

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 tiêu 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. Trong bản thảo, ở những nội dung tác giả đã tham khảo hoặc sử dụng kết quả nghiên cứu từ các tài liệu khoa học khác, cần đánh dấu bằng số (đặt trong dấu [...]) - là số thứ tự của tài liệu xếp trong danh mục 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 - 0904 177 637 / 0982 254 465

Email: Tckvvn.bbkh@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 314, tháng 4 năm 2024
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
DƯƠNG THANH BÌNH

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH
ĐẶNG VĂN LONG

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP
TS. **ĐỖ HỮU HÀO** (Chủ tịch)
GS,TSKH. **BÀNH TIẾN LONG** (P. Chủ tịch)
KS. **TẠ QUANG MAI** (P. Chủ tịch)
TSKH. **PHAN XUÂN DŨNG**
PGS,TS. **HÀ MINH HÙNG**
PGS,TS. **TRƯỜNG VIỆT ANH**
GS,TS. **ĐINH VĂN CHIẾN**
GS,TSKH. **PHẠM VĂN LANG**
GS,TS. **CHU VĂN ĐẠT**
PGS,TS. **TRẦN VĨNH 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. **TRƯỜNG HOÀNH SƠN**
TS. **HÒ TRẦN ANH NGỌC**

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

*Tạp chí Cơ khí Việt Nam:
- In tại Công ty Cổ phần In Khoa học Công nghệ Hà Nội
- Khung khổ 20,5cm x 28,5cm
- 404 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 120.000 đồng/quyển Tạp 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 áp dụng công nghệ laser cladding nhằm tối ưu hóa quá trình sửa chữa chi tiết máy
- ❖ Nghiên cứu giải pháp xây dựng hệ thống chẩn đoán ô tô online phục vụ gara sửa chữa ô tô
- ❖ Nghiên cứu lý thuyết biến dạng hướng kính của phôi cán khí cán nghiêng

Số 314, tháng 4 năm 2024
Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 25 tháng 4 năm 2024



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:** 0904 177 637 - 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 452/CBC-QLBC ngày 22 tháng 4 năm 2024 của Cục Báo chí,
Bộ Thông tin và Truyền thông, để xuất bản số 314 tháng 4 năm 2024

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: tck.tp HCM@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

Phóng viên thường trú:

- 1. Tại Hải Phòng:**
- Lê Thế Hiệp
Điện thoại: 0913 063 747
Email: daidientck@gmail.com

MỤC LỤC

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM SỐ 314, THÁNG 4 NĂM 2024

Trang

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (6 – 397)

1. PGS,TS. Vũ Tuấn Đạt : Tính bền kết cấu khung sắt-xi của xe sơ-mi rơ-moóc bồn chở xi măng rời.....	6
2. Trần Quốc Thoại, Trương Công Giang, Nhữ Quý Thor, Trần Ngọc Tiến : Đánh giá máy CNC dựa trên phương pháp ra quyết định đa tiêu chí MABAC, COCOSO, MARCOS và ENTROPY.....	11
3. TS. Nguyễn Thành Nhân, Nguyễn Trường An, Nguyễn Văn Thành Trí : Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo hệ thống tích hợp khử khuẩn đồ dùng cá nhân tại nơi công cộng.....	17
4. ThS. Nguyễn Văn Trúc : Ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến độ mòn điện cực khi xung tia lửa điện trên thép SKD11.....	24
5. Ngô Văn Giang, Nguyễn Hữu Ngoạn, Ngô Ngọc Sơn, Lê Thái Sơn : Chuẩn bị thành, gờ để nâng cao chất lượng các mối hàn ống mỏng.....	28
6. Nguyễn Thọ Sơn : Xây dựng chương trình tự động tính toán đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài bề mặt răng côn răng cong hệ Gleason.....	32
7. Trịnh Tuấn Dương : Thiết kế hệ thống điều khiển cho máy rót bột tự động.....	37
8. Đỗ Hữu Tuấn, Phùng Công Dũng : Ứng dụng phần mềm ANSYS phân tích dao động riêng của dầm chính cầu trục....	41
9. PGS,TS,NGND. Nguyễn Đăng Diệm , ThS. Phùng Công Dũng : Cơ sở khoa học để hoán cải máy xây dựng hiện có và đề so sánh giải pháp thay thế một máy xây dựng hiện có bằng máy khác hiện đại hơn.....	46
10. Nguyễn Anh Dũng, Ngô Văn Vũ : Tích hợp camera xử lý ảnh và robot Igus 5 bậc tự do với trạm phân loại sản phẩm theo vật liệu MS4.....	52
11. Đặng Hà Dũng : Đánh giá khả năng tự động nhận dạng và tìm tham số điều khiển bằng phương pháp relay có trễ cho nhiệt độ lò sấy sử dụng vi điều khiển ARM.....	59
12. Lương Hải Chung, Nguyễn Thanh Sơn, La Ngọc Tuấn : Ứng dụng phần mềm NX nâng cao khả năng gia công các bề mặt phức tạp trên máy Mill-Turn 4 trục.....	64
13. ThS. Lê Toàn Thắng , PGS,TS. Phạm Trọng Hòa : Đánh giá tác dụng hỗ trợ của khung xương ngoài bị động cho công việc nâng vật trên cao.....	70
14. Nguyễn Hồng Quân, Vũ Văn Tấn : Khảo sát và phân tích động học hệ thống lái trợ lực điện.....	76
15. Tổng Hải Yến, Ngô Thị Tuyết : Tối ưu hóa các yếu tố ảnh hưởng đến độ mỏng quá trình dập tấm thông qua mô phỏng và Taguchi kế hoạch thí nghiệm.....	88
16. Trần Thụy Liên : Nghiên cứu truyền nhiệt qua vải dệt sử dụng phần mềm Ansys.....	93
17. Nguyễn Thu Thủy : Nghiên cứu tính bền vững và những tác động của ngành Dệt may.....	98
18. Trần Nguyễn Lâm : Nghiên cứu ứng dụng phần mềm CLO3D trong thiết kế và dạy vẽ kết cấu trang phục.....	103
19. Nguyễn Thị Lan Anh : Nghiên cứu tổng quan về kỹ thuật phát hiện lỗi vải tự động.....	108
20. TS. Đương Văn Lạc : Phát triển hệ thống điều khiển cho robot công nghiệp sử dụng PLC Mitsubishi Q.....	114
21. Bùi Thị Thu Hiền : Khảo sát ảnh hưởng của một vài thông số đến độ bền kéo của vải dệt thoi.....	119
22. ThS. Nguyễn Đức Trung : Nghiên cứu giải pháp xây dựng hệ thống chẩn đoán ô tô online phục vụ gara sửa chữa ô tô.....	123
23. Phạm Anh Tuấn, Nguyễn Văn Trà, Vũ Ngọc Tuấn : Nghiên cứu ứng dụng công cụ Simulation -x khảo sát động lực học ô tô có hộp số tự động AT.....	128
24. Lưu Thanh Tùng, Nguyễn Đức Thiên Ân, Phan Khánh Duy, Tô Nghĩa Nhân : Nghiên cứu thuật toán điều khiển robot 4 chân.....	133
25. Đào Quang Khanh, Hứa Xuân Long, Tống Lâm Tùng : Nghiên cứu mô phỏng nhận dạng phi tuyến hệ lái trợ lực điện C-EPS trên xe ô tô sử dụng Matlab – Simulink.....	139
26. Nguyễn Hữu Ngoạn : Thiết kế chế tạo máy uốn thép hình H200.....	147
27. TS. Nguyễn Thùy Chi , TS. Nguyễn Ngọc Trung : Nghiên cứu tính toán, thiết kế khung chính của máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc.....	152
28. PGS,TS. Nguyễn Văn Vịnh : Ứng dụng Solidworks để tối ưu gầu đào của máy đào một gầu.....	157
29. Giản Thị Thu Hương : Ảnh hưởng của mật độ sợi ngang và tỷ lệ sợi chun đến độ đàn hồi của vải denim có sợi ngang pes bọc lõi chun.....	162
30. Ngô Văn Thanh, Nguyễn Trường Giang : Phân tích ảnh hưởng của xung lực nền móng lên dao động của hệ rotor – ô trục.....	169
31. Lưu Thanh Tùng, Nguyễn Trí Thanh, Nguyễn Hoàng Long, Tống Phước Thanh An : Nghiên cứu thuật toán nhận diện và phân loại rác thải nhựa tự động bằng YOLOv8.....	174
32. TS. Đoàn Văn Tú : Nghiên cứu tính toán tăng chiều sâu làm việc của máy đào một gầu thủy lực cỡ lớn PC1100SP-6... ..	180
33. Đỗ Khắc Sơn : Mô phỏng ảnh hưởng của các thông số đến quá trình làm việc của pin nhiên liệu trên ô tô.....	186
34. Phùng Tiến Duy, Lê Trung Kiên : Giải pháp nâng cao năng suất và hệ số sử dụng vật liệu chế tạo lõi động cơ điện một chiều trên khuôn dập liên tục.....	191

35. Nguyễn Thị Hòa: Nghiên cứu sử dụng công nghệ CAD/CAM trong thiết kế dệt may.....	196
36. Vũ Hoài Anh, Nguyễn Tiến Dũng: Xác lập tốc độ tuyệt đối của một điểm theo phương tiếp tuyến trên máy cán ngang..	200
37. Nguyễn Tiến Dũng, Vũ Hoài Anh: Nghiên cứu lý thuyết biến dạng hướng kính của phôi cán khi cán nghiêng.....	204
38. Dương Hải Nam, Đặng Văn Hòa: Nghiên cứu quá trình cán tạo hình ống profin nhằm đưa ra bộ số tối ưu.....	208
39. Đặng Văn Hòa, Dương Hải Nam: Xác định giá trị biến dạng quá trình cán ống nhằm lựa chọn sơ đồ phù hợp.....	212
40. Trần Văn Mạnh: Nghiên cứu lý thuyết biến dạng bề mặt tiếp xúc nhằm nâng cao chất lượng gia công.....	216
41. Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền: Ứng dụng phương pháp số phân tích đặc tính làm việc của bánh lái dạng đuôi cá.....	220
42. Nguyễn Mạnh Nền, Nguyễn Chí Công: Nghiên cứu ứng dụng phần mềm CAE để phân tích dòng chảy nhựa trong khuôn ép nhựa và dự báo lỗi cho sản phẩm sau khi ép.....	225
43. Phan Văn Dương: Xây dựng mô hình tính mức tiêu thụ năng lượng cho xe ô tô tự hành dùng động cơ xăng.....	232
44. Lý Hưng Thịnh, Phan Hoàng Long, Dương Văn Tú, Nguyễn Huy Hùng, Nguyễn Tấn Tiến: Nghiên cứu tự động hóa kiểm định đầu bảo khối Part 1 – Nghiên cứu tiêu chí kiểm định theo TCVN 7568-7: 2015.....	239
45. Lưu Tuấn Anh, Ngô Thanh Bình: Giải pháp loại bỏ hiện tượng chong chành cho ca nô neo đậu trên mặt nước dao động...	247
46. Lê Quang Minh, Vũ Mạnh Cường: Phương pháp xác định đại lượng đặc trưng độ tin cậy trong khai thác ô tô quân sự..	254
47. Tào Ngọc Linh, Nguyễn Thành Nhân: Định vị robot tự hành ứng dụng giải thuật tiến hóa vi phân thích nghi ngẫu nhiên..	265
48. ThS. Phạm Anh Tuấn: Nghiên cứu, tính toán kết cấu thép khung chính nhà đỗ xe ô tô ba tầng với các điều kiện sử dụng ở Việt Nam.....	271
49. Nguyễn Văn Trà, Vũ Mạnh Dũng: Xây dựng thuật toán xác định đặc tính bộ điều hòa lực phanh trên ô tô tải.....	278
50. Lý Hưng Thịnh, Phan Hoàng Long, Dương Văn Tú, Nguyễn Huy Hùng, Nguyễn Tấn Tiến: Nghiên cứu tự động hóa kiểm định đầu bảo khối, Part 2 – Đề xuất giải pháp kiểm định đầu bảo khối tự động.....	285
51. ThS. Trần Đình Văn, TS. Nguyễn Đình Tân, ThS. Bùi Quang Toàn: Nghiên cứu áp dụng công nghệ laser cladding nhằm tối ưu hóa quá trình sửa chữa chi tiết máy.....	291
52. ThS. Đỗ Anh Tuấn, ThS. Trịnh Thị Mai: Ứng dụng phần mềm abaqus trong phân tích và tính toán mối ghép đinh tán	299
53. ThS. Đỗ Gia Cường, PGS,TS. Trần Quang Hùng, PGS,TS. Lưu Đức Thạch: Nghiên cứu xây dựng mô hình động lực học hệ cơ khí – thủy lực của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường bê tông xi măng.....	304
54. ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập: Phân tích rung động thân vỏ ô tô con khi có kích thích của động cơ và mặt đường.....	310
55. Nguyễn Văn Lại, Trần Đức Huân: Đặc tính không đều của lưu lượng bom thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài.....	317
56. Lê Thuý Hiền, Nguyễn Thanh Thủy: Đánh giá ảnh hưởng của sạc pin xe ô tô điện với các điều kiện khác nhau....	321
57. PGS,TS. Trần Quang Hùng, PGS,TS. Lưu Đức Thạch, ThS. Đỗ Gia Cường: Kết quả nghiên cứu thực nghiệm xác định một số thông số động lực học của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường bê tông xi măng.....	325
58. PGS,TS. Phạm Thị Minh Huệ, Phạm Mỹ Huyền, Vũ Thị Vân Anh, Nguyễn Minh Quang, Doãn Thị Thùy Trang, Nguyễn Duy Tùng: Ứng dụng hệ thống lean manufacturing cải thiện dây chuyền sản xuất tại Công ty Cơ khí Quang Huy	329
59. Hoàng Tùng Lâm, Hoàng Văn Nam, Cao Thế Anh: Phục hồi trục cán thép bị mòn kích thước bằng phương pháp phun phủ laser.....	334
60. Nguyễn Hữu Ngoạn, Ngô Văn Giang: Nghiên cứu việc mài mòn dụng cụ cắt trong quá trình tiện thông qua việc đánh giá rung động.....	339
61. PGS,TS. Phạm Thị Minh Huệ, Phạm Thị Lan, Ngô Văn Huy, Ngô Minh Lương, Nguyễn Việt Anh, Đặng Xuân Thanh: Thiết kế, mô phỏng chi tiết ổ trục xe máy bằng công nghệ tạo hình gia tăng đơn điểm.....	345
62. Lê Thái Sơn: Đánh giá chất lượng mối hàn khi hàn ma sát khuấy từ kết quả đo rung động.....	350
63. ThS. Tạ Thị Thanh Huyền, ThS. Nguyễn Quang Cường, PGS,TS. Nguyễn Thành Công, Nguyễn Văn Đoàn: Nghiên cứu ứng dụng thị giác máy tính nhận diện tình trạng hư hỏng lốp ô tô.....	355
64. Vu Trương Hy, Nguyễn Khắc Hải Long, Phạm Huy Hoàng: Modal analysis of bicycle frame using finite element method	363
65. Tran Van Dua, Phạm Đức Cuong, Đào Duy Trung: Researching the optimization of technological parameters for coating hard CrN on SKD11 steel substrate.....	368
66. Nguyễn Khắc Hải Long, Vu Trương Hy, Phạm Huy Hoàng: Structural and static analysis on bicycle frame using finite element method.....	375
67. ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập, ThS. Tạ Thị Thanh Huyền: Một số phương pháp kiểm soát tiếng ồn trong ô tô con.....	381
68. Đặng Trung Kiên, Phan Hoàng Long, Dương Văn Tú, Nguyễn Tấn Tiến: Nghiên cứu tự động hóa kiểm định bình chữa cháy xách tay, phần 1 – Nghiên cứu tiêu chí kiểm định theo TCVN 7026: 2013.....	387
DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (398-400)	
- LILAMA10 viết tiếp truyền thống trên thủy điện Italy mở rộng.....	398

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẦN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO
KHOA HỌC ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 314, THÁNG 4 NĂM 2024

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	TS. Hoàng Trung Kiên; TS. Vũ Trung Tuyền	Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương
2	PGS,TS. Trịnh Lương Miên; TS. Nguyễn Anh Ngọc; TS. Nguyễn Ngọc Trung; TS. Nguyễn Tùng Lâm; TS. Khương Thị Hà; PGS,TS. Đinh Thị Thanh Huyền; TS. Nguyễn Thìn Quỳnh; TS. Nguyễn Thiết Lập; PGS,TS. Nguyễn Thành Công; TS. Phạm Tất Thắng	Trường Đại học Giao thông Vận tải
3	PGS,TS. Hà Minh Hùng	Viện Phát triển Kỹ thuật Công nghệ Tiên tiến
4	TS. Tô Viết Thành; TS. Nguyễn Đăng Quý	Học viện Kỹ thuật Quân sự
5	TS. Trương Minh Đức; TS. Phạm Văn Liệu; TS. Nguyễn Tường Vi; TS. Trần Văn Hoàng; TS. Phạm Trung Thiên	Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp
6	TS. Đậu Trí Dũng	Trường Cao đẳng Kỹ thuật Công nghiệp Việt Nam – Hàn Quốc
7	PGS,TS. Đỗ Đức Trung; TS. Trương Chí Công TS. Phan Đình Hiếu	Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
8	TS. Trần Mạnh Hà	Trường Đại học Công nghiệp Vinh
9	TS. Trần Trọng Tài	Trường Đại học Trần Đại Nghĩa
10	TS. Nguyễn Khoa Triều	Trường Đại học Công nghiệp TP. Hồ Chí Minh
11	TS. Trần Văn Thục; TS. Nguyễn Anh Dũng TS. Lý Hoàng Hiệp; PGS,TS. Nguyễn Thành Trung TS. Phùng Xuân Lan	Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội
12	TS. Phạm Đức Thiên	Trường Đại học Mỏ - Địa chất
13	PGS,TS. Trần Anh Dũng; TS. Nguyễn Chí Công; TS. Đỗ Khắc Tiệp	Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
14	TS. Đào Anh Tuấn	Trường Vật liệu, Đại học Bách khoa Hà Nội
15	PGS,TS. Võ Tường Quân; TS. Bùi Thanh Luân; PGS,TS. Lưu Thanh Tùng	Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh
16	TS. Đào Mạnh Quyền; TS. Bùi Văn Trầm	Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải
17	TS. Nguyễn Văn Quảng	Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
18	PGS,TS. Nguyễn Hùng	Trường Đại học Công nghệ TP. Hồ Chí Minh
19	TS. Trần Anh Quân	Công ty Cổ phần Viện máy và Dụng cụ Công nghiệp
20	TS. Nguyễn Trường Giang	Trường Đại học Điện lực

TÍNH BỀN KẾT CẤU KHUNG SÁT-XI CỦA XE SƠ-MI RƠ-MOÓC BỒN CHỜ XI MĂNG RỜI

STRUCTURAL STRENGTH ANALYSIS FOR CHASSIS FRAME OF BULK CEMENT TANK TRAILER

PGS,TS. **Vũ Tuấn Đạt**

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo ứng dụng phần mềm ANSYS thiết lập mô hình phần tử hữu hạn cho kết cấu khung sát-xi của xe sơ-mi rơ-moóc bồn chờ xi măng rời. Tính bền kết cấu ở chế độ tải trọng tĩnh được thực hiện khi bồn chứa đầy xi măng rời. Kết quả tính toán cho thấy giá trị ứng suất Von-mises ở các vị trí nguy hiểm đáp ứng được yêu cầu về độ bền với hệ số dự trữ bền nhỏ nhất, $k_{b-min} \approx 2,06$.

Từ khóa: Sơ-mi rơ-moóc bồn chờ xi măng rời; Khung sát-xi; Mô hình phần tử hữu hạn; Tính bền kết cấu; Hệ số dự trữ bền.

