiếng Việt: Đoàn Lê Anh)

Faculty of Mechanical Engineering, University of Science and Technology, The University of Danang

Email: anhdl@dut.udn.vn

ABSTRACT

This study reviews past and current research on unmanned aerial vehicles (UAVs) to determine the optimal design for a miniature air vehicle (MAV) intended for operation in confined spaces. By comparing various design concepts, we identify the flapping-wing configuration as the most suitable for our application. We then explore the fundamentals of flapping flight, including wing kinematics and unsteady aerodynamic mechanisms. Our proposed wing kinematics, inspired by hummingbirds, incorporate lift-enhancing aerodynamic effects such as the Wagner effect and the added mass effect. Lastly, an analysis of existing flapping MAVs and NAVs, based on their actuators and structural designs, guides our selection of the most appropriate MAV configuration.

Keywords: UAV; MAV; Flapping wing; Insect-wing kinematic.

TÓM TẮT

Bài báo tổng hợp những nghiên cứu trong lĩnh vực máy bay không người lái (UAV) với mục đích lựa chọn ra một thiết kế phù hợp cho một phương tiện bay theo tiêu chuẩn kích cỡ micro (MAV) hoạt động trong môi trường bị hạn chế. Nghiên cứu này đã chỉ ra rằng loại cánh đập là phù hợp nhất với ứng dụng mong muốn. Đi sâu và chi tiết, bài báo cũng đã trình bày các nguyên tắc cơ bản của loại hình bay cánh đập, bao gồm động học cánh, cơ chế khí động học. Nhóm tác giả đã quyết định bắt chước động học cánh của chim ruồi và tìm thấy một số cơ chế nâng cao khí động học như hiệu ứng Wagner và hiệu ứng khối lượng được thêm vào. Cuối cùng, việc xem xét các MAV hiện có theo cơ cấu chấp hành và cấu trúc của chúng đã giúp lựa chọn các thành phần cấu thành nên của MAV của nhóm tác giả.

Từ khóa: UAV; MAV; Cánh đập; Quỹ đạo cánh côn trùng.

1. INTRODUCTION

An unmanned aerial vehicle (UAV), commonly known as a drone, is an aircraft that operates without a human pilot on board. Compared to manned aircraft, UAVs were initially deployed for missions considered too “dull, dirty, or dangerous” [1] for humans. Micro Air Vehicles (MAVs), introduced by the Defense Advanced Research Projects Agency (DARPA) in the 1990s, are a class of miniature UAVs with a maximum dimension of 15 cm and a weight of up to 100 grams. Once limited to hobbyists and children's toys, MAVs quickly attracted interest from both military and civilian sectors due to their portability, discreteness, and reduced risk in case of a crash. As a result, various MAV designs – including fixed-wing, rotary-wing, and flapping-wing models – have been developed and deployed across multiple fields.

However, research on MAVs faces several challenges due to their size constraints. The most significant difficulty arises from low Reynolds numbers (Re), which lead to unsteady aerodynamic effects that impact flight stability [2]. Additionally, their small size demands higher energy density. Despite significant progress [3], [4], there is still ample room for improvement, particularly in payload capacity, maneuverability, and, most critically, flight endurance.

In this study, we will review past and current research on UAVs to determine the optimal design for our bird-sized MAV, capable of operating in enclosed and confined environments.

2. PROPOSAL FOR SELECTING THE WING TYPE

Existing MAVs can be classified into three main categories based on their lift generation mechanism: fixed-wing, rotary-wing, and flapping-wing. Each of these categories is described in the following sections.

2.1. Fixed wing

Fixed-wing UAVs operate similarly to traditional airplanes. They are introduced first due to their consistent thrust-to-lift ratio, relatively simple flight control, and well-established mathematical models. Fixed-wing MAVs are particularly suitable for outdoor applications where maximizing flight duration is essential. Forward thrust is typically generated by one or more propellers, and onboard microcontrollers are often required to enhance stability.

According to DARPA, fixed-wing MAVs offer the best performance in terms of size and weight [5]. However, they rely on continuous forward motion to generate lift, preventing them from hovering or maneuvering in confined spaces. As a result, they do not align with the objectives outlined in the General Introduction. The wing type discussed in the next section may provide a more maneuverable alternative for MAV design.

2.2. Rotating wing

The ability to take off vertically, hover, and move slowly in any direction makes rotary-wing vehicles highly attractive, particularly for use in confined urban environments or indoors. Their applications are diverse, including 

indoor navigation, civil reconnaissance, public security, mapping, surveying and monitoring, digital elevation modeling, general photography, and more.

However, an analysis of the figure of merit (FM) in [6] revealed poor performance for MAV-scale rotors, resulting in limited hovering endurance. Additionally, only a few rotary-wing systems integrate additional sensors. The FM decreases from 0.8 for conventional manned rotorcraft to between 0.45 and 0.55 for existing MAVs. This poor aerodynamic performance is due to a low operating Reynolds number and increased relative viscous effects.

In general, both fixed-wing and rotary-wing designs have been extensively studied over the years. However, they all face challenges related to vehicle miniaturization and reduced Reynolds numbers. These limitations have driven researchers to explore flapping-wing mechanisms.

2.3. Flapping wing

The flapping-wing concept draws inspiration from birds and insects, which generate both lift and thrust by flapping their wings. MAVs fall within the size range of the smallest birds and the largest insects. At this scale, these vehicles experience significant viscous effects due to a lower Reynolds number. As shown in Figure 1, smaller flying animals or vehicles correspond to lower Reynolds numbers. Additionally, the constant acceleration and deceleration of the wings during stroke reversal create highly unsteady aerodynamic conditions. However, nature has already mastered this flight mechanism, prompting researchers to replicate the flapping-wing technique of birds and insects in laboratory experiments.

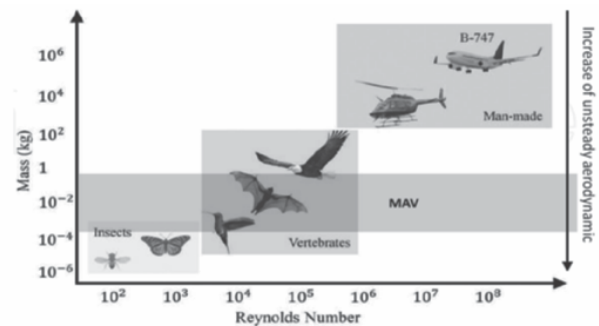


Figure 1. Reynolds number range for flying bio-systems and flying vehicles adapted from [7].

It is important to differentiate between bird-like and insect-like flight techniques, as they operate on fundamentally different principles. Birds primarily move their wings up and down while making slight adjustments to the angle of attack during flight. This motion simultaneously generates both lift and thrust, though the thrust is relatively weak, requiring forward motion to sustain flight. As a result, most birds cannot hover, except for hummingbirds, which employ an insect-like wing movement. In contrast, insects flap their wings along a nearly horizontal plane [8], with significant and rapid variations in the angle of attack. These large changes allow insect-inspired flying mechanisms to achieve a higher lift-to-weight ratio than bird-like methods, enabling them to hover, take off, and land vertically. Additionally, insects demonstrate remarkable flight capabilities, including hovering, flying backward, and recovering from impacts—all while maintaining efficient energy consumption. Despite these advantages, current flapping-wing micro air vehicle (MAV) designs still underperform compared to fixed-wing and rotary-wing MAVs. However, ongoing research continues to explore ways to improve their flight efficiency.

To summarize, various MAVs (as of 2014) are analyzed in relation to weight and flight duration, as illustrated in Figure 2. Different

colors—violet, blue, and red—represent fixed-wing, rotary-wing, and flapping-wing vehicles, respectively. Fixed-wing MAVs, such as the Micro Star and Black Widow [9], demonstrate longer endurance compared to other designs but lack hovering ability and tend to have a higher mass, making them less suitable for certain applications. Rotary-wing MAVs, including the Crazyflie [10] and Ladybird, excel in hovering, vertical takeoff, and landing, making them highly maneuverable and suitable for indoor use. However, their flight duration is generally short and decreases significantly as their size is reduced, as seen with the Picoflyer. At smaller scales, flapping-wing designs tend to perform better than both fixed-wing and rotary-wing MAVs. For instance, the Delfly II [11], which has a similar weight to the Crazyflie, can fly eight minutes longer, and when compared to the Ladybird, which is twice its weight, it lasts nine minutes more. Nonetheless, not all small flapping-wing MAVs surpass rotary-wing designs; exceptions like the Black Hornet [12] perform as efficiently in hovering as the AV Hummingbird [13].

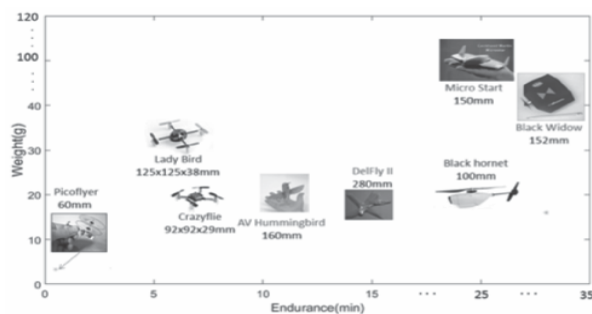


Figure 2. Relationship between weight and flying time of existing MAVs (2014 data). Names of fixed, rotary, and flapping-wing vehicles are in violet, blue, and red, respectively. Only crucial dimensions corresponding to each wing category are displayed to indicate the vehicle size. For instance, wingspan depicts the size of flapping and fixed-wing MAVs, while the 3D dimensions of quadrotor and rotor diameter are used for other rotary-wing vehicles.

To develop a MAV capable of operating in enclosed and confined spaces, the fixed-wing design discussed in Section 2.1 is not a viable option due to its inability to hover. The rotary-wing type, described in Section 2.2, offers excellent maneuverability; however, its flight endurance significantly decreases as the vehicle size is reduced. In contrast, the final category, which utilizes insect-like wing kinematics, appears to be the most suitable, as it combines both versatility and durability. Consequently, this last category is the best fit for achieving the intended objective.

3. WING KINEMATIC SELECTION AND AERODYNAMIC

The remarkable flight abilities of insects and birds are largely attributed to their wing kinematics and the aerodynamic forces they generate. In nature, these two groups exhibit distinct flight mechanisms based on their wing-flapping strategies. While most birds flap their wings in a predominantly vertical motion with minor adjustments to wing pitch, insects utilize a nearly horizontal flapping plane with significant variations in pitch angle [14].

Compared to birds, insect wing kinematics are more intricate. Although there are multiple variations, the fundamental movements can be categorized into four main motions: downstroke, supination, upstroke, and pronation, as illustrated in Figure 3. The downstroke and upstroke involve translational movement along the stroke plane, whereas supination and pronation consist of rotational movement around the wing's pitch axis. At the end of each stroke, the wing reverses direction and adjusts its pitch angle for the next cycle. Even during the translational phase, the angle of attack continuously varies, typically averaging

around 35° at a 70%-span position [15]. Throughout the flapping cycle, the wing tip traces a banana-shaped or figure-eight pattern in the stroke plane. By altering the stroke plane's slope and adjusting the symmetry between half-strokes, insects can achieve forward and backward flight as well as hovering.

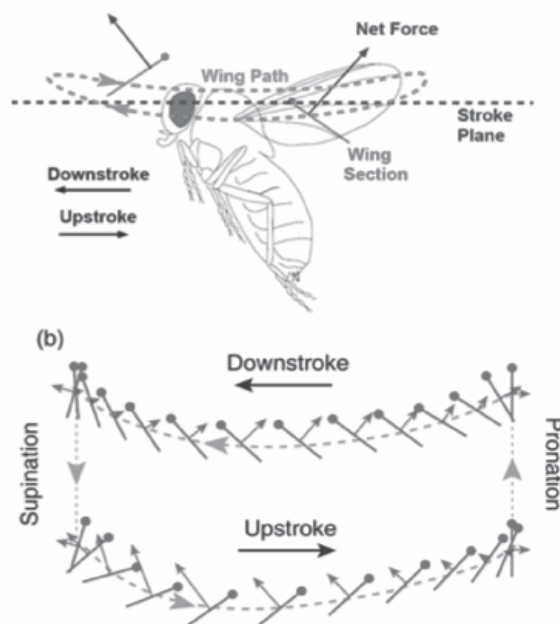


Figure 3. Basic flapping wing kinematics: a) Wing path described by the trajectory of a particular wing chord; b) Snapshots of this wing chord during upstroke and downstroke demonstrating its translational motion and stroke reversal including supination and pronation [16], [17].

In summary, insect-inspired bioflight provides a highly maneuverable and hover-capable solution for MAV designs.

Alongside insect-inspired wing kinematics, a wide range of aerodynamic mechanisms have the potential to enhance MAV performance. However, these unconventional effects are challenging to model and replicate due to the complexity of their interactions, and many aspects remain unexplored. Despite this,

their benefits are undeniable. For example, selecting an appropriate flexible component for a passive flapping wing can enhance lift through improved wing rotation, a phenomenon known as the Kramer effect [18]. Another notable mechanism is the clap-and-fling effect, utilized in designs such as the Delfly [11] and the Mentor [19], which helps generate additional lift. Further details on these mechanisms can be found in [2].

4. WING ACTUATION MECHANISM SELECTION

Birds and insects rely on powerful muscles to actuate their wings, but the structural configurations differ significantly based on their size. Since birds are relatively large, they have the capacity to integrate muscles, feathers, and multiple joints into their wings. Bird wings consist of three main joints—shoulder, elbow, and wrist—where the breast muscles power wing beats, while smaller muscles refine wing shape during flight. This enables birds to adjust both wing span and shape, allowing them to adapt to different flight modes [20].

In contrast, insect wings are simpler in structure, primarily consisting of a membrane and veins, with minimal shape variation during each stroke. However, their flight mechanism is unique due to the way their muscles are attached to the wings. Insects generate flapping motion through two primary methods [21]. The first involves direct flight muscles, commonly found in four-winged insects like dragonflies and damselflies. This system allows agile movement but limits flapping frequency. The second method uses indirect flight muscles [22], seen in advanced insects such as bees and flies. Here, the muscles interact with the thorax, functioning as a resonant structure, allowing

insects to flap their wings at much higher frequencies with synchronized motion.

5. REVIEW OF COMPONENT SELECTION FOR FLAPPING MAVS

5.1. Flapping-Wing Actuators

To replace the powerful flight muscles found in nature, one of the most common solutions for MAVs is the use of DC motor-driven actuators [11], [23], [24], [25]. These motors are widely used due to their ability to generate large output angles with a low operating voltage. Additionally, they are durable, easy to control, and already widely applied in macro-scale robotics, making them a practical choice for MAV propulsion.

5.2. Tail, Sail, and Tailless Designs

Flapping-wing MAVs can achieve passive stability without requiring an onboard autopilot or inertial measurement unit by incorporating a tail or sail, which act as dampers for rotational movements [11]. Similar to fixed-wing aircraft, a tail can be used to control flight direction.