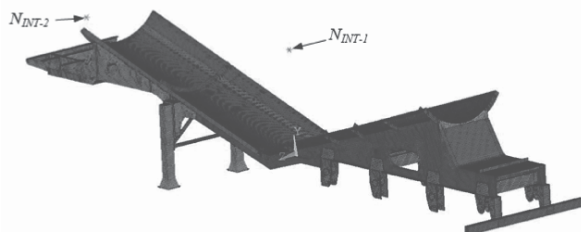
ABSTRACT

In this paper, the finite element model of the chassis frame structure of a bulk cement tank trailer was built using ANSYS software. The structural strength analysis of the chassis frame was carried out with static load in the case of filling up a full tank of bulk cement. The calculation results show that Von-mises stress values at critical locations meet the strength requirements with a minimum safety factor, $k_{b-min} \approx 2.06$.

Keywords: Bulk cement tank trailer; Chassis frame; Finite element model; Structural strength analysis; Safety factor.

Với mục tiêu nghiên cứu là đánh giá độ bền khi chịu tải trọng tĩnh, và tiến tới phân tích độ bền mỏi cho mỗi ghép hàn của kết cấu khung sắt-xi trong nghiên cứu tiếp theo, cũng như để đơn giản hóa khi xây dựng mô hình FE, giả thiết: bỏ qua các cấu kiện có trọng lượng nhỏ và ít ảnh hưởng đến độ bền của kết cấu khung sắt-xi như chấn bôn, đường ống dẫn khí nén, hộ lan bên,...; bỏ qua phần thân bồn chứa xi-măng rời, chỉ giữ lại tấm đáy chịu lực chính và được hàn liên kết với hai dầm dọc của khung sắt-xi; gốc tọa độ của mô hình (O) đặt ở đáy bồn và trong mặt phẳng đối xứng dọc.

Trong ANSYS, sử dụng phần tử SHELL63 với hằng số độ dày để chia lưới cho các kết cấu dạng tấm mỏng với đặc trưng vật liệu chế tạo là thép Q345A: khối lượng riêng $\rho = 7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$; mô-đun đàn hồi $E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$; hệ số Poisson $\mu = 0,3$.



Hình 2. Mô hình FE của kết cấu khung sắt-xi

Tải trọng tác dụng lên khung sắt-xi được xem xét bao gồm: khối lượng $G_{BC} = G_B + G_C = 32.960 \text{ kg}$, có chiều cao trọng tâm $H1 = 1.652 \text{ mm}$ và tác dụng lên toàn bộ bề mặt tấm đáy bồn chứa; khối lượng $G_D = 960 \text{ kg}$, có chiều cao trọng tâm $H2 = 1.415 \text{ mm}$ và tác dụng lên các dầm ngang của sàn công tác phía trước của khung sắt-xi. Sử dụng các điểm nút ngoài (N_{INT-1} và N_{INT-2}) có tọa độ tương ứng với trọng tâm các khối lượng (G_{BC} và G_D) để mô phỏng điểm đặt lực, kết hợp với ràng buộc liên kết đa điểm cứng (Rigid region) với các bề mặt chịu lực. Ràng buộc 03 bậc tự do tịnh tiến (UX,

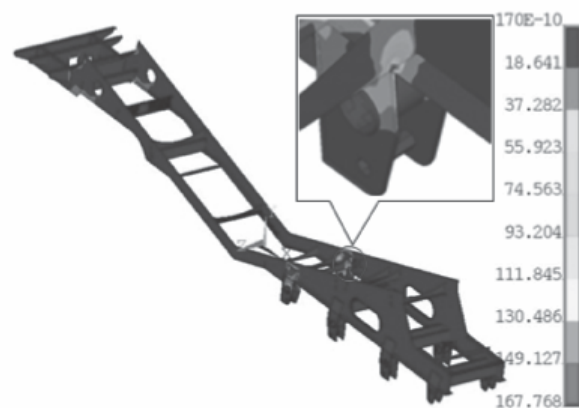
UY, UZ) cho các điểm nút tại chốt moóc; ràng buộc 02 bậc tự do tịnh tiến (UY, UZ) cho các điểm nút của chốt đỡ của 08 giá đỡ nhíp. Mô hình FE của kết cấu khung sắt-xi như trên hình 2, bao gồm 93.929 phần tử và 93.483 điểm nút.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

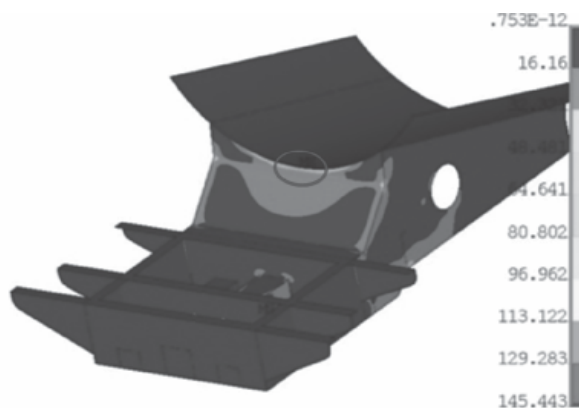
Kết quả phân tích ứng suất được đánh giá theo ứng suất tương đương Von-mises [8]:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)]} \quad (1)$$

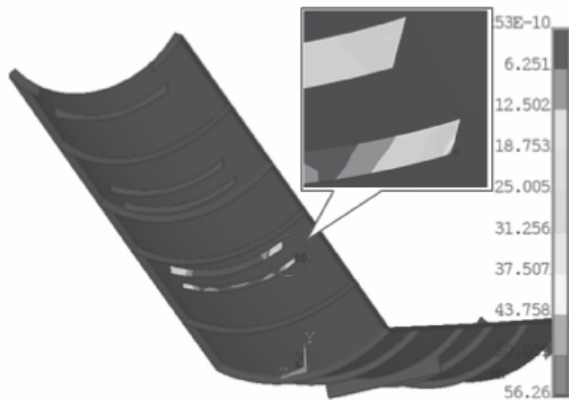
Trong đó: σ_i là các ứng suất pháp theo các phương; σ_{ij} là các ứng suất tiếp tương ứng.



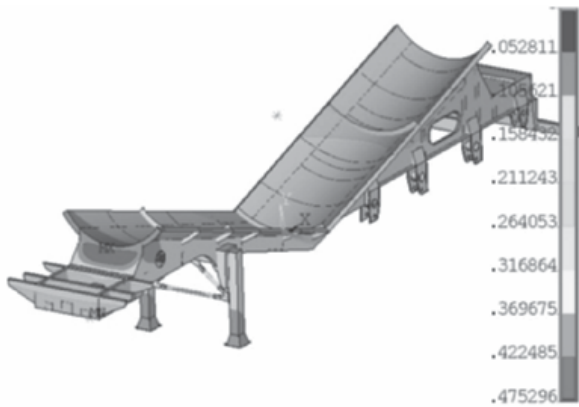
Hình 3. Phân bố ứng suất Von-mises trên dầm dọc và dầm ngang



Hình 4. Phân bố ứng suất Von-mises trên khung giá chốt moóc và tấm ốp



Hình 5. Phân bố ứng suất Von-mises trên tấm đáy bồn chứa và gân tăng cứng



Hình 6. Chuyển vị tương đương (Displacement vector sum) của kết cấu

Trên hình 3 đến hình 5 là phân bố ứng suất Von-mises trên các cụm kết cấu chịu lực chính của khung sắt-xi của xe BCTT. Đối với cụm kết cấu dầm dọc và dầm ngang (hình 3), các khu vực có ứng suất tập trung nằm ở vị trí liên kết giá đỡ nhíp và dầm dọc. Trong đó, giá trị lớn nhất nằm ở vị trí liên kết hàng giá đỡ nhíp thứ nhất với dầm dọc, $\sigma_{\max 1} \approx 167,8$ MPa. Đối với kết cấu khung giá chốt moóc và ốp trước (hình 4), khu vực có ứng suất tập trung nằm ở đường liên kết giữa tấm ốp mặt trước và tấm đáy của bồn chứa, $\sigma_{\max 2} \approx 145,4$ MPa. Đối với kết cấu tấm đáy bồn chứa và các gân tăng cứng (hình 5), khu vực có ứng suất tập trung nằm ở

vị trí các đầu gân tăng cứng liên kết với dầm dọc và tấm đáy, $\sigma_{\max 3} \approx 56,3$ MPa. Trên hình 6 là kết quả phân tích chuyển vị tương đương (Displacement vector sum) của kết cấu với khu vực có giá trị chuyển vị lớn nhất nằm ở tấm ốp, $D_{\max} \approx 0,5$ mm là rất nhỏ.

Với vật liệu chế tạo khung sắt-xi là thép Q345A, có giới hạn chảy (Yield stress) ở vùng làm việc đàn hồi, $\sigma_{S(Q345A)} \approx 345$ MPa. Có thể tính hệ số dự trữ bền thông qua công thức:

$$k_b = \frac{\sigma_{S(Q345A)}}{\sigma_{\max}} \quad (2)$$

Từ đó, ta tính được hệ số dự trữ bền nhỏ nhất tương ứng với $\sigma_{\max 1} \approx 167,8$ MPa của kết cấu khung sắt-xi, $k_{b-\min} \approx 2,06$. Với kết cấu cơ khí nói chung, giá trị hệ số dự trữ bền thường lớn hơn 1,5. Như vậy, kết cấu đảm bảo điều kiện bền.

Bên cạnh đó, việc xác định các vị trí có ứng suất tập trung là rất cần thiết cho hướng nghiên cứu tiếp theo là phân tích độ bền mỏi cho mỗi ghép hàn của kết cấu khung sắt-xi của BCTT. Vì mô hình phân tích độ bền mỏi của mỗi ghép hàn phụ thuộc vào hình dạng mỗi hàn và chiều dày tấm hàn để xác định kích thước chia lưới phân tử trong mô hình FE và khoảng cách các điểm tham chiếu khi tính toán.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình FE cho kết cấu khung sắt-xi của BCTT và tính toán kiểm tra bền cho kết cấu ở trường hợp chịu tải trọng tĩnh. Kết quả tính toán cho thấy kết cấu khung sắt-xi đảm bảo điều kiện bền với hệ số dự trữ bền $k_{b-\min} \approx 2,06$. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở để xây dựng mô hình phân tích độ bền mỏi cho mỗi ghép hàn cho kết cấu

khung sạt-xi trong hướng nghiên cứu tiếp theo, đồng thời, có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo trong việc tính toán kết cấu BCTT, giúp các đơn vị chế tạo trong nước chủ động trong công tác thiết kế, chế tạo.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải trong đề tài mã số T2024-CK-010: “Nghiên cứu phân tích động lực học kết cấu và đánh giá độ bền mỏi cho khung sơ-mi rơ-moóc bồn chở xi-măng rời”. ❖

Ngày nhận bài: **15/01/2024**

Ngày phản biện: **15/02/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Huy Chính (2014); *Độ bền mỏi của kết cấu thép hàn*. NXB. Xây dựng, Hà Nội.
- [2]. Richards K. G. (1969). *Fatigue Strength of Welded Structures*. Welding Institute, Cambridge.
- [3]. Kim J. G and Lee J. G (2012). *Static and Dynamic Finite Element Analyses of A Bulk-Cement Trailer*. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 36 (8), pp: 945-951.
- [4]. Vũ Tuấn Đạt, Nguyễn Trọng Phúc (2018); *Tính bền kết cấu sơ-mi rơ moóc-xi téc chở xi măng rời*. Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, Số 64, pp: 49-55.
- [5]. Penaz J and Voltr O (2013). *Dynamic Analysis of Behavior of Three-axle Semi-trailer Road Tank Going on Special Waved Roadway*. Transportation Engineering, Vol. 41 (2), pp: 139-142.
- [6]. Vũ Tuấn Đạt, Nguyễn Văn Trung (2018); *Phân tích đặc trưng động lực học cho kết cấu sơ mi rơ moóc-xi téc chở xi măng rời*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Số đặc biệt, 10/2018, pp: 102-107.
- [7]. Kim J. S and et al (2017). *Lightweight Design of a Bulk Trailer Using Topology Optimization*. Transactions of KSAE, Vol.25 (5), pp: 548-554.
- [8]. ANSYS, Inc (2013). *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference – Release 15.0* (Edited by: Kohnke P), Published in the U.S.A.

ĐÁNH GIÁ MÁY CNC DỰA TRÊN PHƯƠNG PHÁP RA QUYẾT ĐỊNH ĐA TIÊU CHÍ MABAC, COCOSO, MARCOS VÀ ENTROPY

AN MCDM APPROACH FOR CNC MACHINE SELECTION BASED ON MABAC, COCOSO, MARCOS AND ENTROPY

Trần Quốc Thoại¹, Trương Công Giang¹, Nhữ Quý Tho², Trần Ngọc Tiến^{2,*}

¹Trường Cao đẳng Kinh tế Kỹ thuật Vĩnh Phúc

² Khoa Cơ điện tử, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Việc lựa chọn máy CNC là một thách thức khó khăn, yêu cầu xem xét tổng thể đối với nhiều yếu tố ảnh hưởng đến chức năng cơ bản và hiệu suất của máy. Nghiên cứu này tập trung vào việc sử dụng các phương pháp ra quyết định đa tiêu chí (MCDM) để tìm ra máy CNC phù hợp nhất. Hai phương pháp MCDM được sử dụng là MABAC và COCOSO. Ngoài ra, phương pháp Entropy được áp dụng để tính toán trọng số cho các tiêu chí lựa chọn máy CNC, xác định các tiêu chí quan trọng và gán trọng số dựa trên đo lường entropy. Kết quả của nghiên cứu cho thấy việc xếp hạng là nhất quán và mang lại hiệu quả trong quá trình chọn lựa máy CNC khi có nhiều tiêu chí xung đột.

Từ khóa: Lựa chọn máy CNC; MCDM; Entropy.

ABSTRACT

Selecting a CNC machine poses a challenging task, as it requires a comprehensive evaluation of various factors that impact the machine's fundamental function and performance. This research concentrates on employing multi-criteria decision making (MCDM) techniques to determine the most suitable CNC machine. The MABAC and COCOSO methods are utilized as the two MCDM approaches. Furthermore, the Entropy method is employed to compute weights for CNC machine selection criteria, establish crucial criteria, and assign weights based on entropy measurements. The study's findings demonstrate that the ranking process is consistent and effective when confronted with numerous conflicting criteria during CNC machine selection.

Keywords: Machine CNC selection; MCDM; Entropy.



1. GIỚI THIỆU

Công nghệ điều khiển số CNC (Controlled Numerical Control) đã đem lại một bước tiến trong ngành công nghiệp, đặc biệt là trong việc gia công chính xác các chi tiết cơ khí và sản xuất các sản phẩm phức tạp. Sự áp dụng của các máy CNC đã mang lại nhiều lợi ích, bao gồm tăng năng suất sản xuất, giảm thời gian và chi phí lao động, đồng thời đảm bảo độ chính xác và chất lượng cao cho sản phẩm cuối cùng. Với sự phát triển của các ngành công nghiệp như ô tô, hàng không, y tế và điện tử, máy CNC đã đóng góp quan trọng cho sự tiến bộ của ngành công nghiệp hiện đại. Tuy nhiên, việc lựa chọn máy CNC không chỉ là một thách thức kỹ thuật, mà còn là một bài toán quản lý chi phí phức tạp. Việc chọn một máy CNC từ nhiều tùy chọn và các tiêu chí có xung đột phức tạp đòi hỏi một quá trình ra quyết định đa tiêu chí (Multiple Criteria Decision Making – MCDM), trong đó bao gồm cả các tiêu chí định tính và định lượng. Các nhà nghiên cứu đã áp dụng các phương pháp MCDM để giải quyết vấn đề này trong nhiều lĩnh vực khác nhau và đã đạt được nhiều hiệu quả và độ tin cậy đã được công nhận [1-3]. Do và cộng sự [4] đã sử dụng các phương pháp MCDM khác nhau như MABAC và TOPSIS để xếp hạng các giải pháp trong quá trình tiện lỗ. Kết quả bao gồm 25 dữ liệu xếp hạng cho các giải pháp và tất cả đều xác định cùng một giải pháp tốt nhất. Trong một nghiên cứu khác, Chu và cộng sự [5] đã đề xuất một phương pháp TOPSIS mờ để lựa chọn robot, trong đó đánh giá các điểm của các lựa chọn khác nhau so với các tiêu chí chủ quan và trọng số của tất cả các tiêu chí được đánh giá bằng các thuật ngữ ngôn ngữ được biểu diễn bằng các số mờ. Mandal và cộng sự [6] đã sử dụng phương pháp Interval-valued spherical fuzzy MABAC để đánh giá và lựa chọn phương pháp quản lý rác nhựa hiệu quả. Một phiên bản cải

tiến mới của phương pháp MABAC, kết hợp với lý thuyết xác suất tích lũy và DPLTS, đã được Wang và nhóm nghiên cứu giới thiệu để giải quyết các vấn đề đa tiêu chí [7]. Kumar và các cộng sự [8] đã đề xuất phương pháp SWARA-CoCoSo để lựa chọn robot phun sơn. Andrejić và cộng sự [9] đã áp dụng mô hình hỗ trợ ra quyết định BWM-CoCoSo để tối ưu hóa lựa chọn nhân sự trong lĩnh vực vận tải. Ngoài ra, phương pháp trọng số Entropy đã được sử dụng để đạt được các ưu tiên khách quan cho quá trình đánh giá robot hàn [10]. Trong nghiên cứu [11], các tác giả cũng đã sử dụng Entropy để lựa chọn vật liệu.

Trong nghiên cứu này, chúng tôi sử dụng hai phương pháp ra quyết định đa tiêu chí độc lập: MABAC, COCOSO để lựa chọn máy CNC. Ngoài ra, chúng tôi cũng áp dụng phương pháp trọng số Entropy để xây dựng bộ trọng số khách quan cho các tiêu chí.

2. PHƯƠNG PHÁP MCDM

2.1. Phương pháp MABAC

Phương pháp MABAC được xây dựng để đánh giá các lựa chọn theo các bước sau [12]:

Bước 1: Xác định ma trận quyết định cỡ $n \times m$ với n là số lựa chọn và m là số lượng tiêu chí:

$$X = [x_{ij}]_{m \times n} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1m} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nm} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Bước 2: Chuẩn hóa ma trận quyết định, trong đó phương trình (2) áp dụng cho tiêu chí loại lợi nhuận và phương trình (3) áp dụng cho tiêu chí loại chi phí.

$$n_{ij} = \frac{x_{ij} - \min_i x_i}{\max_i x_i - \min_i x_i} \quad (2)$$

$$n_{ij} = \frac{x_{ij} - \max_i x_i}{\min_i x_i - \max_i x_i} \quad (3)$$

Bước 3: Xây dựng ma trận trọng số dựa trên các giá trị từ ma trận chuẩn hóa theo công thức sau:

$$v_{ij} = w_i (n_{ij} + 1) \quad (4)$$

Bước 4: Tính toán khoảng xấp xỉ biên cho tất cả các tiêu chí theo công thức sau:

$$g_i = \left(\prod_{j=1}^m v_{ij} \right)^{1/m} \quad (5)$$

Bước 5: Tính khoảng cách các phương án từ vùng xấp xỉ biên cho các phần tử ma trận theo phương trình:

$$Q = \begin{bmatrix} v_{11} - g_1 & v_{12} - g_2 & \dots & v_{1n} - g_n \\ v_{21} - g_1 & v_{22} - g_2 & \dots & v_{2n} - g_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ v_{m1} - g_1 & v_{m2} - g_2 & \dots & v_{mn} - g_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & \dots & q_{1n} \\ q_{21} & q_{22} & \dots & q_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ q_{m1} & q_{m2} & \dots & q_{mn} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Các lựa chọn A_i thuộc các vùng (G, G^+, G^-) theo công thức:

$$A_i \in \begin{cases} G^+ & \text{khi } q_{ij} > 0 \\ G & \text{khi } q_{ij} = 0 \\ G^- & \text{khi } q_{ij} < 0 \end{cases} \quad (7)$$

Bước 6: Xếp hạng các phương án theo tổng khoảng cách của các phương án thuộc vùng biên theo công thức:

$$S_i = \sum_{j=1}^n q_{ij}, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (8)$$

2.2. Phương pháp COCOSO

Phương pháp COCOSO được triển khai theo các bước sau [13]:

Bước 1: Tương tự phương pháp MABAC.