A tailless configuration more closely resembles the flight of insects but results in passive instability. Consequently, maintaining stable flight requires a sophisticated control system involving an inertial measurement unit, a control mechanism, and precise wing movement regulation. The Nano Hummingbird [26] was the first tailless MAV to achieve controlled flight, while the Harvard RoboBee [27] remains the smallest and lightest nano air vehicle (NAV) capable of hovering with external control. The BionicOpter, modeled after a dragonfly, was developed by Festo [28] as a technology demonstrator.

5.3. Number of Wings

Traditional MAV designs often mimic bird wings, as seen in the Robo Raven and RoboBee [29], [30], [31], with two wings that may operate dependently or independently. Other designs, inspired by dragonflies, feature two pairs of wings flapping in parallel stroke planes, as demonstrated by the BionicOpter [28]. Some MAV configurations, like the Delfly, do not directly replicate natural flyers but instead use two pairs of wings flapping in the same stroke plane. This arrangement enhances lift by taking advantage of the clap-and-fling effect.

5.4. Wing Rotation Principles

The ability to adjust the angle of attack plays a crucial role in lift generation. Birds and insects actively manipulate wing rotation through their natural wing structures. Researchers have successfully replicated this process in mechanical MAV designs by controlling both the angle of attack and wing membrane twisting [25], [26]. However, these mechanisms are complex, require precise engineering, and significantly increase the overall weight of the vehicle.

To address these challenges, passive wing pitch mechanisms have been introduced. Observations of hovering insects such as dragonflies, fruit flies, and hawkmoths reveal that aerodynamics and wing inertia alone can induce wing rotation without muscular input [32]. This passive approach has been successfully implemented in various flapping-wing MAVs [24], [33], [34], [35], [36], [37], [38]. In many cases, a flexible component is integrated into the wing structure to facilitate passive rotation. Some designs use flexibility 

in the leading edge to generate twisting motion [34], while others incorporate stoppers to limit wing rotation at a specific angle [37], [36]. However, stoppers can lead to vibrational instabilities and potential wing damage. While active wing pitch control provides greater precision, it also adds weight and complexity, making it more suitable for MAVs with higher payload capacity. In contrast, lightweight passive wing pitch mechanisms are more commonly found in both MAVs and NAVs.

In general, DC motors remain the preferred choice for MAV actuation. The decision to use a tail, sail, or tailless configuration depends on the specific design goals. A sail simplifies control but reduces versatility and deviates from natural flight dynamics. A tail enhances maneuverability but adds complexity to linkage mechanisms and increases overall weight. Tailless designs, particularly those with two or four wings, closely resemble biological flyers but require advanced electronic control systems to maintain stability. Ultimately, for the MAV under consideration, a passive wing pitch mechanism provides the most effective balance between weight, complexity, and flight performance.

6. SUMMARY AND DESIGN MOTIVATION

After evaluating different types of MAVs based on wing configurations in Section 2, flapping-wing designs emerged as the most promising, particularly for small-scale vehicles. Sections 3 and 4 explored insect-inspired wing kinematics and actuation mechanisms, emphasizing the aerodynamic challenges faced when designing small flying vehicles. These challenges, however, open opportunities for performance improvements, such as utilizing the clap-and-fling effect or delaying stall.

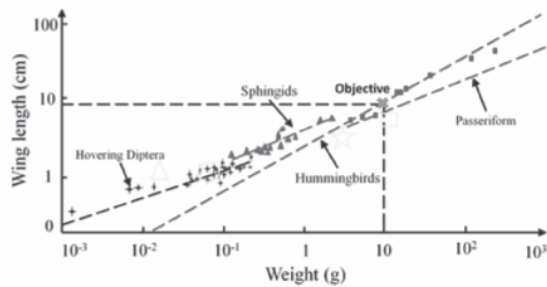
Section 5 provided a comprehensive review of existing MAVs, categorized by their actuators and geometric structures, offering valuable insights from previous research. Building upon this knowledge, the final MAV design is now determined.

An insect-like MAV is undoubtedly the most suitable choice, closely resembling the hummingbird in terms of size and weight. The hummingbird stands out as the only bird capable of hovering with wing kinematics similar to insects, making it an ideal biological model for this design.

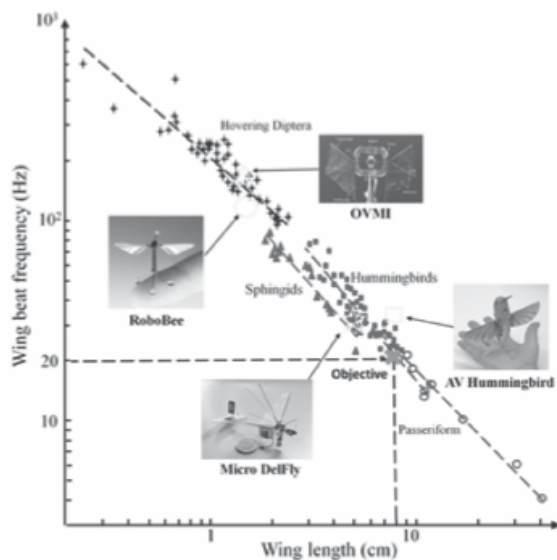
With the goal of developing a hummingbird-inspired flapping MAV, two key specifications must be defined: wingspan and total mass. Figure 4a illustrates a linear relationship between the weight and wing length of natural flyers, indicating that heavier flyers possess longer wings. Based on this correlation, the appropriate wing length for the MAV can be selected according to its total weight. Considering the available materials, the estimated total mass of the vehicle, including the electrical circuit and battery, is approximately 10 grams. Using the hummingbird as a reference (red dashed line in Figure 4a), this weight corresponds to a wing length of approximately 8 cm.

Additionally, Figure 4b plots wing length against flapping frequency in natural flyers, helping to estimate the MAV's required flapping frequency. The data suggests that insects flap their wings at higher frequencies than birds, with frequency increasing as wing length decreases. Several successful flapping-wing MAVs are included in this comparison to validate the bio-inspired approach. Designs such as RoboBee and OVMI align with insect-

like flight characteristics, while DelFly Micro and Nano Hummingbird fall within the bird-like category, specifically matching hummingbirds. Given a wing length of 8 cm, the 10-gram MAV fits within the hummingbird's range, suggesting an optimal flapping frequency close to 20 Hz.



a)



b)

Figure 4. Relationship between a) wing length and total mass, b) wing length and flapping frequency, adapted from [39]

With a defined flapping frequency and target mass, selecting a suitable actuator becomes possible. As discussed in Section 5.1, a motor is a practical option for flapping MAVs, offering a wide range of input

power options. Furthermore, using a motor simplifies construction, reduces manufacturing complexity, and minimizes assembly challenges, making it a highly efficient choice for this design.

7. CONCLUSION

In conclusion, after reviewing various UAV designs and relevant theories, the decision was made to develop a flapping-wing MAV modeled after the hummingbird. This design features a 10-gram mass, an approximate wing length of 8 cm, a flapping frequency near 20 Hz, and is powered by electric DC motors. ❖

References:

- [1]. "Unmanned aerial vehicles". Accessed: Jun. 18, 2017. [Online]. Available: <https://web.archive.org/web/20090724015052/http://www.airpower.maxwell.af.mil/airchronicles/apj/apj91/spr91/4spr91.htm>
- [2]. S. P. Sane, "The aerodynamics of insect flight". *J. Exp. Biol.*, vol. 206, no. 23, pp. 4191-4208, Dec. 2003, doi: 10.1242/jeb.00663.
- [3]. J. W. Gerdes and S. K. Gupta, "A review of bird-inspired flapping wing miniature air vehicle designs", p. 16.
- [4]. L. Petricca, P. Ohlckers, and C. Grinde, "Micro- and Nano-Air Vehicles: State of the Art". *Int. J. Aerosp. Eng.*, vol. 2011, pp. 1-17, 2011, doi: 10.1155/2011/214549.
- [5]. B. Singh, "Dynamics and Aeroelasticity of Hover-Capable Flapping Wings: Experiments and Analysis. PhD thesis", 2006.
- [6]. F. Bohorquez and D. Pines, "Hover performance of rotor blades at low reynolds numbers for rotary wing micro air vehicles". *AIAA Pap.*, vol. 6567, no. 2, 2003, Accessed: Jul. 13, 2017. [Online]. Available: <https://arc.aiaa.org/doi/pdf/10.2514/6.2003-6655>
- [7]. H. Dong, A. T. Bode-Oke, and C. Li, "Learning from Nature: Unsteady Flow Physics in Bioinspired Flapping Flight".

- In Flight Physics - Models, Techniques and Technologies, K. Volkov, Ed., InTech, 2018. doi: 10.5772/intechopen.73091.
- [8]. C. Galiński and R. Żbikowski, “Some problems of micro air vehicles development”. Bull. Pol. Acad. Sci. Tech. Sci., vol. 55, no. 1, 2007, Accessed: Jul. 15, 2017. [Online]. Available: [http://www.ippt.gov.pl/~bulletin/\(55-1\)91.pdf](http://www.ippt.gov.pl/~bulletin/(55-1)91.pdf)
- [9]. J. Grasmeyer and M. Keennon, “Development of the Black Widow Micro Air Vehicle”. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Jan. 2001. doi: 10.2514/6.2001-127.
- [10]. “Crazyfly 2.0”. Accessed: Jul. 12, 2017. [Online]. Available: <https://www.seedstudio.com/Crazyfly-2.0-p-2103.html>
- [11]. G. C. H. E. de Croon, M. Perçin, B. D. W. Remes, R. Ruijsink, and C. De Wagter, “The DelFly”. Dordrecht: Springer Netherlands, 2016. doi: 10.1007/978-94-017-9208-0.
- [12]. “Black Hornet Nano”. Wikipedia. Aug. 23, 2018. Accessed: Sep. 18, 2018. [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Black_Hornet_Nano&oldid=856221024
- [13]. J. W. Kruyt, E. M. Quicazan-Rubio, G. F. van Heijst, D. L. Altshuler, and D. Lentink, “Hummingbird wing efficacy depends on aspect ratio and compares with helicopter rotors”. J. R. Soc. Interface, vol. 11, no. 99, pp. 20140585-20140585, Jul. 2014, doi: 10.1098/rsif.2014.0585.
- [14]. B. Singh, M. Ramasamy, I. Chopra, and J. G. Leishman, “Experimental studies on insect-based flapping wings for micro hovering air vehicles”. AIAA Pap., vol. 2293, p. 2005, 2005.
- [15]. S. A. Ansari, R. Żbikowski, and K. Knowles, “Aerodynamic modelling of insect-like flapping flight for micro air vehicles”. Prog. Aerosp. Sci., vol. 42, no. 2, pp. 129-172, Feb. 2006, doi: 10.1016/j.paerosci.2006.07.001.
- [16]. P. Seshadri, M. Benedict, and I. Chopra, “A novel mechanism for emulating insect wing kinematics”. Bioinspir. Biomim., vol. 7, no. 3, p. 036017, Sep. 2012, doi: 10.1088/1748-3182/7/3/036017.
- [17]. D. Faux, O. Thomas, E. Cattani, S. Grondel, and L. A. Doan, “Two modes resonant combined motion for insect wings kinematics reproduction and lift generation”. EPL Europhys. Lett., vol. 121, no. 6, p. 66001, Mar. 2018, doi: 10.1209/0295-5075/121/66001.
- [18]. V. Arabagi and M. Sitti, “Simulation and analysis of a passive pitch reversal flapping wing mechanism for an aerial robotic platform”. In Intelligent Robots and Systems, 2008. IROS 2008. IEEE/RSJ International Conference on, IEEE, 2008, pp. 1260-1265. Accessed: Feb. 12, 2016. [Online]. Available: http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4651003
- [19]. P. Zdunich et al., “Development and Testing of the Mentor Flapping-Wing Micro Air Vehicle”. J. Aircr., vol. 44, no. 5, pp. 1701-1711, Sep. 2007, doi: 10.2514/1.28463.
- [20]. “Inside a wing”. DK Find Out! Accessed: Nov. 01, 2018. [Online]. Available: <https://www.dkfindout.com/us/animals-and-nature/birds/inside-wing/>
- [21]. C. T. Bolsman, B. Palsson, H. Goosen, R. Schmidt, and F. van Keulen, “The use of resonant structures for miniaturizing FMAVs”. in 3rd US-European Competition and Workshop on Micro Air Vehicle & European Micro Air Vehicle Conference and Flight Competition, Toulouse, France, 2007. Accessed: Jul. 20, 2017. [Online]. Available: <http://aeromav.free.fr/MAV07/session/plenary/SESSION%203/MAV07-PLN%203-2%20Bolsman/Bolsman.pdf>
- [22]. S. M. Walker et al., “In Vivo Time-Resolved Microtomography Reveals the Mechanics of the Blowfly Flight Motor”. PLoS Biol., vol. 12, no. 3, p. e1001823, Mar. 2014, doi: 10.1371/journal.pbio.1001823.
- [23]. L. Ristroph and S. Childress, “Stable hovering of a jellyfish-like flying machine,” J. R. Soc. Interface, vol. 11, no. 92, pp. 20130992-20130992, Jan. 2014, doi: 10.1098/rsif.2013.0992.
- [24]. L. Hines, D. Campolo, and M. Sitti, “Liftoff