Bước 2: Chuẩn hóa ma trận quyết định, trong đó tiêu chí lợi nhuận sử dụng phương trình (9) còn tiêu chí chi phí sử dụng phương trình (10).

$$r_{ij} = \frac{x_{ij} - \min_i x_{ij}}{\max_i x_{ij} - \min_i x_{ij}} \quad (9)$$

$$r_{ij} = \frac{\max_i x_{ij} - x_{ij}}{\max_i x_{ij} - \min_i x_{ij}} \quad (10)$$

Bước 3: Tính tổng trọng số S_i và tổng trọng số công suất P_i của các chuỗi so sánh cho từng phương án.

$$S_i = \sum_{j=1}^n (w_j r_{ij}) \quad (11)$$

$$P_i = \sum_{j=1}^n (r_{ij})^{w_j} \quad (12)$$

Bước 4: Tính toán trọng số tương đối của các lựa chọn bằng chiến lược tổng hợp theo các công thức (13-15). Trong nghiên cứu này, giá trị tham số $\lambda = 0,5$.

$$k_{ia} = \frac{P_i + S_i}{\sum_{i=1}^m (P_i + S_i)} \quad (13)$$

$$k_{ib} = \frac{S_i}{\min_i S_i} + \frac{P_i}{\min_i P_i} \quad (14)$$

$$k_{ic} = \frac{\lambda(S_i) + (1 - \lambda)(P_i)}{(\lambda \max_i S_i + (1 - \lambda) \max_i P_i)}; \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad (15)$$

Bước 5: Thiết lập thứ hạng cuối cùng của các lựa chọn dựa trên các giá trị k_i được xác định bằng công thức (16), k_i càng cao thì giá trị thứ hạng càng cao.

$$k_i = (k_{ia} k_{ib} k_{ic})^{\frac{1}{3}} + \frac{1}{3}(k_{ia} + k_{ib} + k_{ic}) \quad (16)$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Trong nghiên cứu này, chúng tôi đánh giá và so sánh các dòng máy CNC của một số hãng hàng đầu như NAKAMURA, DOSSAN, ROMI và MAZAK. Dữ liệu chi tiết về các dòng máy CNC này đã được thu thập từ đánh giá của các chuyên gia trong lĩnh vực CNC và từ các nguồn tài liệu trước đây [14]. Tất cả các thông số kỹ thuật này được coi là những tiêu chí quan trọng để đánh giá hiệu suất và tính năng của từng loại máy CNC. Bảng 1 mô tả các tiêu chí đánh giá máy CNC và bảng 2 là ma trận quyết định thể hiện các thông số của các tiêu chí đánh giá.

Bảng 1. Các tiêu chí đánh giá máy CNC

Tiêu chí	Ký hiệu	Ý nghĩa
Đường kính máy	DIA	Một chỉ số quan trọng để xác định khả năng gia công của máy trên các vật liệu khác nhau.
Tốc độ	RPM	Số vòng quay mỗi phút là một yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến tốc độ và chất lượng của quá trình gia công.
Số lượng dụng cụ cắt	NT	Số lượng dụng cụ cắt có sẵn trong máy ảnh hưởng đến khả năng đa dạng hóa trong quá trình gia công.
Số trục máy	NA	Số trục máy là một chỉ số quyết định đến khả năng kiểm soát và tính linh hoạt trong quá trình gia công.
Trọng lượng máy	MW	Trọng lượng của máy đóng vai trò quan trọng trong ổn định và độ chắc chắn của máy khi hoạt động.
Bố trí mặt bằng	FL	Bố trí trên sàn là yếu tố quan trọng đối với việc tích hợp máy vào không gian làm việc.
Công suất máy	HP	Công suất máy ảnh hưởng đến khả năng xử lý các vật liệu khó gia công và đòi hỏi công suất lớn.

Bảng 2. Ma trận quyết định

Kiểu tối ưu	Max	Max	Max	Max	Min	Min	Max
Máy CNC/Tiêu chí	DIA	RPM	NT	NA	MW	FL	HP
NAKAMURA	7,48	5000	24	9	26400	1074,52	15
DOSSAN	9,5	6000	12	8	16534	921,188	20
ROMI	11,02	6000	12	4	19000	2620,8	25
MAZAK	16,93	4000	12	6	24250	1881,49	30

Dựa trên dữ liệu được cung cấp trong bảng 2, chúng tôi sử dụng phương pháp Entropy để xác định trọng số cho mỗi tiêu chí. Kết quả trọng số cho các tiêu chí là: DIA (0,165), RPM (0,045), NT (0,19), NA (0,15), MW (0,062), FL (0,278), HP (0,111). Sử dụng các giá trị trọng số này, chúng tôi áp dụng các phương pháp MCDM để xếp hạng các lựa chọn máy CNC. Kết quả xếp hạng được hiển thị trong bảng 3.

Bảng 3. Bảng xếp hạng các lựa chọn máy CNC

Máy CNC	MABAC	COCOSO
NAKAMURA	2 (0,0967)	2 (2,426)
DOSSAN	1 (0,331)	1 (2,855)
ROMI	4 (0,0579)	4 (1,587)
MAZAK	3 (0,0074)	3 (2,323)

Từ kết quả cho bởi bảng 3, ta thấy rằng: Hai phương pháp được sử dụng cho nghiên cứu có tính nhất quán trong việc đánh giá máy CNC. Máy CNC của hãng DOSSAN xếp hạng 1, hạng 2 là máy NAKAMURA, tiếp theo đến máy CNC của hãng MAZAK, xếp hạng cuối cùng là ROMI.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này đề xuất một phương pháp mới để đánh giá và lựa chọn máy CNC. Phương pháp này có độ tin cậy và tính nhất quán cao. Bằng cách sử dụng phương pháp đánh giá trọng số các tiêu chí Entropy, kết quả trở nên khách quan hơn. Kết quả cho thấy máy CNC của hãng DOSSAN đứng đầu danh sách, tiếp theo là hãng NAKAMURA, MAZAK và cuối cùng là hãng ROMI. Phương pháp này có ý nghĩa quan trọng trong việc đánh giá và lựa chọn máy CNC và có thể cung cấp thông tin tham khảo hữu ích cho các doanh nghiệp sản xuất gia công cơ khí. Trong tương lai, phương

pháp này có thể được áp dụng để đánh giá các loại máy CNC khác nhau, nhằm cải thiện năng suất, tiết kiệm chi phí và đáp ứng các yêu cầu sản xuất ngày càng cao. ❖

Ngày nhận bài: 12/01/2024

Ngày phản biện: 01/02/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bui, H. A., Tran, N. T., & Nguyen, D. L. (2023). *Multi-criteria decision making in the powder-mixed electrical discharge machining process based on the cocoso, spotis algorithms and the weighting methods*. International Journal of Modern Manufacturing Technologies (IJMMT), 15(1), 69-79.
- [2]. Dua, T. V. (2023). *Combination of design of experiments and simple additive weighting methods: a new method for rapid multi-criteria decision making*. EUREKA: Physics and Engineering, (1), 120-133.
- [3]. Dua, T. V. (2023). *Combination of symmetry point of criterion, compromise ranking of alternatives from distance to ideal solution and collaborative unbiased rank list integration methods for wood working machinery selection for small business in Vietnam*. EUREKA: Physics and Engineering, (2), 83-96.
- [4]. Do, D. T., & Nguyen, N. T. (2022). *Applying COCOSO, MABAC, MAIRCA, EAMR, TOPSIS and weight determination methods for multi-criteria decision making in hole turning process*. Strojnicky Časopis-Journal of Mechanical Engineering, 72(2), 15-40.
- [5]. Chu, T. C., & Lin, Y. C. (2003). *A fuzzy TOPSIS method for robot selection*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21, 284-290.
- [6]. Mandal, U., & Seikh, M. R. (2023). *Interval-valued spherical fuzzy MABAC method based on Dombi aggregation operators with unknown attribute weights to select plastic waste management process*. Applied Soft Computing, 110516.

- [7]. Wang, Z., Cai, Q., Lu, J., & Wei, G. *MABAC method based on cumulative prospect theory for MCGDM with dual probabilistic linguistic term set and applications to sustainable supplier selection*. Journal of Intelligent & Fuzzy Systems, 45(3), 3587-3608.
- [8]. Kumar, V., Kalita, K., Chatterjee, P., Zavadskas, E. K., & Chakraborty, S. (2022). *A SWARA-CoCoSo-based approach for spray painting robot selection*. Informatica, 33(1), 35-54.
- [9]. Andrejić, M., & Pajić, V. (2023). *Optimizing personnel selection in transportation: An application of the BWM-CoCoSo decision-support model*. J. Organ. Technol. Entrep, 1(1), 35-46.
- [10]. Chodha, V., Dubey, R., Kumar, R., Singh, S., & Kaur, S. (2022). *Selection of industrial arc welding robot with TOPSIS and Entropy MCDM techniques*. Materials Today: Proceedings, 50, 709-715.
- [11]. Hussain, S. A. I., & Mandal, U. K. (2016, July). *Entropy based MCDM approach for Selection of material*. In National Level Conference on Engineering Problems and Application of Mathematics (pp. 1-6).
- [12]. Pamučar, D., & Ćirović, G. (2015). *The selection of transport and handling resources in logistics centers using Multi-Attributive Border Approximation area Comparison (MABAC)*. Expert Systems with Applications, 42(6), 3016-3028.
- [13]. Dwivedi, P. P., & Sharma, D. K. (2022). *Application of Shannon entropy and CoCoSo methods in selection of the most appropriate engineering sustainability components*. Cleaner Materials, 5, 100118.
- [14]. Gupta, V., Kumar, B., & Mandal, U. K. (2016). *CNC Machine tool selection using MCDM techniques and application of software SAINNA*. International Journal of Engineering Trends and Technology, 35(7), 323-334.

NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG TÍCH HỢP KHỬ KHUẨN ĐỒ DÙNG CÁ NHÂN TẠI NƠI CÔNG CỘNG

RESEARCH, DESIGN AND MANUFACTURING INTEGRATED DISINFECTION SYSTEM FOR PERSONAL BELONGINGS IN PUBLIC PLACES

TS. Nguyễn Thành Nhân*, Nguyễn Trường An, Nguyễn Văn Thành Trí

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Hiện nay, vi khuẩn và virus vẫn đang là mối đe dọa lớn đối với sức khỏe của con người trên toàn thế giới. Các bệnh lây nhiễm do vi khuẩn và virus đã và đang gây ra nhiều thiệt hại về mặt sức khỏe và kinh tế, đặc biệt là đại dịch Covid-19 đang diễn ra trên toàn cầu. Trên thế giới, Covid-19 đã gây ra hàng triệu ca nhiễm và hàng trăm ngàn ca tử vong. Các bệnh lây nhiễm khác như sốt xuất huyết, viêm não Nhật Bản, viêm gan B và C và lao vẫn đang gây ra những tác động đáng kể đối với sức khỏe của người dân. Vì vậy, việc phòng chống lây nhiễm bằng các biện pháp khử trùng và khử khuẩn đang trở thành một giải pháp quan trọng trong việc đối phó với các bệnh lây nhiễm này, giúp giảm thiểu tối đa nguy cơ lây nhiễm và đảm bảo an toàn cho sức khỏe cộng đồng.

Từ khóa: Khử khuẩn; Covid-19; Vi khuẩn; Sức khỏe.

ABSTRACT

Currently, bacteria and viruses remain a major threat to human health worldwide. Infectious diseases caused by bacteria and viruses have inflicted significant health and economic damages, especially the ongoing global pandemic of Covid-19. Covid-19 has resulted in millions of infections and hundreds of thousands of deaths worldwide. Other infectious diseases such as dengue fever, Japanese encephalitis, hepatitis B and C, and tuberculosis continue to have significant impacts on people's health. Therefore, infection prevention through disinfection and sanitation measures has become a crucial solution in combating these infectious diseases, aiming to minimize the risk of transmission and ensure the safety of public health.

Keywords: Disinfection; Covid-19; Bacteria; Health.



1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, vi khuẩn và virus đang là mối đe dọa lớn đối với sức khỏe của con người trên toàn thế giới. Các bệnh lây nhiễm do vi khuẩn và virus đã và đang gây ra nhiều thiệt hại về mặt sức khỏe, kinh tế đặc biệt là đại dịch Covid-19 đang diễn ra trên toàn cầu.

Trên thế giới, Covid-19 đã gây ra hàng triệu ca nhiễm và hàng trăm ngàn ca tử vong. Tại Việt Nam, mặc dù đã có những nỗ lực đáng kể trong việc kiểm soát và phòng chống, tuy nhiên vẫn còn tồn tại nguy cơ cao về sự lây lan của Covid-19. Ngoài ra, các bệnh lây nhiễm khác như sốt xuất huyết, viêm não Nhật Bản, viêm gan B và C và lao vẫn đang gây ra những tác động đáng kể đối với sức khỏe của người dân.

Vì vậy, việc sử dụng các thiết bị và công nghệ khử khuẩn có thể giúp giảm thiểu tối đa nguy cơ lây nhiễm và đảm bảo an toàn cho sức khỏe cộng đồng.

Trên thế giới hiện đang có bốn phương pháp khử khuẩn được sử dụng phổ biến. Đó là khử khuẩn bằng khí ozone, khử khuẩn bằng tia UV, khử khuẩn bằng nhiệt và khử khuẩn bằng dung dịch sát khuẩn. Có rất nhiều thiết bị và hệ thống được chế tạo nhằm tiêu diệt vi khuẩn hiệu quả như: hệ thống tích hợp khử trùng tay và đế giày, dép, buồng khử khuẩn quần áo toàn thân cho công nhân,... Các hệ thống, thiết bị trên sử dụng một hoặc kết hợp hai, ba phương pháp trong bốn phương pháp khử khuẩn phổ biến kể trên.

Để tối ưu hóa khả năng khử khuẩn và giảm thiểu sự lây lan của vi khuẩn và virus, chúng tôi đã tích hợp cả bốn phương pháp khử khuẩn vào thiết bị của mình. Điều này tạo ra

một sự sáng tạo và đổi mới vượt trội, mang đến hiệu quả trong việc tiêu diệt nhiều loại vi khuẩn tồn tại ở trong không khí và bề mặt đồ vật thuộc phạm vi khử khuẩn.

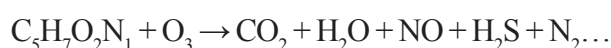
Với mỗi loại vi khuẩn có tính chất và độc lực riêng biệt, việc sử dụng cả bốn phương pháp khử khuẩn đảm bảo hiệu quả khử khuẩn tối ưu nhất. Khả năng kết hợp cả bốn phương pháp giúp đối phó hiệu quả với sự biến đổi và đa dạng của vi khuẩn. Sau khi khảo sát, nghiên cứu và tính toán, nhóm nghiên cứu đã đưa ra một giải pháp khử khuẩn hiệu quả, hỗ trợ trong việc giảm thiểu tối ưu khả năng lây lan của vi khuẩn, bảo vệ sức khỏe cộng đồng.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Khử khuẩn bằng khí ozone

Phương pháp khử khuẩn bằng ozone là phương pháp sử dụng khí ozone để tiêu diệt vi khuẩn, virus và các tác nhân gây bệnh khác.

[1] Tế bào vi khuẩn chứa trên 95% các nguyên tố C, H, O, N tạo thành các đại phân tử hữu cơ (protein) có cấu trúc không gian phức tạp. Thành phần và công thức hóa học của vi khuẩn gần đúng như sau: $C_5H_7O_2N$. Ozone tương tác rất mạnh với các phân tử hữu cơ, trước hết phá hủy vỏ tế bào, xâm nhập vào tế bào và nhân tế bào. Các phản ứng ô-xy hóa xảy ra, kết quả là các liên kết giữa C và H, O, N bị phá hủy tức là phá hủy cấu trúc protein, biến protein thành các hợp chất đơn giản hơn và cuối cùng là các hợp chất vô cơ (các chất khoáng). Quá trình ô-xy hóa chất hữu cơ, biến chúng thành chất vô cơ gọi là quá trình khoáng hóa. Phương trình khoáng hóa vi khuẩn có thể viết như sau:



Ngưỡng ozone cho phép ở một số môi trường trong không khí [2]:

Tỷ lệ không khí	0.02 – 0.04ppm
Khử mùi không khí	0.03 – 0.06ppm
Khử trùng không khí	0.05 – 0.08ppm
Dụng cụ phẫu thuật	0.05 – 0.06ppm
Kho bảo quản	0.03 – 0.05ppm

Theo khuyến cáo của Viện Quốc gia về Sức khỏe và An toàn Nghề nghiệp Mỹ, nồng độ ozone trong không khí không được vượt quá 0,10 ppm tại bất cứ thời điểm nào.

2.2. Khử khuẩn bằng tia cực tím (UV)

[3] Khử trùng bằng tia cực tím (UV) là sử dụng các bước sóng thích hợp của nó để phá hủy cấu trúc phân tử của DNA hoặc RNA trong các tế bào của vi sinh vật, gây ức chế các tế bào tái sinh. Tia cực tím hấp thụ vào trong các DNA và gây ra các biến đổi hoá học, làm mất chức năng tự sửa chữa của tế bào, dẫn đến cái chết của vi khuẩn.

Công nghệ khử trùng bằng tia cực tím dựa trên công nghệ y học và quang động học hiện đại. Nó sử dụng ánh sáng cực tím dải UV-C có hiệu quả cao, cường độ cao để chiếu xạ các thực phẩm, chất lỏng nhằm tiêu diệt trực tiếp các virus, vi khuẩn và các mầm bệnh. Đặc biệt tia UV-C bước sóng 100nm đến 280nm có tác dụng diệt khuẩn, diệt trùng virus và nấm mốc rất mạnh.

Trong phương pháp này, tia UV được sử dụng với một mức độ năng lượng và tần số cụ thể để phá hủy vi khuẩn, virus.

2.3. Khử khuẩn bằng dung dịch

Dung dịch rửa tay là một chất lỏng chứa

các hoạt chất có khả năng diệt khuẩn và loại bỏ vi khuẩn trên tay người. Nguyên lý diệt khuẩn của dung dịch rửa tay là hoạt động cơ chế hóa học, thường sử dụng các hoạt chất như cồn, triethylamine oxide, cloramin B, chlorhexidine gluconate hoặc các chất khác. Các hoạt chất này có tác dụng khử trùng bằng cách tấn công vào các thành phần của vi khuẩn: màng tế bào, protein và axit nucleic, gây ra sự phá vỡ và giết chết vi khuẩn. Ngoài ra, dung dịch rửa tay còn có khả năng loại bỏ bụi bẩn, dầu mỡ và mồ hôi, giúp làm sạch tay và ngăn ngừa sự lây lan của các bệnh truyền nhiễm.

Dung dịch có khả năng tiêu diệt hoặc giảm số lượng vi khuẩn và virus. Mức độ tiêu diệt phụ thuộc vào loại dung dịch, nồng độ, thời gian tiếp xúc, điều kiện môi trường.

2.4. Khử khuẩn bằng nhiệt

[4] Phương pháp khử khuẩn bằng nhiệt hoạt động bằng cách sử dụng nhiệt độ để giết chết các loại vi sinh vật có trong một vật liệu hoặc môi trường nào đó.

Phương pháp khử khuẩn bằng nhiệt thường được sử dụng để tiêu diệt các vi sinh vật có trong các loại vật liệu như: thực phẩm, dụng cụ y tế,... Nồng độ của vi sinh vật cần tiêu diệt có thể khác nhau, vì vậy nhiệt độ cần được điều chỉnh để đảm bảo chúng bị tiêu diệt hoàn toàn.

3. MỘT SỐ TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CÁC BỘ PHẬN

3.1. Tính toán công suất máy tạo Ozone

Máy tạo ozone cung cấp khí O₃ cho 02 vị trí lần lượt: buồng trên và 01 buồng dưới.