- of a motor-driven, flapping-wing microaerial vehicle capable of resonance". Robot. IEEE Trans. On, vol. 30, no. 1, pp. 220-232, 2014.
- [25]. M. Karasek and A. Preumont, "Robotic hummingbird: Design of a control mechanism for a hovering flapping wing micro air vehicle". PhD Thesis Univ., 2014, Accessed: Jul. 20, 2017. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Matej_Karasek/publication/271077692_Robotic_hummingbird_Design_of_a_control_mechanism_for_a_hovering_flapping_wing_micro_air_vehicle/links/54bd8e660cf218da9391b3c5/Robotic-hummingbird-Design-of-a-control-mechanism-for-a-hovering-flapping-wing-micro-air-vehicle.pdf
- [26]. M. Keennon, K. Klingebiel, and H. Won, "Development of the Nano Hummingbird: A Tailless Flapping Wing Micro Air Vehicle". American Institute of Aeronautics and Astronautics, Jan. 2012. doi: 10.2514/6.2012-588.
- [27]. K. Y. Ma, P. Chirarattananon, S. B. Fuller, and R. J. Wood, "Controlled Flight of a Biologically Inspired, Insect-Scale Robot". Science, vol. 340, no. 6132, pp. 603-607, May 2013, doi: 10.1126/science.1231806.
- [28]. "BionicOpter | Festo Corporate". Accessed: Jul. 20, 2017. [Online]. Available: <https://www.festo.com/group/en/cms/10224.htm>
- [29]. Z. E. Teoh, S. B. Fuller, P. Chirarattananon, N. O. Prez-Arancibia, J. D. Greenberg, and R. J. Wood, "A hovering flapping-wing microrobot with altitude control and passive upright stability". In 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vilamoura-Algarve, Portugal: IEEE, Oct. 2012, pp. 3209-3216. doi: 10.1109/IROS.2012.6386151.
- [30]. Z. E. Teoh and R. J. Wood, "A bioinspired approach to torque control in an insect-sized flapping-wing robot". In 5th IEEE RAS/EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics, Sao Paulo, Brazil: IEEE, Aug. 2014, pp. 911-917. doi: 10.1109/BIOROB.2014.6913897.
- [31]. "New RoboBee flies, dives, swims, and explodes out the of water". Wyss Institute. Accessed: Sep. 24, 2018. [Online]. Available: <https://wyss.harvard.edu/new-robobee-flies-dives-swims-and-explodes-out-the-of-water/>
- [32]. A. J. Bergou, S. Xu, and Z. J. Wang, "Passive wing pitch reversal in insect flight". J. Fluid Mech., vol. 591, Nov. 2007, doi: 10.1017/S0022112007008440.
- [33]. R. J. Wood, "The First Takeoff of a Biologically Inspired At-Scale Robotic Insect". IEEE Trans. Robot., vol. 24, no. 2, pp. 341-347, Apr. 2008, doi: 10.1109/TRO.2008.916997.
- [34]. C. Richter and H. Lipson, "Untethered hovering flapping flight of a 3D-printed mechanical insect". Artif. Life, vol. 17, no. 2, pp. 73-86, 2011.
- [35]. H. V. Phan et al., "Stable Vertical Takeoff of an Insect-Mimicking Flapping-Wing System Without Guide Implementing Inherent Pitching Stability". J. Bionic Eng., vol. 9, no. 4, pp. 391-401, Dec. 2012, doi: 10.1016/S1672-6529(11)60134-0.
- [36]. F. Leys, D. Reynaerts, and D. Vandepitte, "Outperforming hummingbirds' load-lifting capability with a lightweight hummingbird-like flapping-wing mechanism". Biol. Open, vol. 5, no. 8, pp. 1052-1060, Aug. 2016, doi: 10.1242/bio.014357.
- [37]. J. Zhang, B. Cheng, J. A. Roll, X. Deng, and B. Yao, "Direct drive of flapping wings under resonance with instantaneous wing trajectory control". In Robotics and Automation (ICRA), 2013 IEEE International Conference on, IEEE, 2013, pp. 4029-4034.
- [38]. D. Coleman and M. Benedict, "On the Development of a Robotic Hummingbird". American Institute of Aeronautics and Astronautics, Jan. 2016. doi: 10.2514/6.2016-0144.
- [39]. C. H. Greenewalt, "The Flight of Birds: The significant dimensions, their departure from the requirements for dimensional similarity, and the effect on flight aerodynamics of that departure". Trans. Am. Philos. Soc., vol. 65, no. 4, p. 1, 1975, doi: 10.2307/1006161.

RESEARCH ON THE EFFECT OF HEADREST SUPPORT ON RIDING COMFORT

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA TỰA ĐẦU ĐẾN SỰ THOẢI MÁI KHI LÁI XE

Truong-Giang Nguyen

Faculty of Mechanical – Automobile and Civil Engineering, Electric Power University

Email: giangnt1@epu.edu.vn

ABSTRACT

Riding comfort has become an essential consideration in modern vehicle design. It directly influences user satisfaction, health, and safety during transportation. This research investigates the impact of headrest support on both passenger and driver comfort under various riding conditions. Simulation results show that, although the presence of headrest support may lead to a slightly less stable posture, it significantly reduces the amplitude of head displacement, which in turn helps to decrease neck tension and fatigue.

Keywords: Headrest support; Riding comfort; Simulation.

TÓM TẮT

Sự thoải mái khi lái xe đã trở thành một yếu tố quan trọng trong việc thiết kế xe hiện đại. Mức độ thoải mái ảnh hưởng trực tiếp đến sự hài lòng, sức khỏe và sự an toàn của người dùng trong quá trình vận chuyển. Nghiên cứu này phân tích tác động của tựa đầu đối với sự thoải mái của cả hành khách và người lái xe trong nhiều điều kiện lái xe khác nhau. Kết quả mô phỏng cho thấy, khi có tựa đầu tư thế ngồi kém ổn định hơn một chút, nhưng nó làm giảm đáng kể biên độ dịch chuyển đầu, từ đó giúp giảm căng thẳng và mệt mỏi ở cổ.

Từ khóa: Tựa đầu; Sự thoải mái khi lái xe; Mô phỏng.

1. INTRODUCTION

In the vehicle manufacturing, riding comfort is the most important factors to be considered in the design stage. As vehicles become more advanced, users expect not only performance and safety but also a high degree of comfort. Among the various components that contribute to this, the seating system, including the headrest support, plays a crucial

role in ensuring both physical well-being and driving satisfaction.

Riding comfort significantly affects user satisfaction, long-term health, and overall driving experience. One of the most sensitive areas affected during driving is the neck and upper spine region, especially under conditions of prolonged travel, sudden acceleration or deceleration, and exposure to road vibrations.

Over the past two decades, neck injuries have become a major concern in traffic safety. Despite this, relatively little effort has been devoted to the optimization of car seat and headrest design in comparison to other vehicle safety features such as airbags or seatbelts.

Several research studies have shown that a well-designed headrest encourages a relaxed, neutral posture by supporting the cervical spine, thereby reducing muscle tension and fatigue. This support helps alleviate discomfort and prevents neck pain, making both short commutes and long-distance travel more comfortable for drivers and passengers alike.

While the benefits of headrest support have been recognized qualitatively, quantitative analysis of its impact on human biomechanics during real or simulated driving conditions remains limited. This research aims to evaluate the effect of headrest support on riding comfort using a computational approach.

For the purpose of this study, an integrated human-vehicle model with seventeen degrees of freedom (DOFs) was developed to simulate and analyze the dynamic interaction between the seated human body and the vehicle environment.

2. MODELING CONSTRUCTION

2.1. Seated human model with headrest support

In order to study on the effects of seated human subjects, the nine-DOF biomechanical model [1] is modified by adding a headrest part as shown in Figure 1(a). Practically, the mechanical properties of human's head are usually larger than the mechanical properties of human's back. However, how much different between them need to do experiment and study deeply in biomechanical of human subjects. For reference, mechanical properties of headrest support and human's head are assumed similar to mechanical properties of the backrest support and human's back, respectively. Geometrical parameters of seated human model with headrest support are listed in Table 1. A free body diagram is shown in Figure 1(b). The system EOMs are modified as follows:

$$\begin{pmatrix} m_1 \ddot{x}_1 \\ m_1 \ddot{z}_1 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{x12} + f_{x1q1} + f_{x1q2} \\ f_{z12} + f_{z1q1} + f_{z1q2} \\ T_1 \end{pmatrix};$$

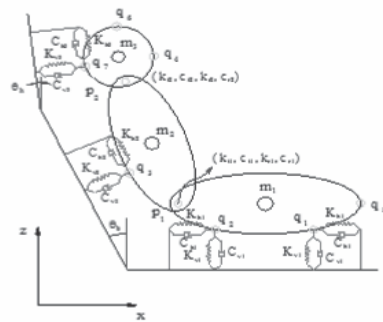
$$\begin{pmatrix} m_2 \ddot{x}_2 \\ m_2 \ddot{z}_2 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -f_{x12} + f_{x23} + f_{x2q3} \\ -f_{z12} + f_{z23} + f_{z2q3} \\ T_2 \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} m_3 \ddot{x}_3 \\ m_3 \ddot{z}_3 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -f_{x23} + f_{x3q7} \\ -f_{z23} + f_{z3q7} \\ T_3 \end{pmatrix} \quad (1)$$

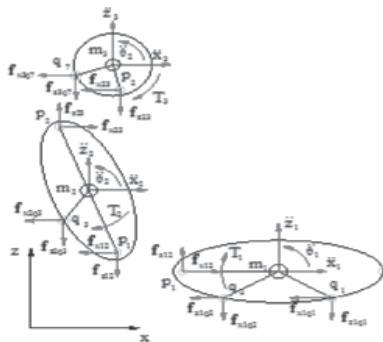
Table 1. Biomechanical parameters of seated human model with headrest support [1]

Biomechanical parameters						Geometrical parameters			
Mass (kg)		Damping (Ns/m)		Stiffness (N/m)		Length (m)		Angle (degree)	
Inertia (kg.m ²)									
m ₁	15.30	c _{v1}	29.4	k _{v1}	72000.0	l _{1p1} = 0.213	l _{2q3} = 0.106	α ₁₁ = -72.5	α ₀₁ = -27.4
m ₂	36.00	c _{h1}	447.0	k _{h1}	46300.0	l _{2p1} = 0.204	l _{3q4} = 0.111	α ₁₂ = -134.7	α ₀₂ = -54.8
m ₃	5.50	c _{v2}	0.4	k _{v2}	2300.0	l _{3p2} = 0.131	l _{0q1} = 0.270	α ₂₃ = -48.7	α ₀₃ = 140.3
I ₁	0.90	c _{h2}	446.0	k _{h2}	20200.0	l _{1q1} = 0.114	l _{0q1} = 0.152	α ₃₄ = 66.8	θ ₀ = 21.0
I ₂	1.10	c _{r1}	380.6	k _{r1}	17200.0	l _{1q2} = 0.167	l _{0q1} = 0.156	α ₃₇ = -66.8	α ₀₇ = 117.1
I ₃	0.03	c _{r2}	182.1	k _{r2}	25000.0	l _{3p7} = 0.111	l _{0q7} = 0.527		
		c _{r1}	2576.5 (Ns/rad)	k _{r1}	0.0 (N/rad)				
		c _{r2}	1.3 (Ns/rad)	k _{r2}	100.0 (N/rad)				





a) Model



b) Free body diagram

Figure 1. Seated human model with headrest support

2.2. Integrated human-vehicle model

In this study, the motions of each part of seated human model are considered in plane motion (translational motions in x and z directions, rotational motion respect to y -axis). So, the pitch motion of the vehicle also is considered as a role of input excitation to seated human model. Accordingly, an integrated human-vehicle system can be achieved by deleting the driver mass from 3-D vehicle model and substituting the seated human model. Assume that, the vehicle body and the vehicle seat are interconnected by a system of parallel linear springs and dampers with corresponding stiffness coefficient k_d and damping coefficient c_d . For this reason, the translational motion in vertical direction and the rotational motion respect to y -axis of the

vehicle seat are considered as the translational motion in vertical direction of vehicle-seat position on vehicle body and rotational motion of vehicle body respect to y -axis.

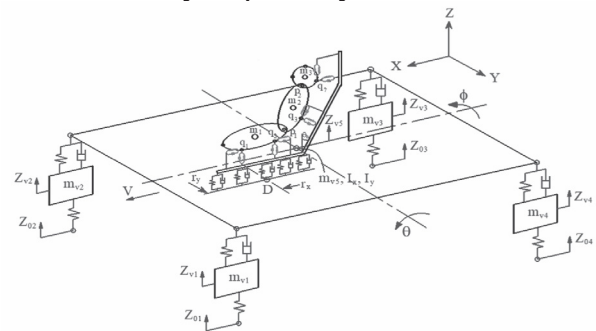


Figure 2. Schematic of integrated human-vehicle model

The integrated human-vehicle model is shown in Figure 2. Based on the system of EOMs of the nine-DOF multi-body model with headrest support and the system of EOMs of the 3-D vehicle model [2], the EOMs of a completely integrated human-vehicle model can be expressed by the following matrix form:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (2)$$

The terms $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ and $\mathbf{K}$ in Equation (2) are the 17×17 mass, damping and stiffness matrices of the integrated human-vehicle model, respectively; and $\ddot{\mathbf{X}}$, $\dot{\mathbf{X}}$, and $\mathbf{X}$ are the acceleration, velocity and displacement vectors of the system; $\mathbf{F}$ is the force input due to road excitation.

2.3. Road Profiles

In this part of the study the different road classes, prescribed by ISO 2631 [3] and defined by the road roughness coefficients G_r , as listed in Table 2, are considered as the inputs for the vehicle wheels. Simulations of the integrated human-vehicle model in different random road profiles are also conducted, followed by an evaluation of the riding quality level for each profile.

Table 2. Road-roughness coefficients G_r ($m^2/\text{cycle}/m$) classified by ISO 2631 (1997) [3]

Road Class	A Very good	B Good	C Average	D Poor	E Very poor	F	G
Gr (10^{-6})	4	16	64	256	1024	4096	16384

The disturbance to the wheels on the front axles can be represented by two white-noise signals ($w_1(t)$ for left side and $w_2(t)$ for right side) passing through the first-order filter $G(s)$:

$$G(s) = \frac{(2\pi G_r V)^{1/2}}{s + \omega_0} \quad (3)$$

Where: G_r is the road-roughness coefficient;
 V is vehicle velocity;

$\omega_0 = 2\pi v_0 V$ (v_0 is a spatial cut-off frequency between 0.001 and 0.02 cycle/m and used to limit the displacement to be finite at vanishingly small spectral frequencies).

Moreover, it is reasonable to consider the excitation at the rear wheels as a pure time delay, t_0 of those at the front wheels, and t_0 the ratio of wheelbase (L) to vehicle velocity ($t_0 = L/V$).

Again, a class C road surface is selected and the velocity is setting at 30m/s.

3. SIMULATION RESULTS

In this part, to evaluate the effect of headrest support, the seat-to-head (STH) transmissibility with headrest support is compared to that without headrest support, as shown in Figure 3. The simulation results indicate a significant difference between the STH transmissibility profiles in the two cases. The resonant frequency with headrest support is observed at 3.0 Hz, which is notably lower than the 4.0 Hz resonant frequency recorded without

headrest support. The head response magnitude at the resonant frequency with headrest support is 3.27, slightly higher than that in the case without headrest support, which is 3.09.

Furthermore, the simulation results show that the head response magnitude is reduced in the frequency range of 4-11 Hz, but increased at higher frequencies beyond this range. Accordingly, the presence of headrest support leads to a reduction in resonant frequency, an increase in head response magnitude at resonance, and demonstrates better vibration isolation performance within the 4-11 Hz range, particularly around 8 Hz.

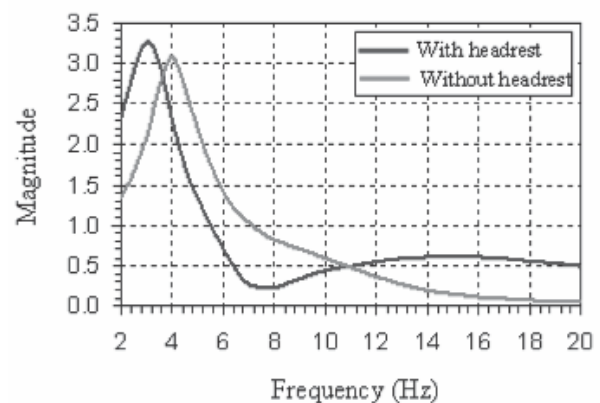
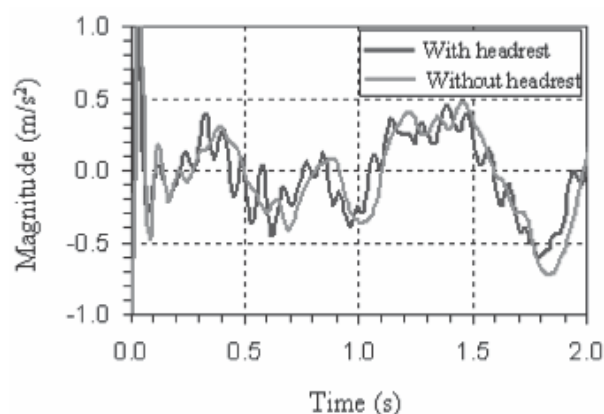


Figure 3. Comparison of seat to head transmissibility of human body with and without headrest support

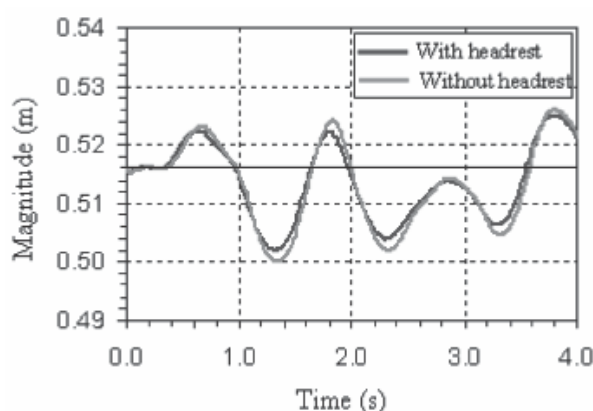
Figure 4 presents a comparison of head acceleration and head displacement of the human body with and without headrest support on a Class C road surface at a vehicle speed of 30 m/s. As shown in Figure 4(a), the head

acceleration with headrest support oscillates at a lower frequency compared to the case without headrest support. This suggests that the presence of headrest support may result in a slightly less stable posture; however, as illustrated in Figure 4(b), the amplitude of head displacement is significantly reduced. This reduction in displacement helps to decrease tension and fatigue in the neck.

Overall, headrest support may play a crucial role in alleviating neck pain and enhancing driving comfort, particularly during long-duration trips.



a) Head acceleration



b) Head displacement

Figure 4. Comparison of head acceleration and displacement of human body with to without headrest support

4. CONCLUSIONS

In this research, the influence of the mechanical properties of headrest support on riding comfort was thoroughly evaluated. The study utilized an integrated human-vehicle dynamic model to investigate how headrest support affects both the stability and comfort of seated occupants under various riding conditions. The simulation results showed that, although the presence of headrest support may lead to a slightly less stable posture, it significantly reduces the amplitude of head displacement, which in turn helps to decrease tension and fatigue in the neck. ❖

References:

- [1]. Truong-Giang Nguyen, Thanh-Thuy Nguyen (2020), "Analytical study on seated human models to improving better conditions for passengers". Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 0866 – 7056, 93-100.
- [2]. Truong-Giang Nguyen, Van-Thanh, Ngo, and Thanh-Thuy Nguyen (2021), "Vehicle model assessment for research to enhance the comfort level of passengers". Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2615 – 9910, số tháng 9/2021.
- [3]. ISO 2631-1 (1997), "Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements". International Organization for Standardization.

MULTI-CRITERIA OPTIMIZATION OF DRESSING PARAMETERS IN INTERNAL GRINDING OF SKD11 TOOL STEEL USING AHP TECHNIQUE

TỐI ƯU HÓA ĐA MỤC TIÊU CÁC THÔNG SỐ SỬA ĐÁ KHI MÀI LỖ THÉP DỤNG
CỤ SKD11 BẰNG PHƯƠNG PHÁP AHP

Tran Thi Hue, Nguyen Manh Cuong, Truong Thi Thu Huong*

Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

*Email: huongk8@tnut.edu.vn

ABSTRACT

This study applies the Analytic Hierarchy Process (AHP) to optimize dressing parameters in the surface grinding of SKD11 tool steel. Two key performance criteria surface roughness (R_a) and grinding wheel life (T_w) were simultaneously considered. Based on experimental data from 16 dressing trials, the AHP method was used to calculate composite performance scores and rank configurations. The best combination achieved a balanced trade-off between low R_a and long T_w . The results demonstrate that AHP is an effective tool for multi-criteria decision making in precision grinding.

Keywords: AHP; Dressing parameters; SKD11 tool steel; Internal grinding; Multi-criteria decision making; Surface roughness; Tool life.

TÓM TẮT

Nghiên cứu này áp dụng phương pháp AHP để tối ưu hóa các thông số gia công trong quá trình mài bề mặt thép công cụ SKD11. Hai hàm đơn mục tiêu bao gồm nhám bề mặt R_a nhỏ nhất và tuổi thọ đá mài T_w lớn nhất được xem xét đồng thời. Dựa trên dữ liệu thực nghiệm từ 16 lần gia công thử, phương pháp AHP đã được sử dụng để tính điểm hiệu suất tổng hợp và cấu hình thứ hạng. Sự kết hợp tốt nhất đạt được sự cân bằng giữa R_a thấp và T_w lâu. Kết quả chứng minh rằng AHP là một công cụ hiệu quả để đưa ra quyết định đa tiêu chí trong quá trình mài.

Từ khóa: AHP; Thông số sửa đá; Thép công cụ SKD11; Mài lỗ; Ra quyết định đa tiêu chí; Nhám bề mặt; Tuổi thọ đá mài. 

1. INTRODUCTION

In grinding operations, particularly for hard-to-machine tool steels such as SKD11 and 9CrSi, dressing is a crucial process to maintain the effectiveness and precision of grinding wheels. Dressing parameters strongly affect the wheel surface topography, which in turn influences the material removal rate, surface roughness, and overall efficiency of the grinding process.

Liu et al. [1] conducted kinematic simulations to analyze the effect of different grain shapes and dressing methods on surface roughness. The study showed that grain morphology and dressing strategies significantly affect the Ra values. Hong et al. [2] used the Taguchi method and Grey Relational Analysis (GRA) to optimize dressing parameters in the surface grinding of 90CrSi tool steel, successfully identifying parameter settings that minimized Ra and enhanced performance.

Klocke and Linke [3] explored the fundamental mechanisms behind grinding wheel topography formation during dressing, emphasizing its critical role in grinding performance. Walter et al. [4] proposed the use of short-pulsed fiber lasers for dressing hybrid bonded CBN wheels, achieving precise topography control and improved tool efficiency.

Tu et al. [5] investigated the influence of dressing parameters on surface roughness when grinding hardened 9XC tool steel and identified significant correlations between the dressing depth, number of passes, and surface quality. In a similar context, Tung et al. [6] optimized dressing conditions for 9CrSi tool steel using the Taguchi-GRA hybrid method, confirming its effectiveness in multi-objective optimization.

Daneshi et al. [7] examined the effects of dressing in internal cylindrical grinding and highlighted its influence on dimensional accuracy and surface finish. Hong et al. [8] focused on SKD11 tool steel and applied the Taguchi method to optimize dressing parameters, achieving improvements in both Ra and grinding consistency.

Kozuro et al. [9] provided foundational knowledge in their handbook on grinding, presenting empirical and theoretical insights into dressing practices. Hung et al. [10] applied multi-objective optimization using Taguchi and GRA for internal grinding of 9CrSi alloy steel and reported enhanced surface finish and tool life.

Prusak et al. [11] evaluated the grinding performance of CBN/Seeded Gel hybrid wheels and demonstrated that dressing conditions directly impact grinding forces and surface quality. Aleksandrova [12] introduced a generalized utility function for optimizing dressing parameters in cylindrical grinding, offering a flexible approach to balance conflicting criteria.

Hung et al. [13] focused on maximizing material removal rate (MRR) during internal cylindrical grinding of SKD11 while maintaining acceptable surface finish. In another study, Hung et al. [14] aimed to minimize surface roughness through the optimal selection of dressing parameters for SKD11 steel, confirming the sensitivity of Ra to parameter changes.

Tran et al. [15] optimized dressing conditions to minimize flatness deviation in SKD11 grinding, contributing to better geometric accuracy. To handle multi-criteria decision-making problems in manufacturing,

Sri et al. [16] proposed the Fuzzy Multi-Attribute Decision Making (Fuzzy MADM) approach. Keshavarz-Ghorabae [17] extended decision-making models through a hybrid subjective-objective method involving multi-expert input, emphasizing the robustness of integrated evaluation techniques.

Despite these efforts, studies that integrate analytical hierarchy process (AHP) for dressing parameter selection in SKD11 grinding remain limited. This research addresses that gap by employing AHP to evaluate combinations of dressing parameters considering two conflicting criteria: minimizing surface roughness (Ra) and maximizing grinding wheel life (Tw).

2. METHODOLOGY

This study proposes a multi-criteria decision-making approach using the Analytic Hierarchy Process (AHP) to evaluate and rank combinations of dressing parameters in the surface grinding of SKD11 tool steel. The methodology focuses on balancing two conflicting performance criteria: minimizing surface roughness (Ra) and maximizing grinding wheel life (Tw).

2.1. Experimental Data and Parameters

The experimental dataset includes dressing trials performed on SKD11 tool steel. Six dressing input variables are considered: fine dressing depth (mm) a_p , number of fine dressing passes n_p , non-feeding dressing (times) n_0 , number of rough dressing passes n_r , rough dressing depth (mm) a_r , dressing feed rate (mm/min) S_d . The measured outputs include: surface roughness Ra (μm), to be minimized, grinding wheel life Tw (min), to be maximized.

All dressing trials were conducted under controlled conditions, and the output responses were recorded for each combination of the above parameters.

2.2. Multi-Criteria Decision Making via AHP

AHP is employed to evaluate and rank the dressing parameter sets based on the performance criteria (Ra, Tw). The methodology consists of the following steps:

1) Construction of the Pairwise Comparison Matrix

A pairwise comparison matrix is built to reflect the relative importance of each criterion. In this study, Tw is considered three times more important than Ra, based on practical judgment. The resulting matrix is:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1/3 \\ 3 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

This matrix is used to calculate the priority weights of the criteria.

2) Consistency Check

The consistency of the pairwise matrix is verified using the Consistency Index (CI) and Consistency Ratio (CR) to ensure logical coherence in the judgment matrix. A CR less than 0.1 is considered acceptable.

3) Normalization of Criteria

• Ra is treated as a cost-type criterion (lower is better), and normalized as:

$$R_{anorm} = \frac{R_{amax}}{R_{ai}} \quad (2)$$

• T_w is a benefit-type criterion (higher is better), normalized as:

$$T_{wnorm} = \frac{T_{wi}}{T_{wmax}} \quad (3)$$

4) Calculation of AHP Score

The normalized values are multiplied by their corresponding weights derived from the AHP process to calculate a composite score:

$$AHP\_Score_i = w_{Ra} \cdot R_{anorm,i} + w_{Tw} \cdot T_{wnorm,i} \quad (4)$$

5) Ranking of Alternatives

Each dressing parameter set is ranked based on the computed AHP score. The higher the score, the better the overall performance considering both criteria.

3. EXPERIMENTAL WORK

An experiment was conducted to generate input data for the multi-criteria decision-making (MCDM) analysis. The experimental design followed the Taguchi method with an L16 ($4^4 \times 2^2$) orthogonal array. Table 1 lists the input parameters along with their respective levels.

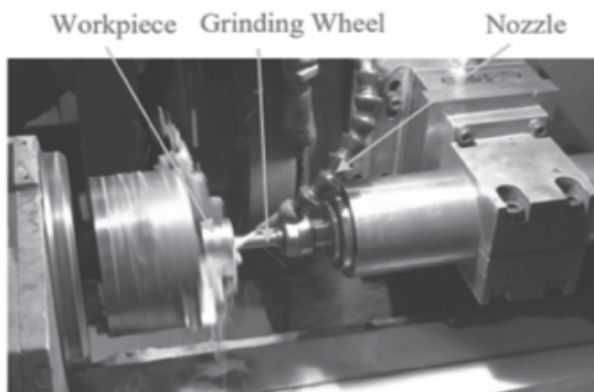


Figure 1. Experimental setup

Figure 1 illustrates the experimental setup, which includes the following equipment: A MACHT-701 surface grinding machine (Japan) was used to grind SKD11 tool steel workpieces with dimensions $\varnothing 25 \times \varnothing 36 \times 22$ mm and a hardness of 58-60 HRC. The grinding wheel employed was a 19A 120L 8 ASI T S 1A (Japan) with dimensions $23 \times 25 \times 8$ mm. Surface roughness was measured using a Mitutoyo SV-3100 tester, while a DKB3E002110 diamond dresser and Caltex Aquatex 3180 oil were used for dressing and lubrication, respectively.

The experimental procedure was carried out as follows: Each sample was ground until its surface roughness (R_a) exceeded $0.4 \mu\text{m}$, at which point both wheel life (L_w) and material removal rate (MRR) were evaluated. The processing time was recorded for each trial to determine L_w , while MRR was calculated by measuring the workpiece diameter before and after grinding. The MRR for the i th trial was computed using Equation (5):

$$MRR_i = \frac{\pi \cdot (d_{pbi}^2 - d_{pai}^2) \cdot l_{pi}}{4 \cdot T_{wi}} \quad (5)$$

Where d_{pbi} and d_{pai} are the inner diameters of the i_{th} workpiece before and after grinding (mm), l_{pi} is the workpiece length (mm), T_{wi} is the grinding time or wheel life (min).

Table 1 presents the complete experimental plan along with the measured output responses, including surface roughness (R_a), material removal rate (MRR), and wheel life (L_w).

Table 1. Experimental matrix and output results

No.	a_r	n_r	n_0	n_r	a_r	S_d	Ra (μm)	Lw (min.)
1	0.005	0	0	1	0.03	1	0.365	11.267
2	0.005	1	1	2	0.03	1.5	0.214	12.733
3	0.005	2	2	3	0.04	1	0.195	12.697
4	0.005	3	3	4	0.04	1.5	0.242	11.423
5	0.01	0	1	3	0.04	1.5	0.185	11.803
6	0.01	1	0	4	0.04	1	0.248	12.430
7	0.01	2	3	1	0.03	1.5	0.252	11.147
8	0.01	3	2	2	0.03	1	0.217	12.077
9	0.015	0	2	4	0.03	1.5	0.306	12.547
10	0.015	1	3	3	0.03	1	0.324	12.077
11	0.015	2	0	2	0.04	1.5	0.341	12.027
12	0.015	3	1	1	0.04	1	0.354	12.503
13	0.02	0	3	2	0.04	1	0.318	12.177
14	0.02	1	2	1	0.04	1.5	0.313	10.620
15	0.02	2	1	4	0.03	1	0.326	13.153
16	0.02	3	0	3	0.03	1.5	0.363	12.230

4. RESULTS AND DISCUSSION

This section presents the analytical results from the AHP-based evaluation of dressing parameter combinations in the grinding of SKD11 steel. The focus is placed on interpreting the ranking outcomes, visual patterns, and implications for dressing optimization in surface grinding.