Theo khuyến cáo của Viện Quốc gia về Sức khỏe và An toàn Nghề nghiệp Mỹ, nồng độ ozone trong không khí không được vượt quá 0,1 ppm tại bất cứ thời điểm nào.

Ta có bảng sau:

Vị trí	Thể tích (m ³)	Thời gian mở van
Buồng trên	0,036	30s

Ta có công thức chuyển đổi [5]:

$$\Rightarrow \begin{aligned} 7,284 \text{ ppm} &= 12,8 \text{ g/m}^3 \\ 0,1 \text{ ppm} &= 0,176 \text{ g/m}^3 \end{aligned}$$

+ Khối lượng O₃ cần có ở buồng trên để đạt nồng độ 0,1 ppm là:

$$m = 0,176 \cdot 0,036 = 0,0063 \text{ (g)}$$

⇒ Công suất tính toán của máy Ozone:

$$P_{tt} = \frac{m}{t} = \frac{0,0063}{30} = 0,00021 \text{ (g/s)} = 0,756 \text{ (g/h)}$$

+ Ở buồng dưới, khử khuẩn bằng cách phun trực tiếp lên tay trong thời gian ngắn 5-10s sẽ không ảnh hưởng đến da.

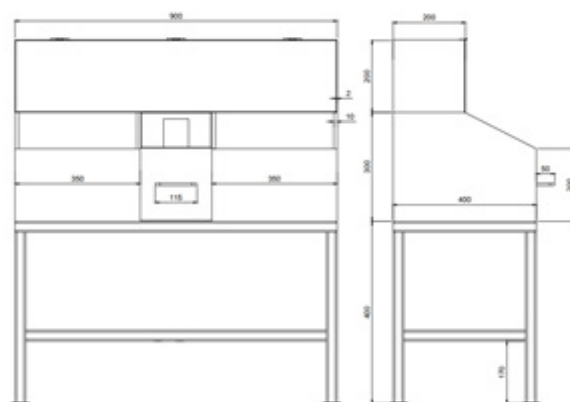
Ta chọn công suất cho máy tạo O₃ là 1(g/h).

3.2. Thiết kế kết cấu hệ thống

+ Buồng trên: Khử khuẩn bằng O₃, tia UV;

+ Buồng dưới: Khử khuẩn bằng O₃, dung dịch, nhiệt;

+ Hệ khung đỡ: Hộp inox 30x30x4 mm.

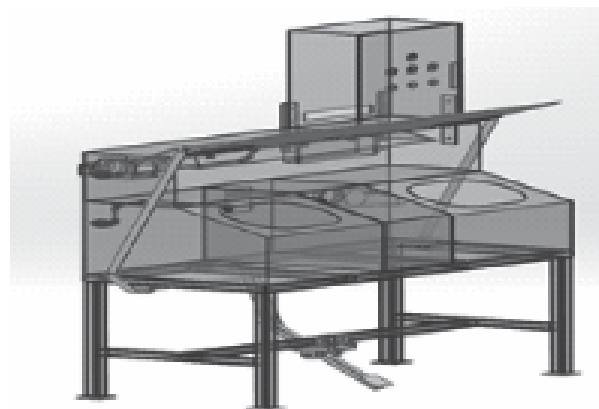


Hình 1. Thiết kế hệ thống tích hợp khử khuẩn nơi công cộng

3.3. Thiết kế cơ cấu mở nắp buồng trên

Để giảm thiểu tối đa khả năng lây lan của vi khuẩn, chúng tôi hạn chế việc tiếp xúc qua da, phổ biến nhất là tay người.

Ở đây, nhóm nghiên cứu sử dụng cơ cấu đạp chân để mở nắp buồng thay vì dùng tay, cơ cấu gồm các thanh thép 30x3 mm (rộng x dày) liên kết giữa các khớp quay như hình dưới:



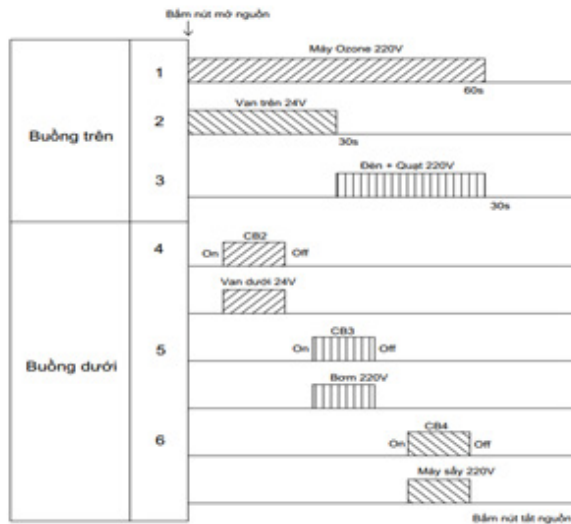
Hình 2. Thiết kế 3D hệ thống chân đạp nắp buồng trên



Hình 3. Hình ảnh 3D hệ thống cấp khí O₃

Hệ thống ống cung cấp khí từ máy tạo O_3 cho buồng trên sử dụng ống nhựa $\phi 6$ cùng với các loại cút nối nhanh, đảm bảo phân tán O_3 đi khắp thể tích của buồng.

3.4. Biểu đồ và quy trình hoạt động của hệ thống



Hình 4. Biểu đồ hoạt động của hệ thống



Hình 5. Quy trình sử dụng hệ thống

4. MÔ PHỎNG, KIỂM TRA ĐỘ BỀN HỆ KHUNG ĐỖ CỦA HỆ THỐNG

Hệ khung sử dụng các thanh hộp inox 304 kích thước 30x30x4 mm.

Sử dụng phần mềm Solidwork 2019 [6] để tính khối lượng của các bộ phận, sau đó đặt tải trọng lên hệ khung đỡ sơ bộ như sau:

Bộ phận	Tải trọng
Buồng trên và buồng dưới vật liệu inox 304	55kg
Tủ điện, máy Ozone, quạt hút, máy sấy, đèn UV	6kg
Hệ thống dây điện, ống nước, các thiết bị điện, cảm biến	5kg
Tổng tải trọng sơ bộ	66kg

Để chắc chắn đảm bảo độ bền cho khung đỡ, ta lấy tải trọng mà hệ khung đỡ phải chịu là: 80 (kg), tương đương 800 (N).

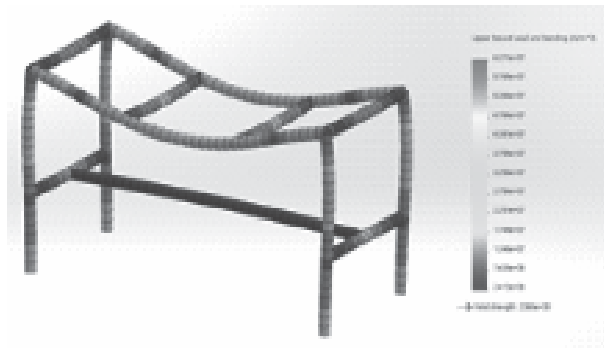
a) Kiểm tra chuyển vị của hệ khung đỡ



Hình 6. Kết quả mô phỏng chuyển vị của hệ khung đỡ

+ Cho kết quả chuyển vị max theo phương thẳng đứng của hệ khung đỡ là: 0,975mm.

b) Kiểm tra ứng suất của hệ khung đỡ



Hình 7. Kết quả mô phỏng ứng suất hệ khung đỡ

Ứng suất lớn nhất hệ khung đỡ có thể chịu được	206 Mpa
Ứng suất lớn nhất hệ khung đỡ đang phải chịu	63 Mpa

c) Kiểm tra hệ số an toàn hệ khung đỡ



Hình 8. Kết quả mô phỏng tính toán hệ số an toàn hệ khung đỡ

+ Hệ số an toàn tính toán $FOS = 3,3 > 3$ thỏa mãn, hợp lý, tiết kiệm được chi phí vật liệu.

5. KẾT QUẢ

5.1. Hệ thống

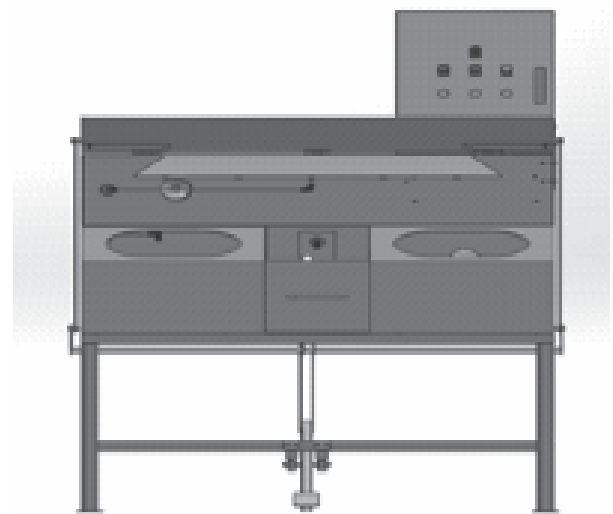
- Đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo một hệ thống tích hợp khử khuẩn đồ dùng

cá nhân tại nơi công cộng như nhà ga, sân bay, bệnh viện,... với kích thước tổng thể là 900x400x900 mm. Hệ thống sử dụng cơ cấu hệ thanh để mở nắp buồng trên nhằm tối ưu, hạn chế việc tiếp xúc bằng tay khi sử dụng, phòng tránh khả năng lây lan của mầm bệnh.

- Mô phỏng bền hệ thống khung đỡ bằng phần mềm Solidwork 2019 và đạt được kết quả tối ưu khi sử dụng hộp inox 30x30x4 mm.

- Đã xây dựng biểu đồ hoạt động, sơ đồ hoạt động, chu trình sử dụng của hệ thống nhằm đơn giản hóa trong việc sử dụng hệ thống đối với người dùng.

Trong thời gian tới, nhóm nghiên cứu sẽ tập trung vào cải tiến hệ thống theo hướng ứng dụng công nghệ thông tin, dùng trí tuệ nhân tạo AI vào việc tự động hóa quá trình khử khuẩn, giúp quá trình khử khuẩn trở nên tự động và không cần thao tác thủ công, nhằm hạn chế tối ưu khả năng lây lan virus, vi khuẩn qua con đường tiếp xúc.



Hình 9. Hình ảnh thiết kế 3D hệ thống



Hình 10. Hệ thống tích hợp khử khuẩn đồ dùng cá nhân nơi công cộng đang được thử nghiệm tại Đại học Bách Khoa Hà Nội

6. KẾT LUẬN

Có thể nói rằng với thời đại hiện nay, sức khỏe con người được đặt lên hàng đầu. Một trong số các tác nhân gây bệnh cho con người đáng báo động đó là virus, vi khuẩn.

Hệ thống tích hợp khử khuẩn đồ dùng cá nhân là một giải pháp hiệu quả để phòng ngừa vi khuẩn, virus và các tác nhân gây bệnh khác trong không khí và trên bề mặt đồ dùng

với khả năng khử khuẩn bằng bốn phương pháp phổ biến hiện nay.

Với sự kết hợp của cả bốn phương pháp này, hệ thống tích hợp khử khuẩn đồ dùng cá nhân tại nhà ga, sân bay, bệnh viện,... đem lại hiệu quả tối đa trong việc phòng tránh các vi khuẩn và virus, giúp giảm thiểu nguy cơ lây nhiễm và bảo vệ sức khỏe cho cộng đồng. ❖

Ngày nhận bài: 10/11/2023

Ngày phản biện: 12/12/2023

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Ozonekiddt [online]. Available <https://www.ozonekiddt.vn/co-che-diet-khuan-cua-ozone/>
- [2]. Drozon [online]. Available <https://thietbiozone.com/nguong-nong-do-ozone-cho-phep/>
- [3]. Vệ sinh công nghiệp Đà Nẵng [online]. Available <https://vesinhcongnghiepdanang.com/cac-phuong-phap-khu-trung-diet-khuan/>
- [4]. 24htin [online]. Available <https://24htin.net/cac-cach-khu-trung-duoc-dung-pho-bien-hien-nay.html>
- [5]. Ozonekiddt [online]. Available <https://www.thietbikiddt.vn/cong-thuc-chuyen-doi-cua-ozone>
- [6]. Solidworks 2019 Software, Dassault Systemes SolidWorks Corp.

ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐẾN ĐỘ MÒN ĐIỆN CỰC KHI XUNG TIA LỬA ĐIỆN TRÊN THÉP SKD11

EFFECT OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON ELECTRODE WEAR WHEN ELECTRICAL SPARK PULSE ON SKD11 STEEL

ThS. Nguyễn Văn Trúc

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

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu thực nghiệm về ảnh hưởng của thông số công nghệ đến độ mòn của điện cực khi gia công EDM trên thép SKD11. Thực nghiệm được tiến hành trên máy xung OSCARMAX S430S với điện cực đồng đỏ. Tác giả đã sử dụng phương pháp quy hoạch thực nghiệm để xây dựng mô hình toán học mô tả ảnh hưởng của thời gian phóng xung và thời gian ngừng phóng xung đến độ mòn của điện cực 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; Mòn điện cực; Thép SKD11.

ABSTRACT

This paper presents the results of experimental research on the influence of technological parameters on electrode wear when EDM machining on SKD11 steel. The experiment was conducted on an OSCARMAX S430S pulse machine with the copper electrode. The author used the experimental planning method to build a mathematical model to describe the influence of pulse discharge time and pulse discharge stop time on electrode wear during machining. The research results can be applied in production and serve as the basis for applications to similar materials.

Keywords: 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} đến độ mòn điện cực theo khối lượng.

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.

2.3. Thiết bị đo mòn

Sử dụng cân phân tích MW-P Series độ chính xác 1/1000 (hình 2).



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 2. Cân phân tích MW-P Series

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thí nghiệm

Với hai thông số đầu vào sẽ thay đổi của quá trình thí nghiệm (t_{on} và t_{off}) sẽ có $2^k = 2^2 = 4$ điểm thí nghiệm gốc (ở mức mã hóa -1 và +1); và nên lựa chọn ít nhất 03 điểm trung tâm (ở mức mã hóa 0) [2]. Như vậy, kế hoạch thí nghiệm sẽ bao gồm 07 điểm và được sắp xếp như trong bảng 4.

Giá trị các thông số t_{on} , t_{off} 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 4, cường độ dòng điện phóng xung đặt cố định $I_c = 15A$; mỗi thí nghiệm tiến hành 03 lần, sau đó lấy giá trị trung bình [3].

Bảng 4. Số liệu thực nghiệm

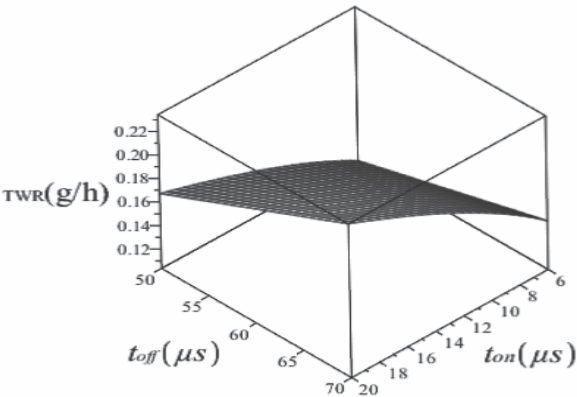
TT TN	Biến mã hóa		Biến thực nghiệm		Độ mòn điện cực
	x_1	x_2	t_{on} (μs)	t_{off} (μs)	TWR (g/giờ)
1	-1	-1	6	50	0,11
2	0	0	13	60	0,18
3	0	0	13	60	0,178
4	-1	+1	6	70	0,14
5	+1	-1	20	50	0,16
6	0	0	13	60	0,182
7	+1	+1	20	70	0,245

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 độ mòn điện cực như sau:

$$TWR=0,001.t_{on}^{1,003}.t_{off}^{0,399}$$

Quan hệ giữa độ mòn điện cực và chế độ công nghệ là hàm mũ, thời gian phóng xung ảnh hưởng đến độ mòn điện cực nhiều hơn phù hợp với các nghiên cứu lý thuyết trước đó [4].



Hình 3. Ảnh hưởng của chế độ công nghệ đến độ mòn điện cực

4. KẾT LUẬN

Từ một số kết quả đã thực hiện trong nghiên cứu này, rút ra một số kết luận khi xung thép SKD11 trên máy xung OSCARMAX S430S như sau:

Cả t_{on} , t_{off} đều có ảnh hưởng đáng kể đến TWR. Thời gian phóng xung ảnh hưởng lớn đến độ mòn điện cực, thời gian phóng xung càng lớn độ mòn điện cực càng cao.

Thời gian ngừng phóng xung ảnh hưởng đến độ mòn điện cực, thời gian ngừng phóng xung càng nhỏ thì độ mòn điện càng nhỏ và ngược lại.

Có thể ứng dụng kết quả trên vào trong thực tế sản xuất. Từ kết quả thí nghiệm trong bảng 4, trong nghiên cứu tiếp theo, chúng tôi sẽ tiến hành nghiên cứu bổ sung yếu tố ảnh hưởng là cường độ dòng điện I_e và sử dụng thuật giải để tìm giá trị tối ưu của bộ thông số t_{on} , t_{off} và I_e

nhằm nâng cao được tuổi bền của điện cực và năng suất gia công.

Có thể ứng dụng kết quả trên vào trong thực tế sản xuất để nâng cao được tuổi bền của điện cực và năng suất gia công. ❖

Ngày nhận bài: **05/01/2024**

Ngày phản biện: **18/01/2024**

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*”, Int J Adv Manuf Technol 27: 488–500 (2006).

CHUẨN BỊ THÀNH, GỜ ĐỂ NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG CÁC MỐI HÀN ỐNG MỎNG

BEVEL PREPARATION FOR IMPROVING THE QUALITY OF THIN-WALLED TUBE WELDS

Ngô Văn Giang*, Nguyễn Hữu Ngoạn, Ngô Ngọc Sơn, Lê Thái Sơn

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh

TÓM TẮT

Khi hàn ghép nối các ống mỏng nhằm tiết kiệm chi phí cho quá trình sản xuất, cần có bước tạo phôi, chuẩn bị trước các thành, gờ giữ cho các mối hàn được điền đầy không bị chảy xệ ra ngoài. Chúng tôi đã tiến hành thí nghiệm tạo thành gờ để hàn ống thép mạ kẽm $\phi 40$ có chiều dày thành ống là 1mm cho mối hàn ghép nối chữ T, thực hiện tạo phôi cho 3 bộ phôi hàn có tạo thành, gờ và 03 bộ phôi hàn không tạo thành, gờ với các chế độ hàn cho từng cặp ống khác nhau. Mục tiêu của nghiên cứu nhằm tìm ra bộ thông số tối ưu để nâng cao chất lượng mối hàn cho các mối hàn ống mỏng, đáp ứng được chất lượng mối hàn đồng thời tiết kiệm được một lượng lớn phôi liệu. Kết quả thí nghiệm đã được chụp siêu âm để đối chứng, so sánh.

Từ khóa: Mối hàn; Chảy xệ; Thành gờ; Ống mỏng; Tạo phôi.

ABSTRACT

When welding thin pipes for the purpose of saving production costs, making the mechanical workpiece and edge preparation to prevent the weld from spilling is necessary. We have carried out experiment by creating a ledge between the 1mm thick pipes of zinc-coated steel $\phi 40$ by bending for T-shaped joints; creating workpieces for three welds with edge preparation and the same for welds without preparations. The ultimate goal of the experiments is to find out the most optimal method to improve the quality of welds for thin objects, fulfilling the standards for welds while saving a high amount of workpiece materials. Results from experiments are compared by ultrasound imagery.