4.1. AHP Ranking Results

Based on the computed AHP weights ($Ra=0.25$, $Tw \geq 0.75$), all 16 dressing parameter

combinations were evaluated. The normalized values of Ra and Tw were combined to produce a unified AHP Score for each trial. The top five results, ranked in descending order of AHP Score, are presented in Table 2.

The highest AHP score was achieved by Trial No. 3, with an Ra value of 0.195 μm and a Tw of 12.70 minutes. This suggests that an optimal trade-off between low surface roughness and high tool life can be achieved with this parameter combination, making it the most desirable configuration among all alternatives evaluated.



Table 2. Top five dressing trials ranked by AHP Score.

Trial No.	a_r (mm)	n_r	n_0	n_r	a_r (mm)	S_d	Ra (μm)	Tw (min)	AHP Score	Rank
3	0.005	2	2	3	0.04	1.0	0.195	12.70	1.193	1
5	0.010	0	1	3	0.04	1.5	0.185	11.80	1.167	2
2	0.005	1	1	2	0.03	1.5	0.214	12.73	1.153	3
8	0.010	3	2	2	0.03	1.0	0.217	12.08	1.110	4
6	0.010	1	0	4	0.04	1.0	0.248	12.43	1.077	5

4.2. Visualization of AHP Scores

To provide a clear overview of all experimental results, Figure 2 illustrates the AHP Score for each experiment, with the best-performing configuration (Rank 1) highlighted in red.

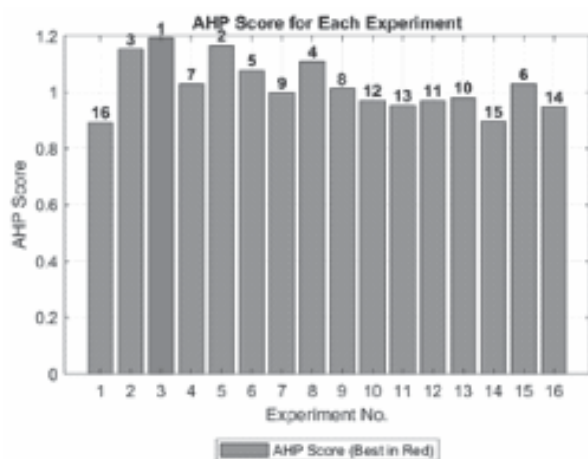


Figure 2. AHP Score for each dressing trial.

As seen in Figure 1, AHP scores range from approximately 0.90 to 1.19. Trial 3 stands out clearly above the rest, validating its dominant performance. The distribution also shows that several other trials - namely Trials 5, 2, and 8 - achieved high scores, indicating acceptable trade-offs between Ra and Tw.

4.3. Normalized Criteria Comparison

Figure 3 compares the normalized values of Ra (cost-type, inverted) and Tw (benefit-type) across all experiments. This visual highlight the trade-off effect that often occurs between surface quality and tool wear resistance.

From Figure 3, it can be observed that although some trials (e.g., Trial 5) had extremely low Ra values (leading to high R_{anorm}), their T_{wnorm} values were slightly lower than others. Trial 3, however, maintained a strong balance between both criteria ranking among the top in both normalized Ra and Tw thus explaining its dominance in the AHP ranking.

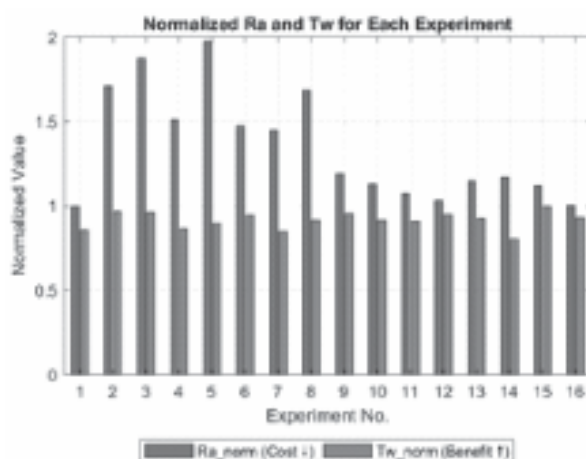


Figure 2. Normalized surface roughness (Ra) and tool life (T_{wnorm}) for all dressing configurations.

4.4. Discussion and Practical Implications

The results reveal that neither the lowest Ra nor the highest Tw alone determines the best dressing configuration. Instead, a weighted combination of both is needed. The use of AHP enables such multi-criteria integration in a transparent and structured way.

In practical terms, this approach aids process engineers in identifying dressing settings that deliver consistent surface quality without compromising wheel life - an essential requirement in industrial grinding of hardened steels like SKD11.

5. CONCLUSION

This study presented a structured multi-criteria decision-making approach using the Analytic Hierarchy Process (AHP) to evaluate dressing parameter combinations in the surface grinding of SKD11 tool steel. Two critical and conflicting performance indicators surface roughness (Ra) and grinding wheel life (Tw) were considered simultaneously.

Based on experimental data from 16 dressing configurations, the AHP method successfully integrated expert preferences (with Tw weighted three times more than Ra) to compute composite performance scores. The results revealed that the best-performing configuration (Trial 3) offered an optimal trade-off between minimal surface roughness and prolonged wheel life, achieving the highest AHP Score of 1.193.

Visualization of AHP Scores and normalized criteria further confirmed the effectiveness of the proposed method in identifying balanced solutions, highlighting the

limitations of single-objective optimization in complex grinding processes. The use of AHP provided a transparent and rational basis for decision-making in parameter selection.

The findings demonstrate that AHP is a viable and practical tool for optimizing dressing strategies in grinding operations, particularly when dealing with hard materials such as SKD11. Future work may extend this approach by incorporating more criteria such as grinding force, energy consumption, or economic cost, and integrating it with machine learning-based prediction models for real-time optimization.

Acknowledgments:

The authors gratefully acknowledge the support from Thai Nguyen University of Technology (TNUT).❖

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Y. Liu, et al., “Investigation of different grain shapes and dressing to predict surface roughness in grinding using kinematic simulations”. Precision Engineering, vol. 37, no. 3, pp. 758-764, 2013.
- [2]. T. T. Hong, et al., “Multi-criteria optimization of dressing parameters for surface grinding 90CrSi tool steel using taguchi method and grey relational analysis”. In Materials Science Forum, Trans. Tech. Publ., 2020.
- [3]. F. Klocke and B. Linke, “Mechanisms in the generation of grinding wheel topography by dressing”. Production Engineering, vol. 2, no. 2, pp. 157-163, 2008.
- [4]. C. Walter, et al., “Dressing and truing of hybrid bonded CBN grinding tools using a short-pulsed fibre laser”. CIRP Annals, vol. 61, no. 1, pp. 279-282, 2012.
- [5]. H. X. Tu, et al., “Influence of dressing parameters on surface roughness of workpiece for grinding hardened 9XC tool steel”. In IOP 

- Conference Series: Materials Science and Engineering, IOP Publishing, 2019.
- [6]. L. A. Tung, et al., “*Optimization of dressing parameters of grinding wheel for 9CrSi tool steel using the taguchi method with grey relational analysis*”. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, IOP Publishing, 2019.
- [7]. A. Daneshi, N. Jandaghi, and T. Tawakoli, “*Effect of dressing on internal cylindrical grinding*”. Procedia CIRP, vol. 14, pp. 37-41, 2014.
- [8]. T. T. Hong, et al., “*Optimization of dressing parameters in surface grinding SKD11 tool steel by using Taguchi method*”. In International Conference on Engineering Research and Applications, Springer, 2020.
- [9]. L. M. Kozuro, A. A. Pashkevich, E. I. Remizovski, and P. S. Tristosepdov, “*Handbook of Grinding*” (in Russian), Minsk: Publish Housing of High-education, 1981.
- [10]. L. X. Hung, et al., “*Multi-objective optimization of dressing parameters of internal cylindrical grinding for 90CrSi alloy steel using taguchi method and grey relational analysis*”. Materials Today: Proceedings, vol. 18, pp. 2257-2264, 2019.
- [11]. Prusak, J. Webster, and I. Marinescu, “*Influence of dressing parameters on grinding performance of CBN/Seeded Gel hybrid wheels in cylindrical grinding*”. International Journal of Production Research, vol. 35, no. 10, pp. 2899-2916, 1997.
- [12]. Aleksandrova, “*Optimization of the dressing parameters in cylindrical grinding based on a generalized utility function*”. Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 29, no. 1, pp. 63-73, 2016.
- [13]. L. X. Hung, et al., “*Optimum dressing parameters for maximum material removal rate when internal cylindrical grinding using Taguchi method*”. International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), vol. 9, no. 12, pp. 123–129, 2018.
- [14]. L. X. Hung, et al., “*Determining the Optimum Set of Dressing Parameters Satisfying Minimum Surface Roughness when Conducting the Internal Grinding of Hardened SKD11 Steel*”. In Solid State Phenomena, Trans. Tech. Publ., 2021.
- [15]. T. H. Tran, et al., “*Optimizing dressing conditions for minimum flatness tolerance when grinding SKD11 tool steel*”. In Materials Science Forum, Trans. Tech. Publ., 2021.
- [16]. K. Sri, S. Hartati, A. Harjoko, and R. Wardoyo, “*Fuzzy Multi-Attribute Decision Making (Fuzzy MADM)*”. Yogyakarta, Indonesia: Graha Ilmu, 2006.
- [17]. M. Keshavarz-Ghorabae, “*Assessment of distribution center locations using a multi-expert subjective-objective decision-making approach*”. Scientific Reports, vol. 11, no. 1, p. 19461, 2021.

DYNAMIC RESPONSE OF A COMPOSITE WING-SHAPED PLATE UNDER IMPACT LOADING

ĐÁP ỨNG CỦA TẤM COMPOSITE DẠNG CÁNH MÁY BAY DƯỚI TÁC ĐỘNG CỦA TẢI TRỌNG VÀ ĐẬP

Bui Van Binh

Electric Power University

ABSTRACT

This paper presents an analysis of the response of a composite wing-shaped plate subjected to impact loading. The study investigates the effects of geometric configurations, material properties and impact location on the transient deflection response. The computational model is based on Mindlin's plate theory. A numerical simulation program is developed in Matlab, employing an eight-node isoparametric plate element with five degrees of freedom per node.

Keywords: *Corrugated core; Sandwich plate; Transient responses; Mindlin plate theory.*

TÓM TẮT

Bài báo trình bày phân tích đáp ứng của tấm composite dạng cánh máy bay dưới tác động của tải trọng va đập. Trong đó, ảnh hưởng của hình dạng hình học, vật liệu và vị trí lực tác động đến đáp ứng tức thời của độ võng được khảo sát. Mô hình tính toán dựa trên lý thuyết tấm của Mindlin. Chương trình tính toán số được xây dựng trên Matlab sử dụng phần tử tấm đẳng tham số 8 (tám) nút, mỗi nút có 5 (năm) bậc tự do.

Từ khóa: *Tấm composite dạng cánh máy bay; Đáp ứng tức thời; Lý thuyết tấm của Mindlin; Tải trọng va đập.*

1. INTRODUCTION

Fiber-reinforced composite plates are among the most advanced materials widely applied across various engineering fields due to their high strength-to-weight ratio, excellent corrosion resistance, and superior mechanical performance. In the aerospace industry, these composite plates play a critical role in the fabrication of structural components such as aircraft wings, fuselage, and interior panels, contributing to overall weight reduction, fuel

efficiency, and enhanced flight performance. Typical composites, such as carbon fiber-reinforced epoxy, enable optimal directional design due to their anisotropic nature, while also exhibiting high dynamic load resistance under harsh environmental conditions. In general engineering applications, fiber-reinforced composite plates are utilized in components such as equipment casings, mechanical structures, ship hulls, automotive bodies, sports equipment, and wind energy systems. Their flexible design capabilities, multifunctional 

integration (e.g., electrical insulation, thermal conductivity, fire resistance), and long service life make them an efficient and sustainable material solution for modern structural systems. Pandey et al. [1] presented a nonlinear transient analysis of porous functionally graded material (FGM) plates subjected to step blast loading, employing a C0 finite element formulation. The Newmark-Beta integration scheme, combined with a modified Newton-Raphson iterative method, was utilized to solve the resulting governing differential equations. The study investigates the influence of key parameters, including the power-law index, porosity coefficient, and side-to-thickness ratio, on the transient response of FGM plates under step blast loading. Wang et al. [2] developed a theoretical framework based on orthotropic thin plate theory and modal analysis to investigate the effects of peak pressure and loading duration on the structural behavior and dynamic response of a simply supported flat plate subjected to various impulse loadings. Numerical simulations of structural deflections were conducted using the explicit finite element method implemented in LS-DYNA version 971. Zhu et al. [3] employed the Membrane Factor Method and Saturation Analysis to predict the dynamic inelastic response of rectangular plates subjected to long-duration pressure pulse loading. The study discusses the influence of the adopted yield criterion and the transient response phase on the saturation behavior of rectangular plates under such loading conditions. Ma et al. [4] employed the mode superposition technique combined with experimental methods to investigate the transient response of a cantilevered plate subjected to impact loading at various locations across the plate structure. Ehrlich et al. [5] conducted an experimental investigation on the behavior of laminated composite specimens

with elliptic curvature. The experimental results indicated that, under low-velocity impact loading, the size of the specimen or structure is a critical parameter governing the dynamic response. Ji et al. [6], based on the first-order shear deformation plate theory, conducted forward and inverse analyses to investigate the free vibration and dynamic response of a cantilevered rectangular plate subjected to normal and oblique impact loadings. The numerical results for displacement and strain were compared with experimental data for plates made of isotropic materials, confirming the accuracy of the mode superposition technique using a theoretical transfer function in the inverse analysis. Gulizzi et al. [7] employed a high-order discontinuous Galerkin method to perform free-vibration analysis and assess the dynamic behavior of laminated composite plates and shells, aiming to overcome the limitations of analytical methods and the high cost of experimental testing. Malekzadeh et al. [8] employed the three-dimensional layerwise differential quadrature method in conjunction with a multi-step time integration scheme based on non-uniform rational B-splines to analyze the transient response of aerospace-grade composite sandwich panels subjected to dynamic loading. The numerical results investigated the influence of panel thickness on the deflection and stress responses under specific boundary conditions.

In Vietnam, research on wing-shaped laminated composite plate structures with stiffening elements remains relatively scarce, especially in the context of transient response analysis under impact loading. This study presents numerical investigations into effects of geometric configurations, material properties, and impact positions on the transient displacement responses of wing-shaped

laminated composite plates reinforced with box-type stiffeners. The transient displacement responses were computed using the Newmark time integration algorithm.

2. FORMULATION OF THE PROBLEM

2.1. The strain-displacement relations

According to the Reissner-Mindlin plate theory [9], the displacements (u , v , w) are referred to those of the mid-plane (u_0 , v_0 , w_0) as:

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_0 + z\theta_x \\ v_0 + z\theta_y \\ w_0 \end{Bmatrix} \text{ với } \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial x} + \phi_x \\ \frac{\partial w}{\partial y} + \phi_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Here, θ_x and θ_y are the total rotations, ϕ_x and ϕ_y are the constant average shear deformations about the y and x -axes, respectively.

The z -axis is normal to the xy -plane that coincides with the mid-plane of the laminate positive downward and clockwise with x and y . The strain-displacement relations can be taken as:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \theta_x}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \theta_y}{\partial y} \\ 0 \\ \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + z \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} + \frac{\partial \theta_y}{\partial x} \right) \\ \frac{\partial w_0}{\partial y} + \theta_y \\ \frac{\partial w_0}{\partial x} + \theta_x \end{Bmatrix} \quad (2)$$

2.2. Finite element formulations

In laminated plate theories, the membrane $\{N\}$, bending moment $\{M\}$ and shear stress $\{Q\}$ resultants can be obtained by integration of stresses over the laminate thickness. The stress resultants-strain relations can be expressed in the form:

$$\begin{Bmatrix} \{N\} \\ \{M\} \\ \{Q\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [A_{ij}] & [B_{ij}] & [0] \\ [B_{ij}] & [D_{ij}] & [0] \\ [0] & [0] & [F_{ij}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\varepsilon^0\} \\ \{\kappa\} \\ \{\gamma^0\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Where:

$$([A_{ij}], [B_{ij}], [D_{ij}]) = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} ([Q'_{ij}]_k) (1, z, z^2) dz \quad (i, j = 1, 2, 6) \quad (4)$$

$$[F_{ij}] = \sum_{k=1}^n f \int_{h_{k-1}}^{h_k} ([C'_{ij}]_k) dz; \quad f = 5/6; \quad i, j = 4, 5 \quad (5)$$

n : number of layers, h_{k-1} , h_k : the position of the top and bottom faces of the k^{th} layer.

$[Q'_{ij}]_k$ and $[C'_{ij}]_k$: reduced stiffness matrices of the k^{th} layer (see [9]).

In the present work, eight noded isoparametric quadrilateral element with five degrees of freedom per nodes is used. The displacement field of any point on the mid-plane given by:

$$u_0 = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta) \cdot u_i; \quad v_0 = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta) \cdot v_i; \\ w_0 = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta) \cdot w_i;$$

→

$$\theta_x = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta) \cdot \theta_{xi}; \quad \theta_y = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta) \cdot \theta_{yi} \quad (6)$$

Where: $N_i(\xi, \eta)$ are the shape function associated with node i in terms of natural coordinates (ξ, η) .

For free and forced vibration analysis, the damping effect is neglected; the governing equations are [9]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \text{ or } \{[M] - \omega^2[K]\}\{u\} = \{0\} \quad (7)$$

$$\text{And } [M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = f(t) \quad (8)$$

In which $\{u\}$, $\{\ddot{u}\}$ are the global vectors of unknown nodal displacement, acceleration, respectively. $[M]$, $[K]$, $f(t)$ are the global mass matrix, stiffness matrix, applied load vectors, respectively.

Where:

$$[M] = \sum_1^n [m^*]_e; \quad [K] = \sum_1^n [k^*]_e; \quad \{f(t)\} = \sum_1^n \{f_e^*(t)\} \quad (9)$$

$$\text{In which: } [m^*]_e = [T]^T [m]_e [T];$$

$$[k^*]_e = [T]^T [k]_e [T]; \quad [f^*]_e = [T]^T \{f\}_e$$

With n is the number of element; $[T]$ is the transformation matrix.

3. NUMERICAL RESULTS

3.1. The composite wing-shaped plate

Consider a composite wing-shaped

plate is shown in Figure 1; the dimensions of $W = 0.8$ (m), $l_i = 0.15$ (m), and $a = b = c = 0.045$ (m); total thickness $t = 7.25$ (mm), tapered angles of $\varphi = 30^\circ, 40^\circ, 45^\circ$. Lamination schemes: five laminated configurations $[\theta^\circ/-\theta^\circ/\theta^\circ/-\theta^\circ/\theta^\circ]$ are constructed.

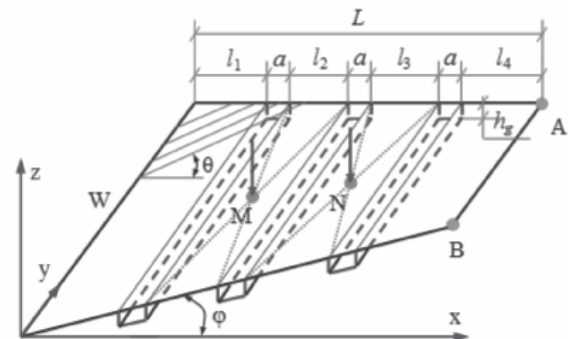


Figure 1. The composite wing-shaped plate with three box-type stiffeners

The boundary condition: clamped at $x = 0$.

Table1. Woven fabric composite material properties (MAT 1)

E_1, E_2 (GPa)	E_3 (GPa)	$G_{12, 13, 23}$ (GPa)	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}	ρ (kg/m ³)
63.8	11.0	4.2	0.064	0.064	0.32	1523

In the transient analysis, the same folded composite plates subjected to an exploded knife-edge loading condition scheme of $q = 1$ kN/m, which having $t_1 = 1$ ms, $t_2 = 2$ ms, $t_3 = 50$ ms, illustrated in Figure 2.

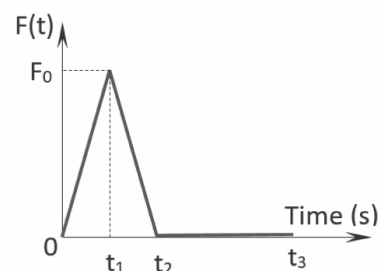


Figure 2. Impact loading scheme

3.2. Effects of the geometric configurations

To investigate the effects of geometric configuration on the transient displacement response of point A, the laminated wing-shaped plates with the stacking sequences $[45^\circ/-45^\circ/45^\circ/-45^\circ/45^\circ]$ are considered for three different taper angles $\varphi = 30^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ subjected impact loading at point N. The material properties shown in Table 1; The results are compared for various cases as illustrated in Figure 3.

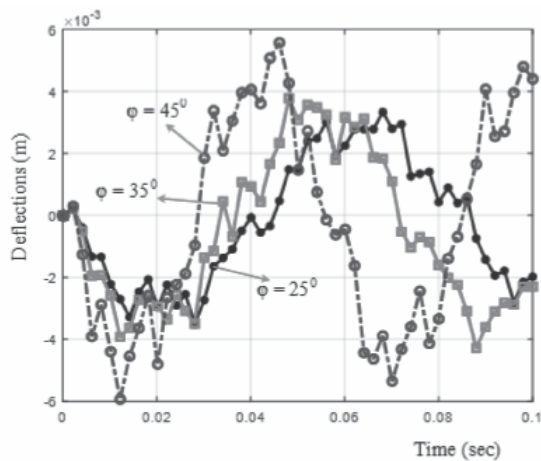


Figure 3. Effects of taper angles on transient displacement responses

Figure 3 illustrates the variation in deflection response of composite plates subjected to an instantaneous impact load as the taper angle φ changes. It is observed that as φ increases from 25° to 45° , the vibration amplitude increases significantly, indicating a reduction in the overall stiffness of the structure. The response corresponding to $\varphi = 45^\circ$ not only exhibits a higher amplitude but also demonstrates more intense oscillations compared to the other two cases. This leads to a considerable rise in local stress and strain, thereby increasing the risk of interlaminar delamination, particularly near the edges

or impact zones. These findings highlight the critical role of taper angle selection in controlling the dynamic behavior of laminated composite structures under impact loading.

3.3. Effects of impact locations

To investigate the effects of impact location on the transient displacement response, the composite plate with a taper angle of $\varphi = 45^\circ$ is subjected to impact loading at two distinct locations, namely points M and N, as illustrated in Figure 1. The corresponding displacement responses (at point A) are compared for both impact locations, with the results presented in Figure 4.

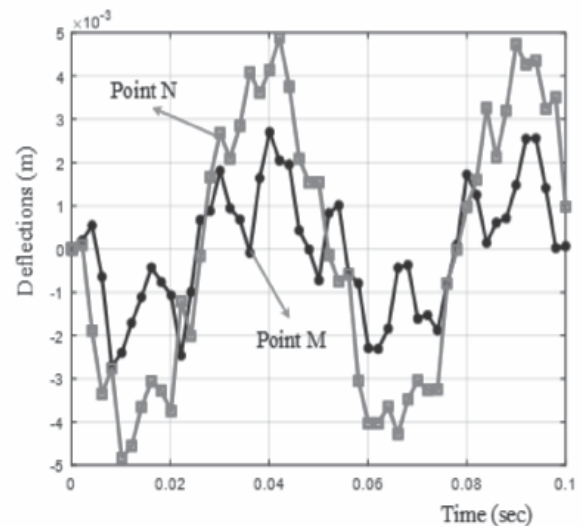


Figure 4. Effects of impact location on transient displacement responses

The results indicate that the impact at point N generates a significantly higher deflection amplitude compared to point M. These findings highlight the sensitivity of composite structures to local impact positions and emphasize the need for careful consideration of potential impact zones during the design process.

3.4. Effects of material properties

To investigate the effects of material properties on the transient displacement response, laminated composite plates composed of three different materials detailed in Tables 1, 2, and 3 are considered. All plates share the same stacking sequence of $[45^\circ/-45^\circ/45^\circ/-45^\circ]$ and a taper angle of $\varphi = 45^\circ$, and are subjected to impact loading at point N. The corresponding responses are compared between two representative cases, as illustrated in Figure 5.

Table 2. Carbon fiber T700 material properties (MAT 2)

E_1 , (GPa)	E_2, E_3 (GPa)	$G_{12, 13}$ (GPa)	G_{23} (GPa)	$\nu_{12, 13}$	ν_{23}	ρ (kg/ m ³)
165	15	6.4	5.5	0.286	0.366	1611

Table 3. Graphite/epoxy AS4/3502 material properties (MAT 3)

E_1 (GPa)	E_2, E_3 (GPa)	G_{12} (GPa)	$G_{13, 23}$ (GPa)	ν_{13}	$\nu_{12, 23}$	ρ (kg/ m ³)
131	9.12	7.1	5.92	0.24	0.34	1600

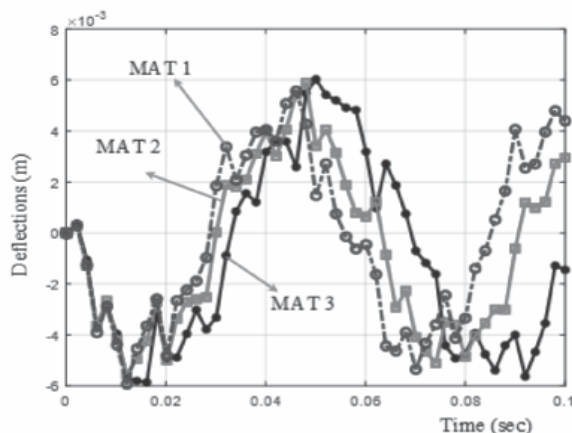


Figure 5. Effects of material properties on transient displacement responses

The results clearly demonstrate that MAT 1 exhibits the largest deflection amplitude, suggesting lower structural stiffness and reduced resistance to impact-induced deformation. In contrast, MAT 3 shows the smallest amplitude and the most stable response, indicating superior stiffness and dynamic performance. These findings underscore the importance of material selection in enhancing the impact resistance and durability of laminated composite structures.

4. CONCLUSIONS

This study presents a numerical investigation into the transient displacement response of a wing-shaped laminated composite plate subjected to impact loading. The effects of geometric configuration, impact location, and material properties on the structural response were systematically examined using a finite element model based on Mindlin plate theory. The results show that increasing the taper angle leads to a significant rise in vibration amplitude, indicating a reduction in overall stiffness and an increased risk of interlaminar delamination under impact. Additionally, the location of the impact plays a crucial role, as impacts occurring near sensitive regions result in higher local deformations. Material selection was also found to strongly influence the structural behavior: plates made from stiffer composite materials exhibited lower displacement amplitudes and more stable responses. These findings emphasize the importance of optimizing both geometry and material choice during the design of composite structures to improve their impact resistance and dynamic performance. The outcomes of this research contribute valuable insights for the development of lightweight, high-performance components in aerospace and mechanical engineering applications where transient loads are critical design considerations.

References:

- [1]. A. Karakoti, S. Pandey, V. R. Kar, “*Nonlinear transient analysis of porous functionally graded material plates under blast loading*”. Materials Today: Proceedings 46 (2021) 8111-8113.
- [2]. S.Wang, Y. Rolland, C. G. Soares, “*Analytical and numerical analysis of slamming induced vibrations on composite plates*”. Ocean Engineering 258 (2022), 111643.
- [3]. L. Tian, L. Zhu, T.X. Yu, V.P.W. Shim, “*Dynamic plastic response and impulse saturation of rectangular plates subjected to pressure pulse loading*”. Engineering Structures 275 (2023), 115303.
- [4]. C.Y. Liao, C. C. Ma, “*Transient behavior of a cantilever plate subjected to impact loading: Theoretical analysis and experimental measurement*”. International Journal of Mechanical Sciences 166 (2020), 105217.
- [5]. J. Gebhardt, M. Schlamp, I. Ehrlich, S. Hiermaier, “*Low-velocity impact behavior of elliptic curved composite structures*”. International Journal of Impact Engineering 180 (2023), 104663.
- [6]. M. Ji, Y. Sekiguchi, K. Inaba, M. Naito, C. Sato, “*Forward and inverse analysis of transient responses for a cantilevered rectangular plate under normal and oblique impact loadings*”. International Journal of Impact Engineering 174 (2023), 104514.
- [7]. V. Gulizzi, I. Benedetti, A. Milazzo, “*High-order accurate transient and free-vibration analysis of plates and shells*”. Journal of Sound and Vibration 587 (2024), 118479.
- [8]. Y. Heydarpour, P. Malekzadeh, K. K. Zur, “*Explosive blast loading effect on transient mechanical responses of aircraft panels with curvilinear fibers: 3D elasticity approach*”. Composite Structures 334 (2024), 117967.
- [9]. Bathe, K-J (1996), “*Finite element procedures*”. Prentice-Hall, Inc.