Keywords: Welds; Sagging; Burred walls; Thin pipes; Preforming.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

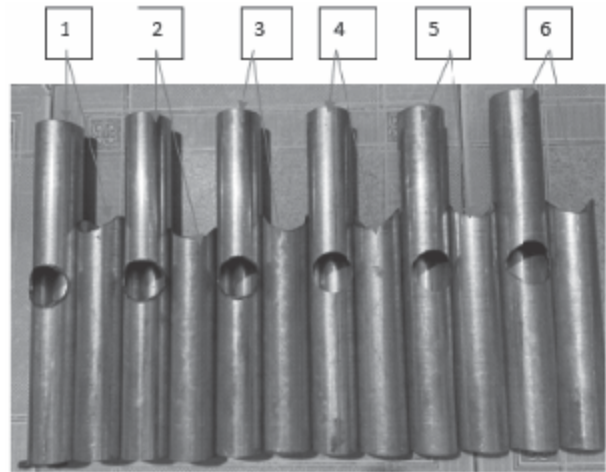
Hàn được sử dụng rộng rãi trong ngành chế tạo máy [1], hầu hết các chi tiết máy đều được ghép với nhau bằng hàn bởi những ưu việt của nó [4]. Khi thực hiện các mối ghép ống tròn, hiện nay được sử dụng nhiều chủ yếu là mối ghép ren, ưu điểm của mối ghép này là cơ động, tháo lắp dễ dàng nhưng tốn một lượng lớn vật liệu. Để khắc phục tình trạng trên, bài báo này đề xuất phương pháp tạo thành gờ chuẩn bị phôi cho các mối hàn ống mỏng, khi có các thành gờ lượng kim loại không bị chảy tràn ra ngoài làm cho mối hàn dễ điền đầy [2, 3]. Ứng suất dư do hàn gây ra đóng vai trò quan trọng trong tuổi thọ của các kết cấu hàn. Mối hàn được giữ nhiệt hoặc gia nhiệt sẽ khử được một phần ứng suất phát sinh khi hàn [4, 5]. Thực tế khi tạo gờ cho mối hàn ống mỏng đã tập trung được nhiệt tại vị trí hàn làm cho sự biến dạng nhiệt giảm rất nhiều, giảm được quá trình biến dạng cong, vênh, nứt nẻ [6].

2. CÁC BƯỚC TIẾN HÀNH

2.1. Điều kiện thí nghiệm

Chúng tôi đã tiến hành thí nghiệm như sau:

- Máy hàn TIG của hãng LINCOLN ELECTRIC được sử dụng;



Hình 1.1. Các mẫu phôi hàn

- Vật liệu mẫu là ống thép được mạ kẽm có chiều dày $S = 1 \text{ mm}$;
- Dạng liên kết hàn: Liên kết giáp mối hình chữ T;
- Kích thước của mẫu ống $\phi 40$ dài 300 (6 mẫu), $\phi 40$ dài 150 (6 mẫu) được chuẩn bị như hình 1.1;
- Khí bảo vệ: Khí Argon (Ar);
- Điện cực Wolfram EWT_h2;
- Que hàn ER 70S-2 theo tiêu chuẩn AWS với đường kính que hàn là $\phi 2,4$.

Chọn chế độ hàn: Hàn trong môi trường khí bảo vệ với điện cực không nóng chảy (TIG). Phôi số 1; 2; 3 đã được tạo gờ trước khi hàn và phôi số 4; 5; 6 không được tạo gờ.

Bảng 1-1. Các chế độ hàn

Phôi hàn	Cường độ dòng điện hàn	Điện áp hàn	Khí bảo vệ	Tình trạng phôi
1	$I_h = 120 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 16 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Có tạo gờ
2	$I_h = 110 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 17 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Có tạo gờ
3	$I_h = 100 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 18 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Có tạo gờ
4	$I_h = 120 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 16 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Không tạo gờ
5	$I_h = 110 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 17 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Không tạo gờ
6	$I_h = 100 \text{ (A)}$	$U_{\text{hàn}} = 18 \text{ (V)}$	8 (l/ph)	Không tạo gờ

Tiến hành hàn, làm sạch và siêu âm để kiểm tra chất lượng mối hàn, đánh giá hiệu quả việc chuẩn bị phôi có tạo gờ khi hàn ống mỏng so với phôi không được tạo gờ. Đánh giá chất lượng các bộ thông số hàn dùng để hàn ống mỏng.

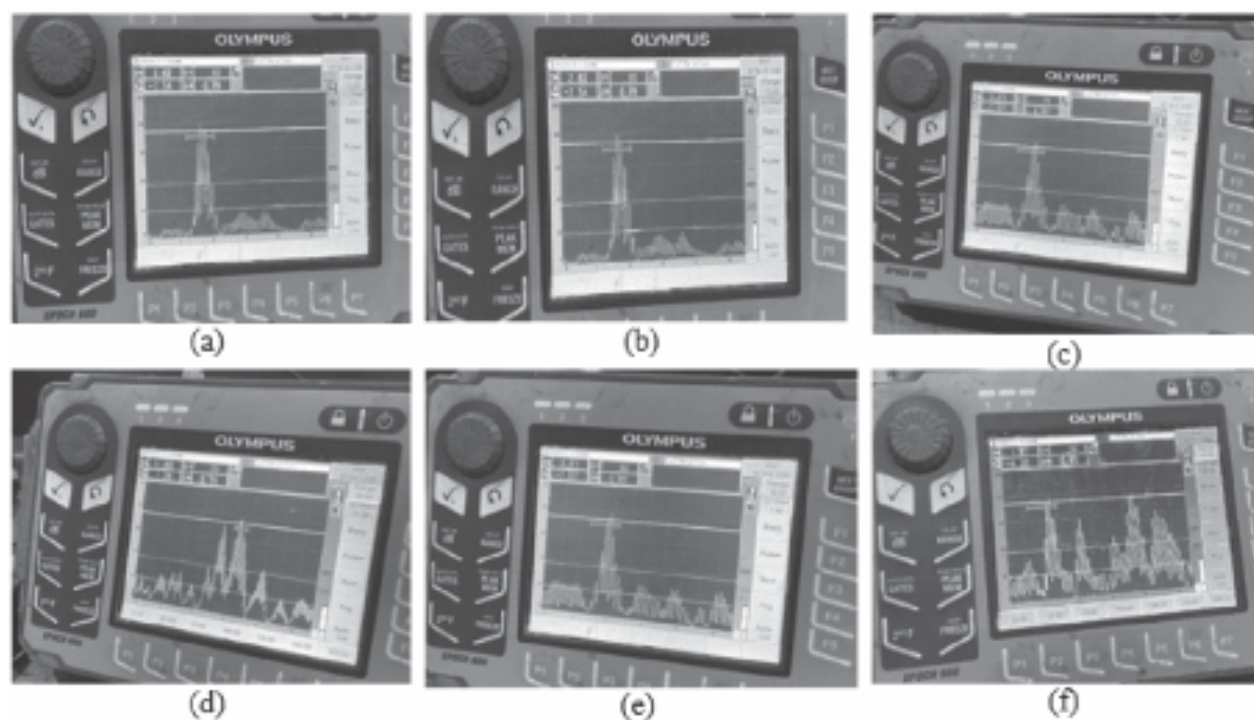
2.2. Kết quả thí nghiệm



Hình 1.2. Vị trí đặt đầu dò để siêu âm

Đầu siêu âm được sử dụng có ký hiệu AM4R-8X9-70. Đây là đầu dò góc có tần số 4 MHz, loại này có sự kết hợp giữa thu và phát tín hiệu, đường kính biến từ 8 x 9 mm, đầu kết nối Lemo, vị trí đặt đầu dò được thể hiện như hình 1.2.

Máy siêu âm EPOCH 600 là thiết bị phát hiện khuyết tật siêu âm cầm tay tầm trung, nặng 1,68 kg (3,72 lb.), vỏ nằm ngang của nó được chế tạo để chịu được sự khắc nghiệt của môi trường. EN12668-1 cộng với các tính năng như bộ phát xung sóng vuông có thể điều chỉnh PerfectSquare 400 V, lọc kỹ thuật số để nâng cao tỷ lệ tín hiệu trên nhiễu. Việc kiểm tra chất lượng mối hàn được tuân thủ theo nguyên tắc đầu dò song mặt, ta thu được kết quả như sau:



Hình 1.3. Kết quả siêu âm mối hàn

Hình a là kết quả siêu âm phôi số 1, hình b là kết quả siêu âm phôi số 2, hình c là kết quả siêu âm phôi số 3, hình d là kết quả siêu âm phôi số 4, hình e là kết quả siêu âm phôi số 5, hình f là kết quả siêu âm phôi số 6.

2.3. Thảo luận kết quả

Qua so sánh hai loại mối hàn có tạo gờ và không tạo gờ khi hàn ống mỏng của mối hàn ống chữ T, ta thấy mối hàn được tạo gờ chất lượng mối hàn tốt hơn, độ kín khít cao hơn so với mối hàn không được tạo gờ. Điều này được giải thích như sau: Khi hàn ống có tạo gờ, lượng kim loại tại mối hàn chảy lỏng bị các thành gờ giữ lại nên nhiệt vùng hàn đồng đều, ứng suất phát sinh thấp hơn [2.4], độ kín khít cao hơn. Khi hàn ống mỏng với các chế độ hàn khác nhau, ta thấy chế độ hàn có $U_h = 17V$; $I_h = 110A$; $V_k = 8\text{lít/phút}$ cho mối hàn tốt nhất, sau đó đến $U_h = 16V$; $I_h = 120A$; $V_k = 8\text{lít/phút}$. Khi chế độ hàn thích hợp đối với mối hàn ống mỏng được tạo thành gờ, việc kim loại khó chảy loang ra ngoài do đã bị thành gờ ngăn lại nên việc điền đầy mối hàn tốt hơn, nhiệt tạo ra trên bề mặt mối hàn đồng đều hơn khi chọn chế độ hàn hợp lý đã tạo sự điền đầy các mối hàn làm cho chất lượng mối hàn ngẫu, kín khít như trên các màn hình đã được lưu lại.

3. KẾT LUẬN

Việc tạo thành gờ cho các mối hàn ống mỏng đã giải quyết được bài toán tiết kiệm phôi liệu, tiết kiệm được chi phí sản xuất, làm tăng chất lượng mối hàn. Việc chuẩn bị thành, gờ cho mối hàn ống mỏng trong công nghệ hàn TIG đã ảnh hưởng nhiều tới chất lượng mối hàn. Nội dung bài báo đã nghiên cứu thực nghiệm với các loại mối hàn trong các yếu tố công nghệ cụ thể, mối hàn được tạo gờ và không tạo gờ cũng như việc thay đổi điện áp, thay đổi cường độ dòng điện, ta thấy chế độ hàn ống mỏng 1mm

nên sử dụng chế độ hàn $U_h = 17V$; $I_h = 110A$; $V_k = 8\text{lít/phút}$ cho mối hàn tốt nhất. Việc tạo thành, gờ cho mối hàn ống mỏng đã nâng cao được chất lượng mối hàn, giảm được ứng suất bên trong tại mối hàn, làm cho mối hàn kín khít hơn, chất lượng mối hàn đồng đều hơn. ❖

Ngày nhận bài: 08/01/2024

Ngày phản biện: 15/01/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hoàng Tùng, Nguyễn Thúc Hà, Ngô Lê Thông, Chu Văn Khang (1999); *Cẩm nang hàn*, NXB. Khoa học Kỹ thuật Hà Nội.
- [2]. Trương Công Đạt (2005); *Kỹ thuật hàn*. NXB. Giáo dục Hà Nội.
- [3]. Xiaoxin Zhao, Lianyong Xua, Hongyang Jinga, Yongdian Hana, Lei Zhao, Jun Caod, Yi L, Zhengrong Song (2019), *A strain-controlled fracture assessment for submarine thin-walled pipes with V-groove welds and circumferential embedded cracks*, Journal homepage: www.elsevier.com/locate/tws.
- [4]. Foroogh Hosseinzadeh, Behrooz Tafazzoli-Moghaddam, Ho Kyeom Kim, Peter John Bouchard, Vasileios Akrivos, Anastasia N. Vasileiou, Mike Smith (2023), *Residual stresses in austenitic thin-walled pipe girth welds: Manufacture and measurements*, Journal homepage: www.elsevier.com/locate/ijpvp.
- [5]. Yong Liu, Ping Wang, Hongyuan Fang, Ninshu Ma (2021), *Characteristics of welding distortion and residual stresses in thin-walled pipes by solid-shell hybrid modelling and experimental verification*, Journal homepage: www.elsevier.com/locate/manpro.
- [6]. Yong Liu, Ping Wang, Hongyuan Fang, Ninshu Ma (2021), *Mitigation of residual stress and deformation induced by TIG welding in thin-walled pipes through external constraint*, Journal homepage: www.elsevier.com/locate/jmrt.

XÂY DỰNG CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG TÍNH TOÁN ĐƯỜNG SINH BIÊN DẠNG MẶT CÔN LÀM VIỆC CỦA ĐÁ MÀI BỀ MẶT RĂNG CÔN RĂNG CONG HỆ GLEASON

THE BUILDING AN AUTOMATIC CALCULATION PROGRAM TO DETERMINE PROFILE-LINE OF GRINDING WHEEL THAT WILL MAKE SPIRAL BEVEL GEARS IN THE GLEASON SYSTEMS

Nguyễn Thọ Sơn

Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Bài báo trình bày về việc xây dựng chương trình tự động tính toán đường sinh biên dạng mặt côn đá mài biên dạng bề mặt răng côn răng cong hệ Gleason với mục đích tăng chất lượng làm việc của bộ truyền bánh răng Gleason. Tác giả đã thay đổi góc biên dạng tại mỗi điểm tính toán trên đường này, với điểm thay đổi sẽ tạo ra các điểm tương ứng trên bề mặt răng bánh răng chủ động và bề mặt răng bánh răng bị động, từ đó khoảng cách giữa hai điểm này, nếu khoảng cách này nhỏ hơn giới hạn của độ chính xác $[\xi]$ (xem hai điểm này có trùng nhau hay không) thì góc biên dạng được coi là đúng, lặp lại cho đến khi nhỏ hơn $[\xi]$. Khi chúng ta xác định được các giá trị góc biên dạng tại các điểm này, biên dạng đường sinh được xác định. Từ đó, tác giả ứng dụng Visual Basic để xây dựng một phần mềm nhỏ để hỗ trợ việc tính toán trên.

Từ khóa: Bề mặt răng; Vùng tiếp xúc; Góc biên dạng.

ABSTRACT

This paper describes the building an automatic calculation program to determine a profile-line of grinding wheel that will make spiral bevel gears in the Gleason systems to increase the area of contact of set spiral bevel gearing. To determine this profile-line of grinding wheel, the author changed the angle profile at each calculation point on this line, with the changed score that would produce the corresponding points on the pinion tooth surfaces and gear tooth surfaces, from which the distance between these two points, if this distance is less than the limit of accuracy $[\xi]$ (whether these two points coincide), then the profile angle is considered to be true, repeat until less than $[\xi]$. When we determined the profile angle values at these points, the profile-line is determined. Finally, the author applied Visual Basic to build a small software to support that calculation.

Keywords: Tooth surface; Area of contact; Profile angle.

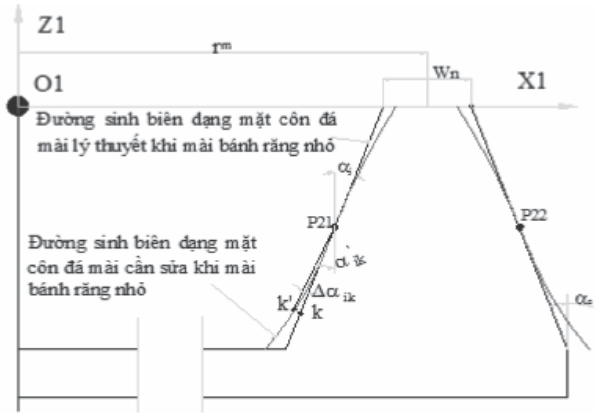
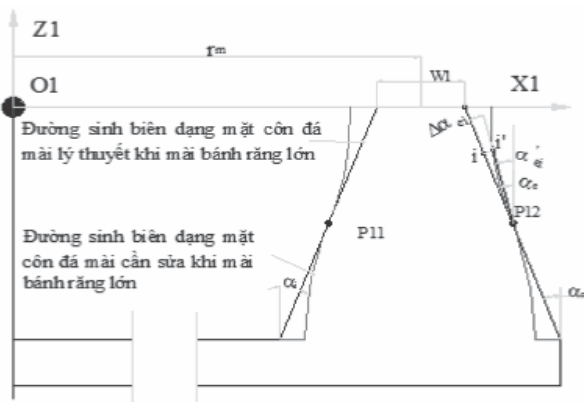
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Độ chính xác biên dạng răng là một trong những thông số đánh giá chất lượng ăn khớp của cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason. Khi gia công tinh bánh răng sau nhiệt luyện, việc cải thiện vết tiếp xúc là một vấn đề không phải là dễ dàng cho các nhà công nghệ, nhà khoa học. Khi thực hiện mài biên dạng răng cần phải tìm được đường sinh biên dạng mặt côn đá mài tối ưu. Gia công cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason, vết tiếp xúc phụ thuộc vào góc profile của lưỡi cắt [2], khi thực hiện cắt đúng theo profile lưỡi cắt tính toán thì vết tiếp xúc được cải thiện [1], tuy nhiên thay đổi mình góc profile lưỡi cắt cũng chưa thể cải thiện hoàn toàn vết tiếp xúc. Với mục đích nâng cao vùng tiếp xúc, tiến đến kiểm soát vết tiếp xúc, tác giả đã nghiên cứu phương pháp xác định biên dạng đá mài dùng trong mài bánh răng côn răng cong hệ Gleason. Đề nhà công nghệ tính toán biên dạng đá một cách dễ dàng hơn, tác giả xây dựng một chương trình tính toán để xác định biên dạng đá.

2. NỘI DUNG

2.1. Phương pháp xác định biên dạng đá mài

Theo [5] thì ta có biên dạng đá được xác định như sau:



Hình 1. Các đường cong (Màu đỏ) đường sinh biên dạng bề mặt côn làm việc của đá mài khi bánh răng lớn và bánh răng nhỏ

Phương trình biểu diễn đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài trong hệ tọa độ của đá mài. Đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài có biên dạng cong khi mài bánh răng lớn.

$$R_1(u_j, \beta_j, \Delta\alpha_{ji}) = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_m \pm \frac{w_l}{2} + u_j(\sin \alpha_j) + \Delta R_{ji}) \sin \beta_j \\ (r_m \pm \frac{w_l}{2} + u_j(\sin \alpha_j + \Delta R_{ji})) \cos \beta_j \\ -u_j \cos \alpha_j + \Delta Z_{ji} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\Delta R_{ji} = (-u_{jibrlon} + h_{fbrlon} / \cos \alpha_j) * \Delta \alpha_{ji} * \cos(\alpha_j - \Delta \alpha_{ji} / 2)$$

$$\Delta Z_{ji} = (-u_{jibrlon} + h_{fbrlon} / \cos \alpha_j) * \Delta \alpha_{ji} * \sin(\alpha_j - \Delta \alpha_{ji} / 2) \quad (2)$$

$\Delta \alpha_{ji}$: Độ lệch góc profile đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài có biên dạng cong tại một điểm i trên biên dạng đường sinh cần xác định.

2.2. Xây dựng chương trình tự động tính toán

a – Xây dựng lưu đồ thuật toán và lập chương trình

Xây dựng lưu đồ thuật toán: Để có thể xây dựng được chương trình tự động này, tác giả thực hiện theo những nội dung chính sau: (i) Nhập dữ liệu ban đầu – (ii) Tính toán, xử lý dữ liệu – (iii) Thể hiện kết quả bằng hình vẽ và các thông số trên bảng Excel.

(i) Nhập dữ liệu đầu vào: Số răng bánh răng gia công z ; Dạng răng; Mô đun răng trung bình m_n nếu cắt bánh răng dạng 2, mô đun răng mặt mút m_{te} nếu dạng răng 1 hoặc dạng răng 3; Góc nghiêng răng trung bình β ; Hướng răng; bề rộng răng B ; hệ số dịch chỉnh theo chiều cao răng x_h .

(ii) Tính toán, xử lý dữ liệu:

Bước 1: Tính toán được các thông số hình học của bánh răng.

Bước 2: Tính toán, lựa chọn thông số dụng cụ cắt theo lý thuyết:

- Đường kính đầu dao danh nghĩa;
- Số hiệu đầu dao.