SURFACE ROUGHNESS OPTIMIZATION IN ULTRASONIC VIBRATION-ASSISTED EDM USING GAUSSIAN PROCESS REGRESSION

TỐI ƯU HÓA ĐỘ NHÁM BỀ MẶT TRONG GIA CÔNG XUNG ĐIỆN CÓ HỖ TRỢ DAO ĐỘNG SIÊU ÂM BẰNG MÔ HÌNH GAUSSIAN PROCESS REGRESSION

Luu Anh Tung¹, Do Thi Tam¹, Vu Ngoc Pi¹, Le Thu Quy², Tran Thi Phuong Thao^{1,*}

¹Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam

²National Research Institute of Mechanical Engineering, Ha Noi, Vietnam

*Email: tranphuongthao@tnut.edu.vn

ABSTRACT

In this study, a Gaussian Process Regression (GPR) model was developed to accurately predict and minimize surface roughness (Ra) in ultrasonic vibration-assisted electrical discharge machining (UV-EDM). A five-factor Box-Behnken design (BBD) was employed to investigate the effects of ultrasonic amplitude (A), pulse on-time (T_{on}), pulse off-time (T_{off}), peak current (IP), and spark voltage (SV) on Ra. A second-order regression model (RSM) was initially constructed and compared with the GPR model in terms of prediction accuracy. The GPR model achieved a significantly higher coefficient of determination ($R^2 = 0.9284$) compared to RSM, demonstrating its superior capability in handling nonlinearities and noise in surface data. The optimal machining parameters were identified using fmincon in MATLAB, based on the trained GPR model. The findings confirm that GPR is an effective surrogate model for predicting and optimizing surface quality in UV-EDM, offering valuable guidance for selecting optimal process parameters.

Keywords: Surface roughness; Ultrasonic vibration-assisted EDM; Gaussian Process Regression; RSM; Optimization; Predictive modeling; Machine learning; Box-Behnken design.

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, một mô hình hồi quy quá trình Gaussian (Gaussian Process Regression – GPR) đã được xây dựng nhằm dự đoán và tối ưu hóa chính xác độ nhám bề mặt (Ra) trong quá trình gia công xung điện có hỗ trợ rung động siêu âm (UV-EDM). Thiết kế thí nghiệm Box-Behnken (BBD) với năm thông số đầu vào gồm biên độ dao động siêu âm (A), thời gian phát xung (T_{on}), thời gian ngắt xung (T_{off}), dòng điện phóng điện (IP) và điện áp phóng điện (SV) đã được sử dụng để khảo sát ảnh hưởng của các thông số này đến Ra. Một mô hình hồi quy bậc hai (RSM) được xây dựng ban đầu để làm mô hình tham chiếu và được so sánh với mô hình GPR về độ chính xác dự đoán. Mô hình GPR đạt hệ số xác định cao ($R^2 = 0,9284$), vượt trội so với RSM, cho thấy khả năng mạnh mẽ của GPR trong việc mô hình hóa các đặc tính phi tuyến và nhiễu trong dữ liệu Ra. Tối ưu hóa được thực hiện bằng công cụ fmincon trong MATLAB® dựa trên mô hình GPR đã huấn luyện. Kết quả nghiên cứu khẳng định rằng GPR là một mô hình thay thế hiệu quả cho việc dự đoán và tối ưu hóa chất lượng bề mặt trong UV-EDM, đồng thời cung cấp định hướng thực tiễn cho việc lựa chọn thông số công nghệ tối ưu.

Từ khóa: Nhám bề mặt; EDM hỗ trợ rung siêu âm; Hồi quy quy trình Gaussian; RSM; Tối ưu hóa; Mô hình dự đoán; Học máy; Thiết kế Box-Behnken.

1. INTRODUCTION

Ultrasonic vibration-assisted electrical discharge machining (UV-EDM) has attracted significant attention due to its ability to enhance machining performance, particularly in terms of debris removal, surface quality, and material removal rate (MRR) when compared to conventional EDM. In UV-EDM, ultrasonic vibration is superimposed onto the tool or workpiece to assist spark formation and flushing, thereby improving stability and efficiency [1], [2].

Several studies have been dedicated to understanding the physical mechanisms and performance enhancement provided by UV-EDM. Zhanget al. [1] analyzed the debris removal process in ultrasonic vibration-assisted EDM drilling and reported a significant improvement in flushing efficiency. Yin et al. [2] introduced a novel longitudinal-torsional vibration system and demonstrated its superior performance in micro-hole machining. Similarly, Hirao et al. [3] found that ultrasonic vibration applied to the electrode led to reductions in tool wear and improved surface finish. Lin et al. [4] explored hybrid UV-EDM with abrasive jet machining and observed enhanced material removal and surface characteristics.

Gas-based UV-EDM has also been studied. Xu et al. [5] identified key mechanisms for material removal of cemented carbides in gas media, while Lei et al. [6] proposed laminated electrodes for microgroove machining, showing clear improvements in both groove quality and depth. In parallel, Singh et al. [7] and Shervani-Tabar et al. [15] used finite element modeling (FEM) to simulate material removal under ultrasonic assistance, reinforcing the

understanding of process dynamics.

The synchronization of ultrasonic vibration with EDM pulses has been investigated by Kremer et al. [8], who observed better discharge stability and efficiency. Xing et al. [9] conducted a parameter sensitivity analysis and noted that T_{on} , T_{off} , IP, and ultrasonic amplitude are critical for micro-EDM performance. Wang et al. [10] provided detailed analysis of surface generation and removal phenomena, while Praneetpong et al. [11] showed improvements in the machining of ceramics like Si_3N_4 using UV-EDM.

The role of cavitation and hydrodynamic effects was further emphasized by Wang et al. [12], highlighting their contribution to surface formation. Lin et al. [13] integrated magnetic fields with UV-EDM and reported significant improvements in debris evacuation and surface morphology. Choubey et al. [14] compared material removal in EDM with and without ultrasonic vibration and found the latter consistently outperformed in micro-EDM applications. Hou and Bai [16] introduced a relative three-dimensional ultrasonic vibration method to further enhance debris ejection, and Zhang et al. [17] systematically studied the effect of ultrasonic amplitude on machining performance, revealing a strong correlation between amplitude and surface finish.

Although the majority of studies have focused on experimental validations, modeling efforts primarily rely on regression-based approaches such as response surface methodology (RSM). However, RSM may fail to capture the complex nonlinear behavior and noise sensitivity inherent in surface roughness formation. For example, in UV-EDM, Ra 

can fluctuate due to stochastic factors such as spark instabilities and cavitation collapse, which are not adequately modeled by quadratic polynomials.

To overcome these limitations, advanced machine learning-based surrogate models such as Gaussian Process Regression (GPR) offer promising alternatives. GPR has the ability to model nonlinear functions with uncertainty quantification and provides smooth interpolation between data points. This makes it particularly suitable for modeling surface roughness in processes like UV-EDM, where traditional models underperform.

Therefore, this study proposes a GPR-based modeling and optimization framework for predicting and minimizing surface roughness (R_a) in UV-EDM. The objectives are: (1) to construct a GPR model based on a five-factor Box–Behnken experimental design, (2) to evaluate and compare the prediction accuracy of GPR versus RSM, and (3) to identify optimal machining conditions for R_a minimization using the GPR model. The results are expected to contribute to more accurate and robust modeling strategies for precision surface finish in advanced EDM processes.

2. METHODOLOGY

2.1. Experimental work

In this work, experiments utilized a custom-configured ultrasonic vibration-assisted EDM system (Figure 1), with the ultrasonic vibration module functioning at a constant frequency of 20 kHz. The workpiece material was 90CrSi tool steel, and subjected to heat treatment to achieve a final hardness range of

58-60 HRC. The electrode utilized in all trials was commercially pure copper, while Diel MS 7000 dielectric fluid was employed to maintain effective flushing and thermal stability during the machining process.

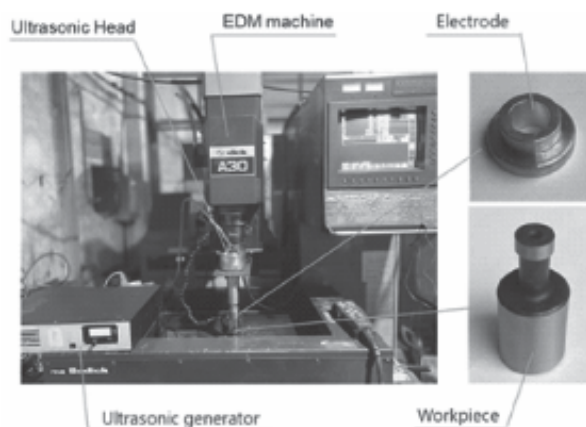


Figure 1. Experimental setup

To investigate the influence of process parameters on surface roughness (R_a) in ultrasonic vibration-assisted electrical discharge machining (UV-EDM), a five-factor Box–Behnken Design (BBD) was employed. BBD is a response surface methodology (RSM)-based design that is efficient for developing second-order polynomial models while avoiding extreme corner points. Five independent variables were considered in this study: Ultrasonic amplitude A (mm), pulse on-time T_{on} (μs), pulse off-time T_{off} (μs), discharge current IP (A), and spark voltage SV (V). Each variable was evaluated at three levels (low, medium, and high), coded as -1 , 0 , and $+1$, respectively. The design matrix consisted of 46 experimental runs, which is the standard number of runs for BBD with five variables. The experimental plan is outlined in Table 1.

Table 1. Experimental plan and output results

Trial	A	T _{on}	T _{off}	IP	SV	Ra (μm)
1	1.15	12	12	5	5	4.028
2	1.15	16	12	7	5	7.031
3	1.15	8	12	3	5	2.335
4	1.15	12	12	3	7	2.635
5	1.6	12	12	3	5	3.294
6	1.15	16	12	3	5	3.538
7	1.15	8	8	5	5	2.487
8	1.15	16	8	5	5	5.773
9	1.15	8	12	5	7	3.190
10	1.15	8	16	5	5	3.050
11	1.15	12	12	5	5	4.023
12	1.15	12	8	5	3	3.770
13	1.15	12	12	7	3	5.172
14	1.15	16	16	5	5	3.850
15	1.15	12	12	5	5	4.018
16	1.75	12	12	7	5	3.560
17	1.15	12	12	5	5	4.015
18	1.15	12	8	5	7	3.550
19	1.6	16	12	5	5	3.555
20	1.6	12	8	5	5	3.580
21	1.75	12	12	5	7	3.610
22	1.15	8	12	7	5	3.190
23	1.75	8	12	5	5	2.687

Trial	A	T _{on}	T _{off}	IP	SV	Ra (μm)
24	1.6	12	16	5	5	3.760
25	1.15	12	8	7	5	5.200
26	1.15	12	16	5	3	3.755
27	1.15	12	12	5	5	4.026
28	1.15	12	8	3	5	3.787
29	1.15	16	12	5	3	3.530
30	1.15	16	12	5	7	3.780
31	1.15	12	16	7	5	4.720
32	1.15	12	16	5	7	4.770
33	1.75	12	16	5	5	4.790
34	1.15	12	12	7	7	4.710
35	1.75	12	8	5	5	4.300
36	1.6	12	12	7	5	4.441
37	1.15	8	12	5	3	3.010
38	1.15	12	12	5	5	4.031
39	1.6	12	12	5	7	4.740
40	1.75	16	12	5	5	3.540
41	1.6	8	12	5	5	2.675
42	1.6	12	12	5	3	4.210
43	1.15	12	12	3	3	3.161
44	1.75	12	12	3	5	3.785
45	1.15	12	16	3	5	3.685
46	1.75	12	12	5	3	4.116



Surface roughness (Ra) was measured by using a Mitutoyo SJ-210 surface roughness tester. To account for spatial variability in surface texture, each sample was measured at three different locations on the machined surface. The final Ra value for each experiment was obtained by calculating the arithmetic mean of the three readings. The Ra values obtained from all experiments are given in the last column of Table 1.

2.2. Data Processing and Modeling

The experimental data were used to train two predictive models for surface roughness: a baseline second-order response surface model (RSM) and an advanced machine learning model using Gaussian Process Regression (GPR). The RSM model served as a benchmark for performance comparison, while the GPR model was developed to improve prediction accuracy in capturing nonlinear and noisy behavior of Ra in UV-EDM.

The GPR model was trained using the `fitrgp` function in MATLAB®, employing a constant basis function and a squared exponential kernel. Standardization of input variables was applied prior to training to ensure numerical stability and improve generalization. The performance of both models was evaluated using the coefficient of determination (R^2), residual analysis, and predicted-versus-actual plots.

2.3. Optimization strategy

To determine the optimal process parameters for minimizing surface roughness, the trained GPR model was used as a surrogate function in a single-objective optimization framework. The objective function was defined as:

$$\min_{x \in D} R_a \text{ GPR}(x) \quad (1)$$

Where $x = [A, T_{\text{on}}, T_{\text{off}}, \text{IP}, \text{SV}]$ and D denotes the feasible design space defined by the lower and upper bounds of each variable.

The optimization was performed using the `fmincon` solver in MATLAB® with the sequential quadratic programming (SQP) algorithm. The initial guess was chosen at the center point of the experimental domain. All decision variables were treated as continuous to enable smooth exploration of the response surface. The predicted minimum Ra value and the corresponding optimal parameter settings were recorded and compared with the experimental results for model validation.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Model accuracy evaluation

The predictive performance of the Gaussian Process Regression (GPR) model for surface roughness (Ra) was assessed and compared with that of the second-order response surface model (RSM). The coefficient of determination (R^2) for the GPR model was calculated as 0.9284, while the corresponding value for RSM was 0.7832. This indicates that the GPR model captured approximately 92.84% of the variance in the experimental data, significantly outperforming the traditional RSM approach.

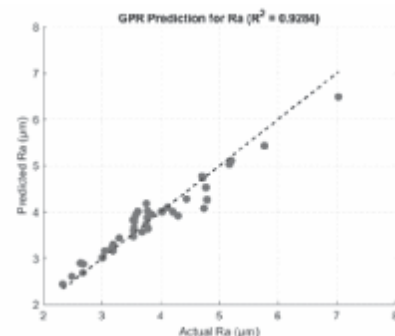


Figure 2. Predicted vs. actual surface roughness (Ra) values from the GPR model

Figure X shows the predicted vs. actual Ra values using the GPR model. The data points are closely clustered around the ideal line $y = x$, suggesting a high degree of prediction accuracy. In contrast, the RSM model exhibited a larger deviation between predicted and actual values, particularly at extreme points of the design space. These findings demonstrate that GPR is more effective in modeling nonlinear and noisy surface characteristics, which are typical in ultrasonic vibration-assisted EDM (UV-EDM) processes.

3.2. Optimization results

The optimal combination of process parameters for minimizing surface roughness (Ra) was determined using the trained GPR model as a surrogate objective function. The optimization was performed using MATLAB's `fmincon` function with bound constraints, and the objective was to minimize the predicted Ra value within the feasible design space.

The optimization yielded a minimum predicted Ra of 2.278 μm at the following combination of process parameters: $A = 1.23$ (μm), $T_{\text{on}} = 8.0$ (μs), $T_{\text{off}} = 10.8$ (μs), $IP = 4.0$ (A), $SV = 5.05$ (V).

These results indicate that a relatively high amplitude of ultrasonic vibration, short pulse on-time, and low-to-moderate levels of discharge current and voltage are beneficial for achieving minimum surface roughness in ultrasonic vibration-assisted EDM.

Notably, the optimal pulse on-time (T_{on}) is located at the lower bound of the design space, reaffirming previous findings that longer pulse durations tend to degrade surface finish. The predicted Ra value of 2.278 μm demonstrates

the ability of the GPR model to accurately represent the nonlinear response of Ra and guide the selection of process parameters with high precision.

The optimized solution lies well within the experimental region defined by the Box-Behnken design, ensuring that the result is practically feasible and experimentally verifiable. This confirms the applicability and reliability of the GPR-based optimization framework for single-objective surface quality enhancement in UV-EDM

To assess the reliability of the model, an experiment was carried out using the optimal parameter set. The measured surface roughness of the machined part was $Ra = 2.426$ μm . Compared to the predicted optimal roughness value, the measurement exhibited a deviation of 6.5% (Table 2). This small error indicates that the discrepancy between the experimentally obtained surface roughness and the predicted value is negligible. Therefore, the optimal parameter set is validated for practical application in achieving minimal surface roughness in pulse machining.

Table 2. Experimental testing results corresponding optimal condition

Output parameter	Predict value	Experiment testing value	Error (%)
Roughness Ra (μm)	2.278	2.426	6.5

4. CONCLUSION

In this study, a Gaussian Process Regression (GPR) model was developed and applied to predict and minimize surface roughness (Ra) in ultrasonic vibration-assisted electrical discharge machining (UV-EDM). A 

Box-Behnken experimental design with five input variables ultrasonic amplitude (A), pulse on-time (T_{on}), pulse off-time (T_{off}), discharge current (IP), and spark voltage (SV) was utilized to train and validate the model. The main conclusions can be summarized as follows:

1) The GPR model significantly outperformed the traditional response surface model (RSM) in terms of prediction accuracy for Ra. The GPR model achieved an R-squared value of 0.9284, while the RSM model yielded only 0.7832.

2) The GPR-based optimization framework successfully identified an optimal set of process parameters that minimized Ra to 2.278 μm . The optimal condition corresponds to $A = 1.23$ (μm), $T_{on} = 8.0$ (μs), $T_{off} = 10.8$ (μs), $IP = 4.0$ (A), $SV = 5.05$ (V).

3) Residual and uncertainty analysis confirmed the robustness of the GPR model, showing low residual dispersion and higher prediction confidence near the center of the design space. This reinforces the model's suitability for practical optimization in UV-EDM.

Overall, the findings demonstrate that GPR is a highly effective and reliable modeling approach for complex and nonlinear surface responses such as Ra in UV-EDM. The proposed framework not only improves prediction fidelity but also enables data-driven optimization with uncertainty quantification, making it a valuable tool for intelligent process control and precision surface engineering.

Acknowledgements:

This work was supported by Thai Nguyen University of Technology (TNUT).

References:

- [1]. P. Zhang, Z. Yin, C. Dai, Z. Cao, Q. Miao, and K. Zhang, "Investigating mechanisms of debris removal in ultrasonic vibration-assisted EDM drilling". International Journal of Mechanical Sciences, vol. 279, p. 109486, 2024.
- [2]. Z. Yin, P. Zhang, J. Chen, X. Yang, and Y. Wang, "A novel EDM method using longitudinal-torsional ultrasonic vibration (LTV) electrodes to improve machining performance for micro-holes". Journal of Manufacturing Processes, vol. 102, pp. 231-243, 2023.
- [3]. A. Hirao, H. Gotoh, and T. Tani, "Some effects on EDM characteristics by assisted ultrasonic vibration of the tool electrode". Procedia CIRP, vol. 68, pp. 76-80, 2018.
- [4]. Y.-C. Lin, J.-C. Hung, H.-M. Chow, A.-C. Wang, and J.-T. Chen, "Machining characteristics of a hybrid process of EDM in gas combined with ultrasonic vibration and AJM". Procedia CIRP, vol. 42, pp. 167-172, 2016.
- [5]. M. Xu, J. Zhang, Y. Li, Q. Zhang, and S. Ren, "Material removal mechanisms of cemented carbides machined by ultrasonic vibration assisted EDM in gas medium". Journal of Materials Processing Technology, vol. 209, no. 4, pp. 1742-1746, 2009.
- [6]. J. Lei, H. Shen, H. Wu, W. Pan, X. Wu, and C. Zhao, "Ultrasonic vibration-assisted electrical discharge machining of enclosed microgrooves with laminated electrodes". Journal of Materials Research and Technology, vol. 30, pp. 9521-9530, 2024.
- [7]. J. Singh, R. Walia, P. Satsangi, and V. Singh, "FEM modeling of ultrasonic vibration assisted work-piece in EDM process". International Journal of Mechanic Systems Engineering, vol. 1, no. 1, pp. 8-16, 2011.
- [8]. D. Kremer, C. Lhiaubet, and A. Moisan, "A study of the effect of synchronizing ultrasonic vibrations with pulses in EDM". CIRP Annals, vol. 40, no. 1, pp. 211-214, 1991.
- [9]. Q. Xing, Z. Yao, and Q. Zhang, "Effects

- of processing parameters on processing performances of ultrasonic vibration-assisted micro-EDM*". The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 112, pp. 71-86, 2021.
- [10]. Y. Wang, Q. Zhang, Z. Yao, L. Yang, and J. Zhang, "Analysis of material removal and surface generation mechanism of ultrasonic vibration-assisted EDM". The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 110, pp. 177-189, 2020.
- [11]. C. Praneetpong, Y. Fukuzawa, S. Nagasawa, and K. Yamashita, "Effects of the EDM combined ultrasonic vibration on the machining properties of Si_3N_4 ". Materials Transactions, vol. 51, no. 11, pp. 2113-2120, 2010.
- [12]. Y. Wang, L. Fan, J. Shi, Y. Dong, and Z. Fu, "Effect of cavitation on surface formation mechanism of ultrasonic vibration-assisted EDM". The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 124, no. 10, pp. 3645-3656, 2023.
- [13]. Y.-C. Lin, F.-P. Chuang, A.-C. Wang, and H.-M. Chow, "Machining characteristics of hybrid EDM with ultrasonic vibration and assisted magnetic force". International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, vol. 15, pp. 1143-1149, 2014.
- [14]. M. Choubey, K. Maity, and A. Sharma, "Finite element modeling of material removal rate in micro-EDM process with and without ultrasonic vibration". Grey Systems: Theory and Application, vol. 10, no. 3, pp. 311-319, 2020.
- [15]. M. T. Shervani-Tabar, K. Maghsoudi, and M. R. Shabgard, "Effects of simultaneous ultrasonic vibration of the tool and the workpiece in ultrasonic assisted EDM". International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics, vol. 14, no. 1, pp. 1-9, 2013.
- [16]. S. Hou and J. Bai, "A novel ultrasonic vibration-assisted micro-EDM method to improve debris removal performance using relative three-dimensional ultrasonic vibration (RTDUV)". The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 127, no. 11-12, pp. 5711-5727, 2023.
- [17]. P. Zhang, Z. Yin, C. Dai, Z. Cao, Q. Miao, and K. Zhang, "The effect of ultrasonic amplitude on the performance of ultrasonic vibration-assisted EDM micro-hole machining". The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 122, no. 3, pp. 1513-1524, 2022.

Minh chứng cho bản lĩnh, năng lực và uy tín của LILAMA 10 trong lĩnh vực công nghiệp năng lượng

Sự kiện Nhà máy điện Nhơn Trạch 3, nhà máy điện khí LNG đầu tiên của Việt Nam hòa lưới điện quốc gia không chỉ đánh dấu bước tiến quan trọng của ngành điện mà còn là minh chứng cho bản lĩnh, năng lực và uy tín của LILAMA 10 trên hành trình xây dựng và phát triển các công trình công nghiệp trọng điểm quốc gia.

Dự án nhà máy điện Nhơn Trạch 3 và Nhơn Trạch 4 là một trong những dự án nhà máy điện khí LNG trọng điểm quốc gia được xây dựng tại xã Phước Khánh, huyện Nhơn Trạch, tỉnh Đồng Nai với tổng công suất 1.500MW, tổng mức đầu tư 1,4 tỷ USD. Đây là dự án nhà máy điện khí LNG tiên phong tại Việt Nam, đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo an ninh năng lượng quốc gia và thúc đẩy quá trình chuyển đổi sang nguồn năng lượng sạch và bền vững.



Nhà máy điện Nhơn Trạch 3, nhà máy điện khí LNG đầu tiên của Việt Nam hòa lưới điện thành công đạt công suất 50 MW.

Dự kiến, khi đi vào hoạt động Nhà máy sẽ bổ sung khoảng 9 tỷ kWh điện/năm cho hệ thống điện quốc gia. Nhà máy thuộc Quy hoạch Điện VII được Chính phủ giao cho Tổng công ty Điện lực Dầu khí Việt Nam (PV Power) làm chủ đầu tư, Samsung C&T Corporation và Tổng Công ty Lắp máy Việt Nam - CTCP là 2 đơn vị trong Liên danh tổng thầu.

Công ty Cổ phần LILAMA 10 (LILAMA 10) là một đơn vị thành viên của Tổng công ty Lắp máy Việt Nam – CTCP có bề dày lịch sử hơn 40 năm. Trong suốt hành trình đó, Công ty không ngừng nâng cao năng lực thi công, làm chủ công nghệ hiện đại, khẳng định vị thế nhà thầu hàng đầu Việt Nam trong lĩnh vực lắp đặt và chế tạo thiết bị cơ điện cho các công trình công nghiệp và năng lượng trọng điểm. Với đội ngũ kỹ sư và công nhân lành nghề, cùng kinh nghiệm dày dặn trong lĩnh vực lắp máy công nghiệp, LILAMA 10 đã đảm nhận nhiều hạng mục quan trọng trong dự án điện Nhơn Trạch 3 & Nhơn Trạch 4, như: Lắp đặt tua-bin khí & tua-bin hơi; Hệ thống tua-bin hiệu suất cao, sử dụng công nghệ tiên tiến giúp tối ưu hiệu suất phát điện; Hệ thống thiết bị phụ trợ (BOP): Đảm bảo vận hành đồng bộ, ổn định và an toàn; Hệ thống đường ống công nghệ, bồn bể, kết cấu thép: Thi công với độ chính xác cao, đáp ứng tiêu chuẩn kỹ thuật nghiêm ngặt; Hệ thống điện - điều khiển: Cung cấp và lắp đặt thiết bị điện, hệ thống điều khiển trung tâm đảm bảo vận hành tự động hóa, an toàn và hiệu quả.

Tiếp bước thế hệ đi trước, những cán bộ kỹ sư, công nhân LILAMA 10 đã chứng minh bản lĩnh và uy tín của Tổng Công ty LILAMA và LILAMA10 khi tham gia thi công các công trình trọng điểm quốc gia.

Có thể nói, dự án Nhà máy điện Nhơn Trạch 3&4 là dự án điện khí LNG sử dụng công nghệ mới, tiên tiến nhất, lần đầu tiên nó có mặt ở Việt Nam, với nhiều chỉ tiêu xếp hàng đầu tại Việt Nam hiện nay như: sử dụng công nghệ đơn trục hiện đại nhất; sử dụng cấu hình 1:1:1:1:1 (Tua-bin khí – Máy phát – Cao áp – Trung áp – Hạ áp) đầu tiên trong cả nước; Là một trong số ít tổ máy tua-bin khí có công suất (trên 500MW) cũng như hiệu suất khí (trên 60%) lớn nhất trên thế giới... Với những thông số nêu trên, việc thi công lắp đặt nhà máy luôn là thách thức đối với đội ngũ kỹ sư, công nhân LILAMA và LILAMA 10. Nhưng cũng chính những thách thức đó lại là mục tiêu để thử thách bản lĩnh, tay nghề để họ từng bước chinh phục và làm chủ công nghệ.

Bằng sự phối hợp nhịp nhàng, quyết liệt trong điều hành chỉ đạo, triển khai thi công trên quy mô lớn, yêu cầu kỹ thuật khắt khe, đảm bảo an toàn, tiến độ và chất lượng theo tiêu chuẩn quốc tế, LILAMA 10 đã vượt qua khó khăn vướng mắc, thực hiện thành công nhiều hạng mục quan trọng, góp phần vào tiến độ thi công và chất lượng vận hành của Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 & Nhơn Trạch 4. 



LILAMA 10 khẳng định vai trò liên danh tổng thầu và đơn vị thi công chủ lực dự án điện Nhơn Trạch 3&4.

Ngày 05 tháng 02 năm 2025 đánh dấu một cột mốc quan trọng đối với ngành năng lượng Việt Nam khi Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 chính thức hòa lưới điện quốc gia, đạt công suất 50 MW.

Trong thành công này, LILAMA 10 đã khẳng định vai trò liên danh tổng thầu và đơn vị thi công chủ lực, trực tiếp tham gia thực hiện các hạng mục quan trọng của dự án.

Hòa cùng nhịp thở của sự phát triển kinh tế và ngành Xây dựng Việt Nam hơn 40 năm qua là hành trình xây dựng giá trị và niềm tin, đầy ấn tượng và tự hào của LILAMA 10, góp phần đưa hàng loạt các công trình lớn ra đời, đóng góp đáng kể vào công cuộc đổi mới của đất nước. Uy tín và thương hiệu của LILAMA 10 không chỉ là niềm tự hào của những người thợ lắp máy mà còn là niềm tự hào của cả ngành Xây dựng. LILAMA 10 đang hướng tới một giai đoạn phát triển mới tiếp tục giữ vững vị thế dẫn đầu trong lĩnh vực lắp máy, chế tạo trong nước và mở rộng thương hiệu trên trường quốc tế. Mặc dù còn có những khó khăn, thách thức phía trước, nhưng với truyền thống đoàn kết, khắc phục khó khăn và tinh thần lao động sáng tạo, tập thể cán bộ, nhân viên, người lao động Công ty Cổ phần LILAMA 10 đã và đang quyết tâm cùng doanh nghiệp phát triển bền vững, tự tin bước vào giai đoạn mới ở phía trước với một khát vọng to lớn.❖

PV