Bước 3: Lấy dữ liệu bước 2 làm thông số đầu vào. Cố định các thông số ảnh hưởng khác, chỉ thay đổi góc profile đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài có biên dạng cong tại các điểm trên đường sinh biên dạng được dữ liệu đường sinh biên dạng cần sửa.

Bước 4: Xác định điểm tương ứng với điểm thay đổi góc profile đường sinh biên dạng mặt côn làm việc trên bề mặt răng Σ_1 ; Σ_2 của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn.

Bước 5: Thực hiện phép quay quanh trục Z từng góc ứng với bánh răng nhỏ và bánh răng lớn. Bánh răng nhỏ quay một góc φ_1 quanh

trục Z thì bánh răng lớn quay một góc $\frac{z_1}{z_2} \varphi_1$. Ở

đây, Z_1 : số răng bánh răng nhỏ, Z_2 : số răng bánh răng lớn. Khi đó, ta được các điểm P_{1i} , P_{2i} trên các bề mặt răng Σ_1 ; Σ_2 .

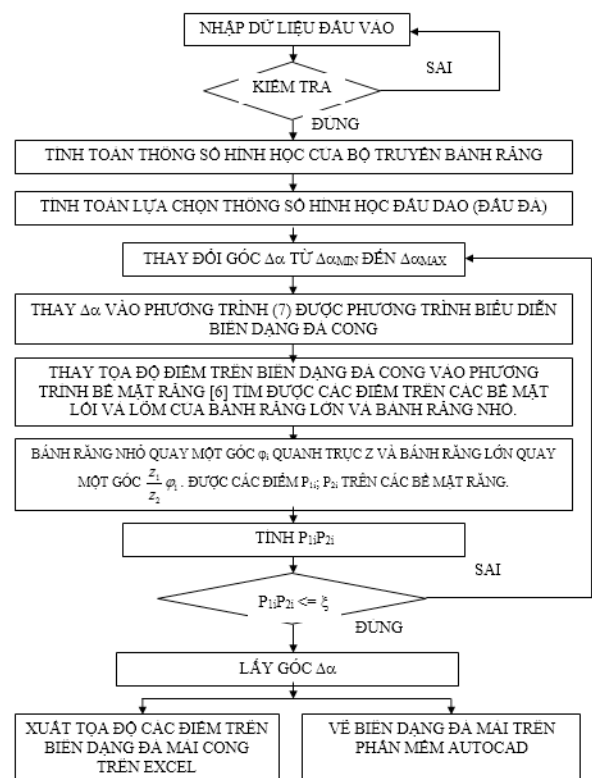
Bước 6: Tính khoảng cách $P_{1i} P_{2i}$

+ Nếu $P_{1i} P_{2i} \leq \xi$ cho phép thì chọn $\Delta\alpha$ này đồng thời xác định được các điểm tương ứng trên biên dạng đá mài.

+ Ngược lại nếu $P_{1i} P_{2i} > \xi$ thì thay đổi tiếp $\Delta\alpha$ cho đến khi $P_{1i} P_{2i} \leq \xi$ thì dừng lại.

(iii) Thể hiện kết quả bằng hình vẽ: Ứng dụng phần mềm Visual Basic để xuất đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong cần sửa.

Lưu đồ thuật toán được xây dựng:



Hình 2. Lưu đồ thuật toán xác định đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong.

b – Lập chương trình

Ứng dụng Visual Basic 6.0 [4] tạo chương trình gồm hai nội dung chính sau:

i) Tính toán thông số đầu dao cắt, từ đó lấy thông số đầu dao cắt này làm thông số đầu vào khi tính toán đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong.

ii) Tính toán thông số đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong.

iii) Tự động vẽ đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong trên AutoCad.

c – Kết quả

Cho bộ bánh răng côn răng cong hệ Gleason có số liệu như sau:

Bảng 1. Thông số ban đầu của bộ truyền

Thông số	Bánh nhỏ	Bánh lớn
Số răng	12	26
Mô-đun trung bình	4.75	
Góc nghiêng răng trung bình	35°	
Hướng răng	Phải	Trái
Dạng răng	2	
Bề rộng	35 mm	

Chạy chương trình với thông số $\Delta\alpha$ thay đổi và $\xi = 10^{-2}$ mm.

PHẦN MỀM TÍNH TOÁN ĐƯỜNG SINH BIÊN DẠNG MẶT CÔN LÀM VIỆC KHI MÀI BÁNH RĂNG GLEASON

NHẬP THÔNG SỐ ĐẦU VÀO

	BR NHỎ	BR LỚN
SỐ RĂNG	12	26
DẠNG RĂNG	2	
MÔ ĐUN TRUNG BÌNH	4.75	
MÔ ĐUN MẶT MẶT		
BỀ RỘNG RĂNG	35	
GÓC NGHIÊNG TRUNG BÌNH	35	

THÔNG SỐ ĐẦU VÀO ĐƯỢC TÍNH TOÁN

	BR NHỎ	BR LỚN
CHỌN ĐƯỜNG KÍNH DÀ TÍNH TOÁN		152.4
SAI LỆCH GÓC PROFILE DÀ KHI MÀI BÁNH RĂNG NHỎ (ĐỘ)		
SAI LỆCH GÓC PROFILE DÀ KHI MÀI BÁNH RĂNG LỚN (ĐỘ)		
LƯỢNG MÔ ĐAU DÀ KHI MÀI BÁNH RĂNG LỚN		
LƯỢNG MÔ ĐAU DÀ KHI MÀI BÁNH RĂNG NHỎ		

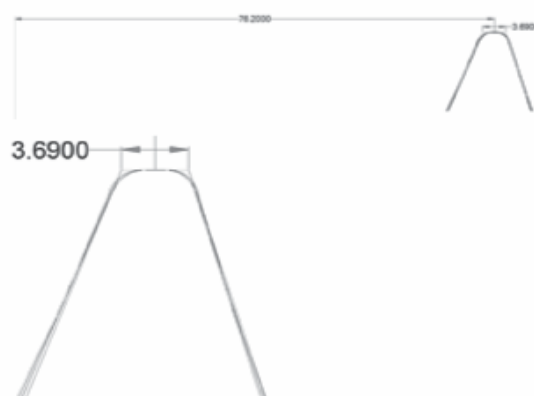
TÍNH TOÁN THÔNG SỐ DÀ MÀI

TÍNH TOÁN VÀ VẼ BIÊN DẠNG DÀ MÀI CÔNG MÀI BÁNH RĂNG LỚN

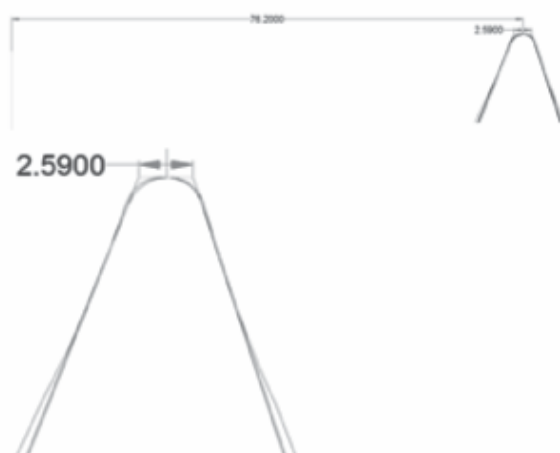
TÍNH TOÁN VÀ VẼ BIÊN DẠNG DÀ MÀI CÔNG MÀI BÁNH RĂNG NHỎ

Hình 3. Giao diện phần mềm tính toán đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong

Kết quả trên AutoCad:



Hình 4. Đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong khi mài bánh răng lớn



Hình 5. Đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong khi mài bánh răng nhỏ

—— Đường màu đen là đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng thẳng khi mài bánh răng lớn và bánh răng nhỏ bằng các góc profile đường sinh khác nhau.

—— Đường màu đỏ là biểu diễn đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng thẳng khi mài bánh răng lớn và bánh răng nhỏ bằng các góc profile đường sinh như nhau.

—— Đường màu xanh nước biển là biểu diễn đường sinh biên dạng mặt côn làm việc có biên dạng cong khi mài bánh răng lớn và bánh răng nhỏ.

3. KẾT LUẬN

Với kết quả nghiên cứu trình bày trong bài báo, đạt được chương trình tính toán nhỏ để xác định đường sinh biên dạng này với mục đích nâng cao chất lượng ăn khớp của cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason, cụ thể là vết tiếp xúc. Qua việc tự động tính toán, vẽ đường sinh biên dạng mặt côn làm việc cho thấy ở phần giữa biên dạng các đường biên dạng gần như trùng nhau. Sự khác biệt rõ ràng nằm ở phần chân và đầu của đường sinh biên dạng. ❖

Ngày nhận bài: **25/01/2024**

Ngày phản biện: **20/02/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TS. Lê Thanh Sơn, NCS. Nguyễn Thọ Sơn; “Nghiên cứu thay đổi góc profile dụng cụ cắt để nâng cao chất lượng ăn khớp của cặp bánh răng côn răng cong hệ Gleason”, Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí – Động lực, 2016.
- [2]. Faydor L. Litvin, “Development of Gear technology and Theory of Gearing”. NASA RP 1406.
- [3]. ThS. Nguyễn Thọ Sơn, TS. Lê Thanh Sơn; “Nghiên cứu xây dựng bề mặt bánh răng côn răng cong hệ Gleason”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2015.
- [4]. Nguyễn Hồng Thái; “Cơ sở lập trình tự động hóa tính toán, thiết kế với VB&VBA trong môi trường AutoCAD”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [5]. Nguyễn Thọ Sơn; “Phương pháp xây dựng đường sinh biên dạng mặt côn làm việc của đá mài bề mặt răng côn răng cong hệ Gleason”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2022.

THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CHO MÁY RÓT BỘT TỰ ĐỘNG

RESEARCH ON DESIGNING A CONTROL SYSTEM FOR AUTOMATIC POWER FILLING MACHINE

Trịnh Tuấn Dương

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Trong bài báo này, tác giả trình bày việc thiết kế hệ thống điều khiển cho máy rót bột tự động. Bộ điều khiển có tác dụng xử lý tín hiệu từ cảm biến tiệm cận, loadcell để điều khiển động cơ bước được liên kết với vít tải hoàn thành một chu trình rót bột một cách chính xác. Đồng thời, bộ điều khiển được thiết kế cũng có khả năng giao tiếp hai chiều với màn hình cảm ứng để người sử dụng có thể thiết lập các khối lượng chuẩn của mỗi lần rót bột, cũng như hiển thị thông tin về quá trình rót bột cho người sử dụng.

Từ khóa: Máy rót bột tự động; Hệ thống điều khiển.

ABSTRACT

In this paper, the author presents the design of a control system for an automatic powder filling machine. The control system is responsible for processing signals from proximity sensor and loadcell to control a stepper motor that are connected to the screw conveyor to complete a powder filling cycle accurately. At the same time, the control system is also designed to have bidirectional communication with the touch screen so that users can set the standard weights for each powder filling, as well as display information for users.

Keywords: Automatic powder filling machine; Control system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong quá trình sản xuất bột, khâu cân bột vào túi theo một khối lượng chính xác chiếm rất nhiều thời gian. Do đó, việc sử dụng máy rót bột tự động thay thế việc cân bột thủ công sẽ rút ngắn thời gian của quá trình, từ đó nâng cao năng suất lao động. Máy rót bột tự động có nguyên lý làm việc chính dựa trên sự kết hợp chuyển động giữa cơ cấu vít tải và cơ cấu đảo bột (hình 1). Trong đó, cơ cấu đảo bột có tác dụng chống hiện tượng bám dính của bột, và

đẩy bột vào vùng làm việc của vít tải; còn cơ cấu vít tải khi chuyển động sẽ rót bột ra theo một lưu lượng ổn định. Bài báo này tập trung vào trình bày việc thiết kế hệ thống điều khiển cho máy rót bột tự động thực hiện các nhiệm vụ sau: Đọc tín hiệu từ cảm biến tiệm cận để xác định có sự tồn tại của túi đựng bột trong vùng làm việc hay không; Đọc tín hiệu từ cảm biến loadcell để xác định khối lượng bột đã được rót; Điều khiển chính xác động cơ bước được nối với vít tải; Truyền và nhận dữ liệu với màn hình cảm ứng.

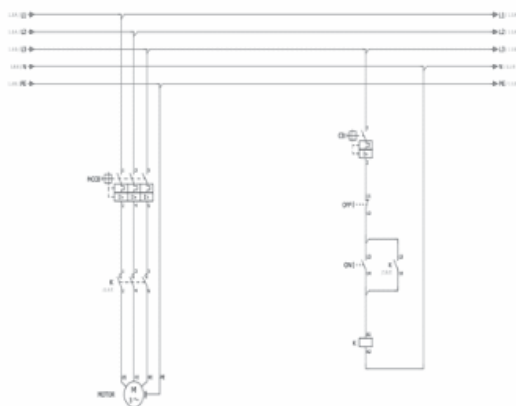




Hình 1. Khâu vít tải và khâu đảo bột bên trong máy rót bột tự động.

2. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN CHO MÁY RÓT BỘT TỰ ĐỘNG

2.1. Thiết kế hệ thống điện

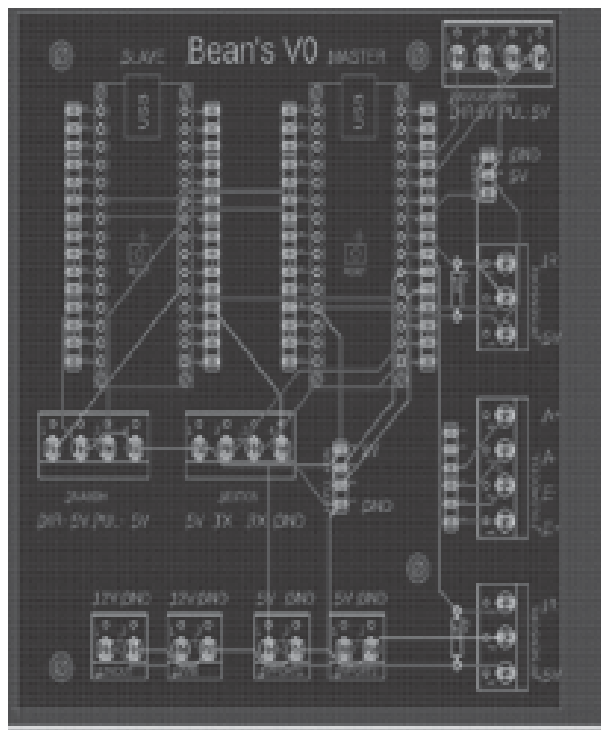


Hình 2. Sơ đồ hệ thống điện

Hệ thống điện được thiết kế để cung cấp nguồn điện ba pha cho động cơ ba pha gắn với cơ cấu đảo bột và một pha được tách để cấp cho hệ thống điều khiển. Các CB được chọn để đóng ngắt và chống ngắn mạch cho phần nguồn ba pha và một pha. Động cơ ba pha kết nối với

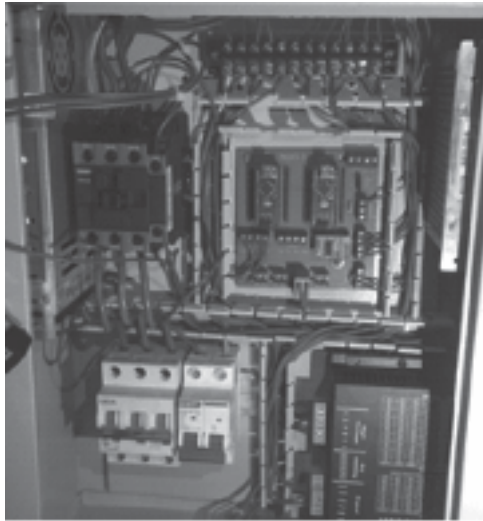
cơ cấu đảo bột được điều khiển thông qua hệ thống nút nhấn và contactor [1]. Một pha được tách từ hệ thống điện ba pha sẽ cấp cho các bộ nguồn một chiều để cấp cho mạch điều khiển, động cơ bước, các cảm biến và màn hình cảm ứng.

2.2. Thiết kế mạch cho bộ điều khiển



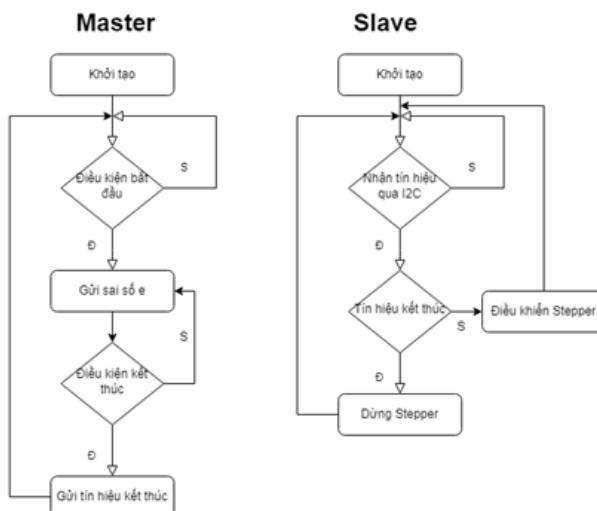
Hình 3. Mạch in bộ điều khiển

Bộ điều khiển được thiết kế sử dụng hai Arduino Nano để tính toán, xử lý dữ liệu. Hai Arduino nano được kết nối với nhau qua giao tiếp I2C [2]. Trong đó, Arduino Master sẽ đọc tín hiệu từ cảm biến tiệm cận, loadcell, giao tiếp với màn hình cảm ứng. Các dữ liệu sau đó được xử lý, tính toán để ra tín hiệu điều khiển thích hợp gửi sang Arduino Slave. Arduino Slave sẽ nhận dữ liệu được gửi sang từ Arduino Master thông qua sự kiện ngắt của giao tiếp I2C và thực hiện việc cấp xung điều khiển động cơ bước theo dữ liệu nhận được.



Hình 4. Sơ đồ hệ thống điều khiển sau khi đấu nối hoàn thiện

2.3. Viết chương trình điều khiển



Hình 5. Lưu đồ thuật toán nguyên lý hoạt động

Hệ thống điều khiển của máy rót bột tự động được lập trình để hoạt động với nguyên lý như hình 5.

Chip Master sẽ liên tục đọc tín hiệu từ cảm biến tiệm cận và loadcell để kiểm tra điều kiện bắt đầu quá trình rót bột. Nếu điều kiện bắt đầu là đúng (có túi trong vùng rót bột và sai số

khối lượng túi bột vẫn lớn hơn sai số cho phép) thì gửi sai số về khối lượng bột cần rót sang chip Slave. Sau đó, nếu thỏa mãn điều kiện dừng rót bột (không có túi trong vùng rót bột hoặc sai số về khối lượng đã nhỏ hơn sai số cho phép) thì chip Master sẽ gửi tín hiệu dừng sang chip Slave. Chip Slave sẽ xử lý dữ liệu nhận được từ ngắt I2C để điều khiển cơ cấu vít tải.

Với yêu cầu thời gian rót bột nhanh và giảm độ quá độ cực đại, bộ điều khiển PD [3] được ứng dụng để điều khiển động cơ bước:

Chip Master tính sai số $e(t)$ và gửi sang slave: $e(t) = r(t) - y(t)$, với $e(t)$ là sai số, $r(t)$ là khối lượng bột tham chiếu mỗi lần rót, $y(t)$ là khối lượng bột đã rót được, đo được từ loadcell. Chip Slave sau đó tính tín hiệu điều khiển $u(t)$ là tốc độ quay của vít tải, dạng của phương trình PD được xác định như (1):

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

Với k_p và k_d là các tham số của bộ điều khiển PD.

Rời rạc hóa phương trình (1) thu được:

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \frac{\Delta e}{\Delta t} \quad (2)$$

Với Δe là sai lệch về sai số giữa lần lấy mẫu sau và lần lấy mẫu trước, và Δt là thời gian giữa hai lần lấy mẫu. Coi $k_d = \frac{k_d}{\Delta t}$, phương trình (2) có dạng:

$$u(t) = k_p e(t) + k_d \Delta e$$

Các hằng số k_p và k_d sau đó được xác định dựa trên tiến hành thực nghiệm trên máy để đảm bảo thời gian tăng và sai số cực đại thỏa mãn yêu cầu được đề ra.

Chip Master cũng được lập trình để giao tiếp với màn hình cảm ứng Nextion Display [4]. Dữ liệu về khối lượng đo được thực tế từ loadcell, và số lần rót bột thành công sẽ được hiển thị lên màn hình cảm ứng (tương ứng vào biến KL và SL) để giúp người sử dụng dễ theo dõi, thống kê quá trình rót bột. Màn hình giao diện thứ hai giúp người sử dụng có thể thay đổi khối lượng chuẩn của quá trình rót bột trong phạm vi cân của loadcell từ 0 – 5kg. Điều này giúp tăng tính ứng dụng của máy trong sản xuất quy mô vừa và nhỏ, khi cần rót nhiều loại túi bột với kích thước khác nhau.



Hình 6. Giao diện hiển thị trên màn hình cảm ứng

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày quá trình thiết kế một hệ thống điều khiển cho máy rót bột tự động. Việc thiết kế máy rót bột có hệ thống điều khiển mang lại nhiều ưu điểm như:

Tự động phát hiện điều kiện bắt đầu hay dừng quá trình rót bột giúp nâng cao năng suất lao động, giảm nguy cơ xảy ra lỗi trong quá trình rót bột.

Ứng dụng bộ điều khiển PD điều khiển chính xác số bước quay của vít tải giúp nâng cao tốc độ và độ chính xác của quá trình rót bột.

Khả năng giao tiếp với màn hình cảm ứng giúp tăng tính tương tác với người sử dụng. Người sử dụng có thể thiết lập khối lượng bột của mỗi lần cân làm tăng tính linh hoạt của máy, phù hợp hơn với điều kiện sản xuất vừa và nhỏ. ❖

Ngày nhận bài: **18/01/2024**

Ngày phản biện: **10/02/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Văn Chới, Bùi Tiến Hữu, Nguyễn Tiên Tôn; “*Khí cụ điện*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Arduino nano datasheet.
- [3]. Ogata, “*Modern Control Engineering*”, Pearson Education, 2009.
- [4]. <https://nextion.tech/instruction-set/>

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM ANSYS PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA DẦM CHÍNH CẦU TRỤC

APPLYING ANSYS SOFTWARE TO ANALYSE FREE VIBRATION OF THE BEAM OF OVERHEAD CRANE

Đỗ Hữu Tuấn, Phùng Công Dũng
Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Khi tính toán thiết kế kết cấu thép của dầm cầu trục, ngoài việc đảm bảo độ bền tĩnh, cần có thêm các phân tích động lực học, nhất là dao động. Mặc dù có nhiều tác giả nghiên cứu các mô hình lý thuyết, tuy nhiên chưa xem xét đến mô hình thực tế của dầm. Bài báo trình bày phương pháp sử dụng phần mềm ANSYS để tính toán đặc trưng dao động tự do của kết cấu thép dầm cầu trục. Trong bài báo này, kết cấu dầm cầu trục được phân tích theo các bước phân tích MODAL của phần mềm. Kết quả phân tích phục vụ quá trình thiết kế kết cấu dầm cũng như quyết định chế độ làm việc của cơ cấu nâng hàng của cầu trục.

Từ khoá: *Dao động của kết cấu dầm; Động lực học thiết bị nâng; Ứng dụng phần mềm ANSYS.*

ABSTRACT

When designing the steel structure of beams of overhead cranes, in addition to ensuring static durability, additional dynamic analysis, especially vibration, is needed. Although many authors have studied theoretical models, they have not considered the actual model of beams. This article presents the method of using ANSYS software to calculate the free vibration characteristics of the beams. In this article, the beam is analyzed according to the MODAL analysis steps. The analysis results serve the process of designing the beam structure as well as deciding the working mode of the overhead crane's lifting mechanism.

Keywords: *Lateral Vibration of Beam; Dynamics of Lifting Machines; Applications of ANSYS.*



1. MỞ ĐẦU

Cầu trục là thiết bị nâng được sử dụng phổ biến trong các nhà xưởng, kho bãi để nâng hạ, di chuyển các hàng nâng có khối lượng và chiều cao nâng lớn. Cấu tạo cầu trục gồm kết cấu thép và các bộ máy. Trong đó, kết cấu thép chịu toàn bộ phần tải trọng nâng. Ngoài ra, trong quá trình các bộ máy làm việc sẽ gây ra dao động cho kết cấu, nhất là các quá trình thay đổi tải trọng đột ngột. Điều này có thể dẫn đến hiện tượng dao động cộng hưởng, mà kết quả có thể phá hủy kết cấu của máy. Việc phân tích, xác định tần số dao động riêng của kết cấu thép là cần thiết và là một trong những thông số quan trọng để thiết kế kết cấu dầm cũng như quyết định chế độ làm việc của cầu trục.

Các nghiên cứu về dao động riêng của kết cấu dầm đã được các tác giả trong và ngoài nước nghiên cứu về mặt lý thuyết như: [1], [3], [4], các tác giả đã thiết lập phương trình dao động riêng của dầm với các điều kiện biên liên kết khác nhau, từ đó đưa ra các phương pháp giải tìm được các đặc trưng của loại dao động này.

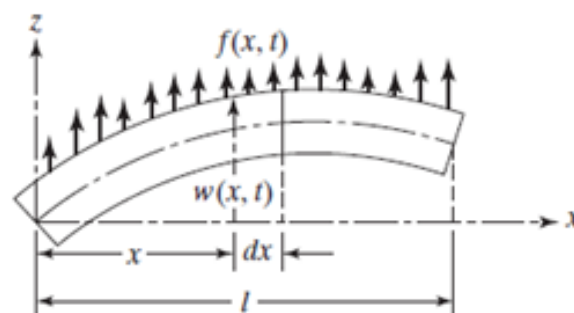
Đối với dạng kết cấu liên tục như kết cấu dầm, các phân tích số về dao động thường sử dụng mô hình phần tử hữu hạn. Trong đó, kết cấu được chia lưới thành các phần tử liên kết với nhau tại các nút và phân tích theo các bước của phân tích MODAL. Với phương pháp phân tích số, mô hình không gian của dầm được phân tích bằng phần mềm ANSYS cho phép phân tích mô hình sát nhất với kết cấu thực tế và có thể mô hình hóa dầm cùng với các bộ phận tăng cứng mà trong các nghiên cứu lý thuyết cơ bản chưa giải quyết.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

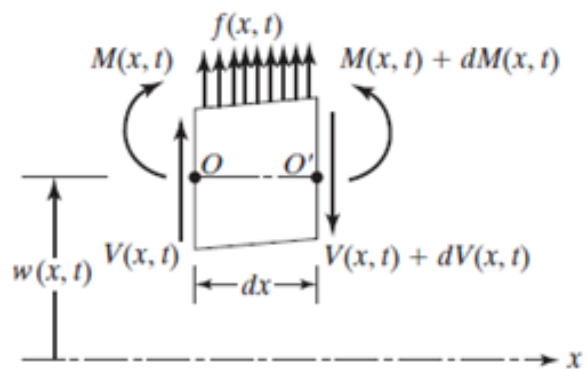
2.1. Cơ sở lý thuyết

2.1.1. Xây dựng phương trình chuyển động ngang của dầm

Theo [4], dao động ngang của dầm được xem xét như hình 1, trong đó $M(x,t)$ là mô-men uốn, $V(x,t)$ là lực cắt và $f(x,t)$ là tải trọng phân bố.



a)



b)

Hình 1. Mô hình dầm chịu uốn

Phương trình dao động theo phương z của dầm được tính theo công thức:

$$-(V + dV) + f(t, x).dx + V = \rho.A(x).dx.\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (1)$$

Trong đó:

ρ – Khối lượng riêng của vật liệu chế tạo dầm;

$A(x)$ – Diện tích mặt cắt ngang của dầm.

Phương trình chuyển động quanh trụ y vuông góc với mặt phẳng vẽ tại điểm O:

$$(M + dM) - (V + dV).dx + f(x, t).dx \cdot \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (2)$$

Theo lý thuyết mô hình dầm chịu uốn của Euler-Bernoulli, ta có:

$$M(x, t) = E.I(x) \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \quad (3)$$

Trong đó:

E – Mô-đun đàn hồi của vật liệu;

I(x) – Mô-men quán tính của mặt cắt dầm quanh trục y.

Phương trình chuyển động của dầm dưới tác dụng của lực phân bố không đều như sau:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[E.I(x) \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \right] + \rho.A(x) \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (4)$$

Với dầm có mặt cắt không thay đổi, phương trình thu gọn như sau:

$$E.I. \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \rho.A. \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (5)$$

Khi xét dao động tự do của dầm $f(x, t) = 0$, phương trình (5) viết lại thành:

$$c^2 \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = 0 \quad (6)$$

Trong đó, hằng số c được định nghĩa như sau:

$$c = \sqrt{\frac{E.I}{\rho.A}} \quad (7)$$

2.1.2. Các điều kiện ban đầu của bài toán

Phương trình chuyển động (6) gồm đạo hàm bậc hai theo thời gian, và đạo hàm bậc bốn theo tọa độ, nên cần hai điều kiện ban đầu và bốn điều kiện biên để xác định được phương trình $w(x, t)$, các điều kiện thường là:

$$\begin{aligned} w(x, t = 0) &= w_0(x) \\ \frac{\partial w}{\partial t}(x, t = 0) &= \dot{w}_0(x) \end{aligned} \quad (8)$$

2.1.3. Giải tìm nghiệm của phương trình chuyển động

Để giải phương trình (6), sử dụng phương pháp phân ly biến số như sau:

$$w(x, t) = W(x).T(t) \quad (9)$$

Thay thế phương trình (9) và các đạo hàm của nó vào phương trình (6), ta có:

$$\frac{c^2}{W(x)} \cdot \frac{d^4 W(x)}{dx^4} = -\frac{1}{T(t)} \cdot \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \omega^2 \quad (10)$$

Từ phương trình (10), có thể viết lại thành hệ hai phương trình:

$$\frac{d^4 W(x)}{dx^4} - \beta^4 \cdot W(x) = 0 \quad (11)$$

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \omega^2 \cdot T(t) = 0 \quad (12)$$

Trong đó, hệ số β được định nghĩa như sau:

$$\beta^4 = \frac{\omega^2}{c^2} = \frac{\rho.A.\omega^2}{E.I} \quad (13)$$

Nghiệm của phương trình (12) có dạng như sau:

$$T(t) = A.\cos\omega.t + B.\sin\omega.t \quad (14)$$

Trong đó, hai hệ số A, B xác định từ các điều kiện ban đầu.

Nghiệm của phương trình (11) được giả thiết có dạng:

$$W(x) = C.e^{s.x} \quad (15)$$

Nghiệm tổng quát của phương trình đặc trưng (15) như sau:

$$W(x) = C_1.e^{\beta_1.x} + C_2.e^{-\beta_2.x} + C_3.e^{i.\beta_3.x} + C_4.e^{-i.\beta_4.x} \quad (16)$$

Trong đó, các hệ số C_1 ; C_2 ; C_3 ; C_4 và β là các hệ số xác định từ điều kiện biên.

2.2. Ứng dụng phần mềm ANSYS phân tích dao động của dầm

Mặc dù có thể sử dụng các công thức lý thuyết để xác định đặc trưng dao động, tuy nhiên kết cấu thực tế của dầm thường không lý tưởng mà có sự thay đổi về tiết diện và có các bộ phận tăng cường ổn định bên trong bụng dầm [2]. Do đó, ta cần sử dụng phương pháp số để phân tích kết cấu dầm.



Hình 2. Kích thước của dầm cầu trục

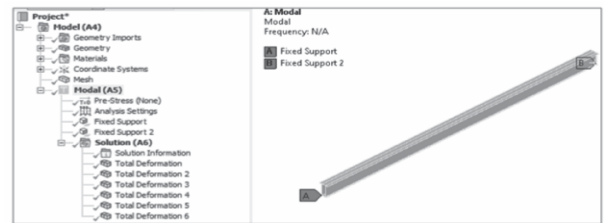
2.2.1. Xây dựng mô hình dầm trong ANSYS

Vật liệu dùng cho mô hình có các tham

số như sau: khối lượng riêng là 7850 kg/m^3 ; mô-đun đàn hồi là $2,1.10^{11} \text{ Pa}$; hệ số Poát-xông là 0,3.

Điều kiện biên liên kết của dầm: hai đầu cố định.

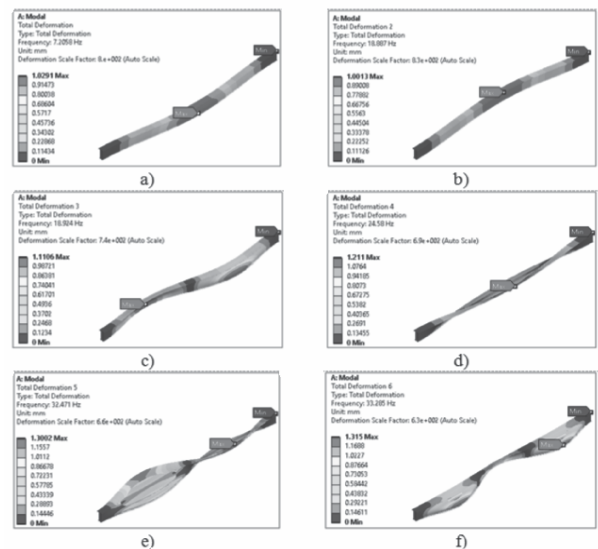
Điều kiện ban đầu: dầm đứng yên, độ võng ban đầu giả thiết bằng 0 mm.



Hình 3. Mô hình dầm trong phần mềm Ansys

2.2.2. Kết quả phân tích dao động bằng ANSYS

Bằng phân tích MODAL của ANSYS có thể tìm được các tần số dao động riêng của dầm. Ngoài ra, kết quả còn cho phép xác định độ võng của dầm. Các kết quả phân tích được thể hiện trên Hình 4.



Hình 4. Kết quả phân tích tần số dao động của kết cấu dầm

Dựa vào kết quả phân tích với dao động ngang của dầm, kết quả được thể hiện trên Hình 4-b. Với tần số $\omega = 18,887$ (Hz). Độ võng lớn nhất 1,0013 (mm). Với hai thông số này, người thiết kế có thể sử dụng để quyết định kích thước mặt cắt sau khi đã tính toán sơ bộ và phân tích tĩnh kết cấu. Ngoài ra, việc biết tần số dao động của dầm có thể tránh được hiện tượng cộng hưởng khi thiết kế cơ cấu nâng hàng.

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã áp dụng phần mềm ANSYS xây dựng được mô hình phân tích dao động tự do của dầm cầu trục với kích thước thực. Từ các bước phân tích MODAL đã tìm được tần số dao động riêng của kết cấu, cũng như độ võng của dầm theo chiều dài dầm khi dầm dao động. Kết quả phân tích giúp quyết định thông số thiết kế của dầm, cũng như quyết định chế độ làm việc của cơ cấu nâng, tránh hiện tượng cộng hưởng khi cầu trục làm việc. ❖

Ngày nhận bài: **06/02/2024**

Ngày phản biện: **08/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Khang (2004); *Dao động kỹ thuật*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa (1996); *Kết cấu thép Máy xây dựng*.
- [3]. Leonard Meirovitch (2001); *Fundamentals of Vibrations*, McGraw-Hill Publishing.
- [4]. Singiresu S.Rao (2011); *Mechanical Vibrations*, Pearson Publishing.
- [5]. S.K Clark; *Dynamics of Continuous Elements*, Prentice Hall Publishing.
- [6]. I.S Habib; *Engineering Analysis Methods*, Lexington Publishing.
- [7]. A. Dimarogonas; *Vibration Engineering*, West Publishing.
- [8]. R.L. Taylor, J.Z. Zhu; *The Finite Element Method*, McGraw-Hill Publishing.
- [9]. TCVN 4244 : 2005; *Thiết bị nâng – Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật*.

CƠ SỞ KHOA HỌC ĐỂ HOÁN CẢI MÁY XÂY DỰNG HIỆN CÓ VÀ ĐỂ SO SÁNH GIẢI PHÁP THAY THẾ MỘT MÁY XÂY DỰNG HIỆN CÓ BẰNG MÁY KHÁC HIỆN ĐẠI HƠN

SCIENTIFIC BASIS FOR CONVERTING EXISTING CONSTRUCTION MACHINERY
AND TO COMPARE SOLUTIONS TO REPLACE AN EXISTING CONSTRUCTION
MACHINE WITH OTHER MORE MODERN MACHINE

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

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu kết quả nghiên cứu một chuyên đề khoa học với nội dung liên quan tới việc sửa chữa cải tạo hoặc thay thế máy xây dựng với mục đích làm tăng khả năng làm việc của máy, tăng hiệu quả sử dụng máy. Cấu trúc bài báo được trình bày thông qua việc giới thiệu cơ sở khoa học cho hai vấn đề với hai nội dung: đánh giá phương án cải tạo hiện đại hóa máy xây dựng hiện có và phương pháp so sánh phương án thay thế máy xây dựng hiện có bằng một máy khác có cùng công năng nhưng hiện đại hơn.

Từ khóa: *Hoán cải máy xây dựng hiện có; Thay thế máy xây dựng hiện có bằng một máy khác hiện đại hơn; Giải pháp trong đầu tư máy hiện đại; Công năng; Hiệu quả sử dụng máy xây dựng.*

ABSTRACT

The article introduces the results of research on a scientific topic with content related to repairing, renovating or replacing construction machines with the purpose of increasing the machine's working ability and increasing its efficiency. The structure of the article is presented through the introduction of the scientific basis for two issues with two contents: evaluation of plans to modernize existing construction machines and methods of comparing plans to replace existing construction machines with another machine with the same function but more modern.

Keywords: *Converting existing construction machines; Replace the existing construction machine with a more modern one; Solutions in investing in modern machines; Performance; Efficient use of construction machines.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong thực tế sử dụng máy xây dựng, khi trên thị trường xuất hiện một loại máy mới có cùng công năng nhưng hiện đại hơn so với máy hiện có, thường nảy sinh những vấn đề cần xem xét sau đây:

- Có nên cải tạo, hiện đại hóa máy hiện có hay không?

- Có nên thay thế máy hiện có bằng máy mới hay không?

Để trả lời được hai câu hỏi trên, người sử dụng máy cần phải biết được phương án nào sẽ đưa lại hiệu quả cao hơn. Nội dung sau đây của bài báo sẽ trình bày các cơ sở khoa học cho việc so sánh đánh giá hiệu quả của các phương án trong hai trường hợp nêu trên.

2. NỘI DUNG

Trước hết, cần đề cập một số khái niệm có liên quan đến nội dung chính của bài báo, các khái niệm đó là: khả năng làm việc của máy xây dựng, trạng thái giới hạn của máy, tính hợp lý sửa chữa máy.

- Khả năng làm việc của máy xây dựng được đặc trưng bởi các yếu tố: công suất của động cơ, năng suất khai thác, sản lượng khai thác của máy, chất lượng sản phẩm do máy làm ra, độ an toàn làm việc của máy, mức tiêu hao nhiên liệu.

- Trạng thái giới hạn của máy là chất lượng của máy đã đạt đến tình trạng công suất của động cơ, năng suất và sản lượng khai thác của máy bị giảm xuống đến mức giới hạn quy định, chất lượng sản phẩm do máy làm ra không

đạt yêu cầu, máy làm việc thường vi phạm các quy định về an toàn, mức tiêu hao nhiên liệu lại tăng lên.

- Tính hợp lý sửa chữa của máy xây dựng được thể hiện bằng tính thích ứng của nó đối với công tác sửa chữa. Hay nói cách khác, tính hợp lý sửa chữa là thước đo hiệu quả của công tác sửa chữa đối với máy đang xem xét. Trong thực tế, nếu máy không có tính hợp lý sửa chữa thì không nên sửa chữa.

Trong quá trình sử dụng máy xây dựng, do chất lượng của máy bị giảm dần theo thời gian cho nên khả năng làm việc của máy sẽ thay đổi theo chiều hướng xấu đạt đến trạng thái giới hạn. Ngoài ra, các thông số khác của máy cũng bị ảnh hưởng như: tính không hỏng, tuổi thọ, thời hạn phục vụ, v.v... đều bị giảm. Chính vì những lý do nêu trên, mà người sử dụng máy phải tiến hành công tác sửa chữa cải tạo máy nhằm khôi phục lại khả năng làm việc của máy. Tuy nhiên, việc tiến hành sửa chữa máy cần phải dựa trên những cơ sở khoa học sao cho bảo đảm tính hợp lý sửa chữa, tức là bảo đảm tính hiệu quả cho công tác sửa chữa máy.

Sau đây bài báo sẽ giới thiệu các phương án tổ chức sửa chữa cải tạo máy xây dựng dựa trên tiêu chí bảo đảm tính hợp lý sửa chữa máy.

2.1. So sánh các phương án cải tạo, hiện đại hóa máy xây dựng hiện có [1], [2], [3]

Để sửa chữa máy đạt hiệu quả, ta vận dụng các chỉ tiêu kinh tế để so sánh và lựa chọn phương án. Trong trường hợp này, tùy theo mức độ phức tạp và quy mô của việc sửa chữa cải tạo, mà ta sẽ sử dụng nhóm chỉ tiêu tĩnh hay nhóm chỉ tiêu động.



**2.1.1. Phương pháp sử dụng nhóm chỉ tiêu
tính [4], [5]**

**a) Chỉ tiêu chi phí tính cho một khối lượng
sản phẩm (đồng/1ĐVSP)**

$$F_{do} = \frac{1}{N_c} \left(\frac{V_o r}{2} + C_o \right) \quad (1)$$

$$F_{dc} = \frac{1}{N_c} \left(\frac{V_c r}{2} + C_c \right) \quad (2)$$

Trong đó: F_{do} – Chi phí tính cho một khối lượng sản phẩm của phương án máy hiện có, đồng;

F_{dc} – Chi phí tính cho một khối lượng sản phẩm của phương án máy sau khi cải tạo, đồng;

N_o, N_c – Tương ứng là sản lượng tính theo năm của máy hiện có và của máy sau khi cải tạo, Tấn/năm, m³/năm, m²/năm, m/năm;

R – Lãi suất vay vốn để sửa chữa cải tạo máy, %;

C_o, C_c – Tương ứng là chi phí sử dụng máy hàng năm đối với máy hiện có và đối với máy sau khi cải tạo, đồng;

V_o – Giá máy hiện có được đánh giá lại tại thời điểm cải tạo, nhưng tối thiểu phải bằng phần giá máy hiện có còn lại chưa được khấu hao ở thời điểm cải tạo, đồng;

V_c – Chi phí cho việc cải tạo máy (đồng):

$$V_c = V_{cl} + V_s + V_{ct} \quad (3)$$

Ở đây: V_{cl} – Giá trị còn lại của máy hiện có tại thời điểm sửa chữa cải tạo được định giá theo thị trường, nhưng tối thiểu phải bằng giá trị máy còn lại chưa được khấu hao tại thời điểm cải tạo, có tính đến những bộ phận phải bỏ đi do không thể dùng tiếp;

V_s – Chi phí sửa chữa các bộ phận máy để sử dụng tiếp tại thời điểm cải tạo nếu có, đồng;

V_{ct} – Chi phí mới bỏ ra cho việc cải tạo hoặc hiện đại hóa máy, đồng.

Để sử dụng các công thức trên, phải xác định thời hạn còn có thể sử dụng được của máy hiện có nếu không cải tạo và tuổi thọ của máy nếu được cải tạo.

Khi xét đại lượng C_o , thành phần chi phí khấu hao của máy K_{on} được tính theo biểu thức:

$$K_{on} = \frac{V_o}{T_o} \quad (4)$$

Trong đó: K_{on} – Chi phí khấu hao hàng năm trong khoảng thời gian sử dụng còn lại của máy nếu không cải tạo, đồng/năm;

T_o – Thời gian sử dụng còn lại của máy nếu không cải tạo, được ước tính kể từ thời điểm tính toán so sánh với phương án cải tạo, đơn vị đo là năm.

Khi xét đại lượng C_c , thành phần chi phí khấu hao hàng năm K_n của máy được tính theo biểu thức:

$$K_n = \frac{V_c}{T_c} \quad (5)$$

Trong đó: K_n – Chi phí khấu hao hàng năm trong thời gian sử dụng máy đã cải tạo, đồng/năm;

T_c – Tuổi thọ của máy kể từ sau khi cải tạo (nếu thực hiện cải tạo), năm.

Phương án cải tạo sẽ tốt hơn phương án giữ nguyên hiện trạng của máy hiện có, nếu điều kiện sau đây được thỏa mãn:

$$F_{dc} < F_{do} \quad (6)$$

Chú ý: Trị số V_o và V_c có thể trừ đi một giá trị thu hồi khi thanh lý máy theo ước tính.

Thời điểm cải tạo i có lợi nhất sẽ là thời điểm thỏa mãn điều kiện sau:

$$F_{doi} - F_{dci} = \max \quad (7)$$

với $i = 1, 2, 3, \dots, T_o$ và $F_{doi} > F_{dci}$

i – Thời điểm (năm) thứ i nào đó nằm trong khoảng thời gian T_o .

b) Chỉ tiêu mức doanh lợi của một đồng vốn, (%)

$$D_o = \frac{L_o}{V_o} \quad (8)$$

$$D_c = \frac{L_c}{V_c} \quad (9)$$

Trong đó: D_o, D_c – Mức doanh lợi của một đồng vốn theo phương án không cải tạo và phương án cải tạo máy;

L_o, L_c – Lợi nhuận hàng năm của phương án không cải tạo và phương án cải tạo máy.

Nếu $D_c > D_o$ và $D_c > D_d$ thì phương án cải tạo là có lợi (trong đó: D_d là mức doanh lợi theo định mức của doanh nghiệp).

c) Chỉ tiêu thời gian thu hồi vốn nhờ khấu hao và lợi nhuận

Thời gian thu hồi vốn đối với hai phương án được xác định như sau:

$$T_{to} = \frac{V_o}{L_o + K_{on}} \quad (10)$$

$$T_{tc} = \frac{V_c}{L_c + K_n} \quad (11)$$

Trong đó: T_{to} – Thời gian thu hồi vốn của phương án không cải tạo máy, năm;

T_{tc} – Thời gian thu hồi vốn của phương án cải tạo máy, năm.

Nếu $T_{tc} < T_{to}$ thì phương án cải tạo có lợi hơn.

2.1.2. Phương pháp sử dụng nhóm chỉ tiêu động [4], [5]

Trước hết cần xem xét mức độ hiệu quả của phương án cải tạo, sau đó mới so sánh giữa hai phương án không cải tạo và có cải tạo để xét chọn phương án có lợi hơn.

a) Xem xét mức độ hiệu quả của phương án cải tạo máy

Ở đây, ta sử dụng các chỉ tiêu sau đây: chỉ tiêu hiện giá của hiệu số thu chi NPW, chỉ tiêu hiện giá thu chi san đều hàng năm NAW, chỉ tiêu suất thu lợi nội tại IRR hoặc chỉ số thu chi B/C.

- Nếu dùng chỉ tiêu hiện giá của hiệu số thu chi, thì phương án cải tạo được coi là hiệu quả khi:

$$NPW_c = -V_c + \sum_{t=1}^{T_c} \frac{B_{ct}}{(1+r)^t} - \sum_{t=1}^{T_c} \frac{C_{ct}}{(1+r)^t} + \frac{G_d}{(1+r)^{T_c}} \geq 0 \quad (12)$$

Trong đó: NPW_c – Hiện giá của hiệu số thu chi của phương án cải tạo máy, đồng;

V_c – Vốn đầu tư cho phương án cải tạo (tính theo công thức 3), đồng;

B_{ct} – Mức thu ở năm thứ t của máy cải tạo, đồng;

C_{ct} – Mức chi ở năm thứ t cho máy cải tạo (không có khấu hao ở bên trong), đồng;

G_d – Giá trị thu hồi khi thanh lý máy cải tạo, đồng;

r – Suất thu lợi tối thiểu quy định, %;

T_c – Tuổi thọ của máy sau khi cải tạo (tính từ thời điểm cải tạo máy), năm.

- Nếu dùng chỉ tiêu IRR, ta thay đại lượng r ở trong công thức (12) bằng chỉ tiêu IRR và cho $NPW = 0$, sau đó giải phương trình này ta sẽ tìm được trị số IRR. Nếu $IRR \geq 0$ thì phương án có hiệu quả.

- Nếu dùng chỉ tiêu NAW hoặc chỉ tiêu B/C, ta cũng sử dụng các đại lượng V_c , B_{ct} , C_{ct} , T_c và r ở trong công thức (12) và tính toán theo các biểu thức đã biết.

Chú ý: Nếu có nhiều phương án cải tạo máy có hiệu quả, ta phải lựa chọn phương án hiệu quả nhất để tiếp tục so sánh với phương án không cải tạo ở bước tiếp theo. Khi vốn đầu tư cho cải tạo khác nhau thì phải so sánh theo hiệu quả của gia số đầu tư cho việc cải tạo. Vì tuổi thọ của máy theo các phương án cải tạo thường không bằng nhau, cho nên chỉ tiêu hiện giá của hiệu số thu chi san đều hàng năm được dùng phổ biến hơn cả.

b) So sánh lựa chọn phương án cải tạo và không cải tạo

Để so sánh các phương án, ta chỉ tính toán theo chỉ tiêu hiệu số thu chi san đều hàng năm NAW, vì tuổi thọ của máy theo các phương án ở đây sẽ khác nhau (vì $T_c > T_o$).

Phương án cải tạo sẽ có hiệu quả khi:

$$NAW_c > NAW_o \quad (13)$$

Trong đó: NAW_c – Hiệu số thu chi san đều hàng năm của phương án cải tạo máy, đồng;

NAW_o – Hiệu số thu chi san đều hàng năm của phương án không cải tạo máy, đồng.

Phương pháp tính trị số NAW của mỗi phương án được dựa theo các biểu thức đã nêu ở trên.

Thời điểm cải tạo tối ưu sẽ là thời điểm t thỏa mãn điều kiện sau:

$$NAW_{ct} - NAW_{ot} = \max \quad (14)$$

Trong đó: t – Thời điểm (năm) nào đó nằm trong khoảng thời gian T_o (đã được giải thích ở mục trên).

Chỉ tiêu NAW_o được tính theo khoảng thời gian T_o , chỉ tiêu NAW_c được tính theo khoảng thời gian T_c .

2.2. So sánh phương án thay thế máy hiện có bằng một máy khác có cùng công năng nhưng hiện đại hơn [4], [5], [6]

Phương pháp so sánh này cũng giống như phương pháp đã được trình bày ở mục 2.1 khi so sánh các phương án cải tạo máy, nhưng các chỉ tiêu của máy cải tạo ở đây phải được thay bằng các chỉ tiêu tính toán cho một máy mới, cụ thể là:

a) Với chỉ tiêu chi phí, ta dùng công thức (1) cho máy hiện có, còn đối với máy mới, ta phải dùng biểu thức sau:

$$F_{dm} = \frac{1}{N_m} \left(\frac{V_m r}{2} + C_m \right) \quad (15)$$

Trong đó: F_{dm} – Chi phí sử dụng tính cho một sản phẩm của máy mới, đồng/1ĐVSP;

N_m – Sản lượng tính theo năm của máy mới, Tấn/năm, m^3 /năm, m^2 /năm, m /năm;

V_m – Giá mua máy mới, đồng;
 C_m – Chi phí sử dụng hàng năm của máy mới, đồng/năm.

b) Với chỉ tiêu mức doanh lợi của một đồng vốn, ta dùng công thức (8) và (9) cho máy hiện có, nhưng với máy mới, ta có:

$$D_m = \frac{L_m}{V_m} \quad (16)$$

Trong đó: D_m – Mức doanh lợi của một đồng vốn để mua máy mới, %;

L_m – Lợi nhuận hàng năm do máy mới làm ra, đồng/năm.

c) Với chỉ tiêu NPW, ta dùng biểu thức sau cho máy mới để xét hiệu quả của nó:

$$NPW_m = -V_m + \sum_{t=1}^{T_m} \frac{B_{mt}}{(1+r)^t} - \sum_{t=1}^{T_m} \frac{C_{mt}}{(1+r)^t} + \frac{G_{dm}}{(1+r)^{T_m}} \geq 0 \quad (17)$$

Trong đó: NPW_m – Hiện giá của hiệu số thu chi của máy mới, đồng;

B_{mt} – Mức thu ở năm thứ t của máy mới, đồng;

C_{mt} – Mức chi ở năm thứ t của máy mới, đồng;

G_{dm} – Giá trị thu hồi khi thanh lý máy, đồng;

T_m – Tuổi thọ của máy mới, năm.

d) Nên thay máy hiện có bằng máy mới khi:

$$NAW_m > NAW_o \quad (18)$$

Trong đó: NAW_m – Hiệu số thu chi san đều hàng năm của máy mới.

Nếu vấn đề đặt ra là phải so sánh ba phương án: không cải tạo máy để tiếp tục sử dụng đến hết tuổi thọ quy định của máy, cải tạo máy, thay thế máy hiện có bằng một máy mới có cùng công năng thì điều kiện để lựa chọn một phương án tốt nhất trong ba phương án là:

$$\max (NAW_o, NAW_c, NAW_m) \quad (19)$$

Với NAW là trị số của chỉ tiêu hiện giá của hiệu số thu chi san bằng hàng năm đối với phương án không cải tạo (ký hiệu là o), phương án cải tạo (ký hiệu là c) và phương án mua máy mới (ký hiệu là m).

3. KẾT LUẬN

Thông qua các nội dung được trình bày trong bài báo này, người sử dụng máy xây dựng có cơ sở khoa học để tính toán quyết định một vấn đề có ý nghĩa đưa lại hiệu quả cao trong công tác sử dụng máy, đó là chọn phương án sửa chữa, cải tạo hiện đại hóa một máy hiện có hoặc phương án thay một máy hiện có bằng một máy khác hiện đại hơn. Căn cứ kết quả tính toán với các máy cụ thể, người sử dụng máy sẽ so sánh đánh giá và lựa chọn phương án hiệu quả cao hơn. ♦

Ngày nhận bài: **20/01/2024**

Ngày phản biện: **23/02/2024**

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.
- [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.
- [3]. Nguyễn Đăng Điệm (2017); *Sửa chữa máy xây dựng*, NXB. Giao thông Vận tải.
- [4]. Nguyễn Đăng Điệm, Phùng Công Dũng (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.
- [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.
- [6]. А.И.Дехтеренский(2009), *Модель автимилизации использования дорожно-строительных машин*, Издательство Машиностроение, Москва.

TÍCH HỢP CAMERA XỬ LÝ ẢNH VÀ ROBOT IGUS 5 BẬC TỰ DO VỚI TRẠM PHÂN LOẠI SẢN PHẨM THEO VẬT LIỆU MS4

INTEGRATION OF IMAGE PROCESSING CAMERA AND 5-AXIS IGUS ROBOT
WITH MS4 MATERIAL-BASED PRODUCT SORTING STATION

Nguyễn Anh Dũng*, Ngô Văn Vũ
Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo này nhằm mục đích giới thiệu phương pháp tích hợp các thiết bị, các cụm thiết bị bao gồm trạm phân loại sản phẩm MS4 được điều khiển bởi PLC S7-1500, camera công nghiệp đơn sắc DMK 33GP031 GIGE và robot Igus 5 bậc tự do nhằm tạo ra một hệ thống linh hoạt, đơn giản, đồng thời kết hợp được ưu điểm của từng thành phần. Trạm phân loại MS4 sẽ thực hiện phân loại sản phẩm theo vật liệu trong khi camera sẽ thu thập hình ảnh bề mặt sản phẩm và gửi về máy tính. Các hình ảnh thu được sẽ được xử lý trên máy tính thông qua các thuật toán xử lý ảnh và đưa ra đặc trưng về bề mặt cũng như vị trí của sản phẩm, từ đó xác định được loại sản phẩm và gửi dữ liệu tương ứng sang PLC thông qua giao thức Modbus TCP. Robot sẽ dựa vào tín hiệu nhận được từ PLC thực hiện gắp sản phẩm tới vị trí đã chỉ định.

Từ khóa: PLC; Camera công nghiệp; Robot; Xử lý ảnh; Modbus TCP.

ABSTRACT

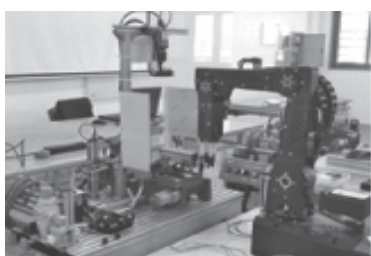
This paper aims to introduce the method of integrating equipment and device clusters including the MS4 product sorting station controlled by S7-1500 PLC, DMK 33GP031 GIGE monochrome industrial camera, and 5-axis Igus robot to create a flexible and simple system while combining the advantages of each component. The MS4 sorting station will sort products by material while the camera will capture images of the product surface and send them to the computer. The acquired images will be processed on the computer through image processing algorithms to determine the surface characteristics and position of the products, thereby identifying the product type and sending corresponding data to the PLC via Modbus TCP protocol. The robot will based on the signals received from the PLC, grip the products to the designated position.

Keywords: PLC; Industrial camera; Robot; Image processing; Modbus TCP.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong thời đại công nghiệp 4.0, rất nhiều các công nghệ hiện đại đã và đang được áp dụng vào trong sản xuất. Có thể kể đến như công nghệ thị giác máy tính, thị giác robot, hay các thuật toán trí tuệ nhân tạo học máy, học sâu,... Các công nghệ kể trên khi được áp dụng trong sản xuất sẽ tạo ra các hệ thống hiện đại, thông minh, hiệu suất cao và tiết kiệm nguồn nhân lực. Một minh chứng rõ nhất cho điều đó là việc tích hợp công nghệ xử lý ảnh và cánh tay robot vào các hệ thống phân loại sản phẩm nhằm tạo ra các hệ thống tự động hóa thông minh với hiệu suất cao, đồng thời tiết kiệm đáng kể nhân công.

Mô hình chúng tôi xây dựng, tích hợp bao gồm trạm phân loại sản phẩm theo vật liệu MS4, camera công nghiệp đơn sắc DMK 33GP031 GIGE và robot Igus 5 bậc tự do. Đây đều là các thiết bị đơn lẻ với chức năng riêng biệt, nhưng khi kết hợp lại sẽ tạo ra một hệ thống hoàn thiện, linh hoạt với chức năng được mở rộng. Mô hình được thể hiện như trên Hình 1.



Hình 1. Mô hình tích hợp hệ thống

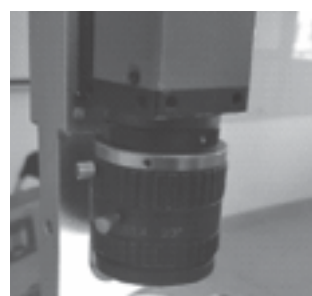


Hình 2. Sự phân bố các phôi trên băng tải

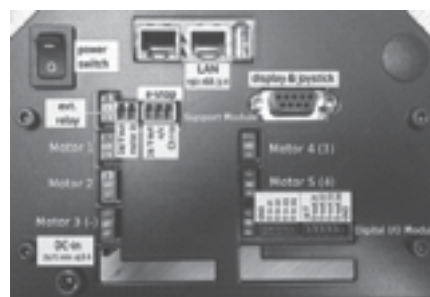
2. CÁC THÀNH PHẦN CỦA HỆ THỐNG

Trạm phân loại sản phẩm MS4 [1] được điều khiển bởi PLC S7-1500 với nhiệm vụ là phân loại sản phẩm dựa vào vật liệu của chúng, cụ thể là phân biệt giữa vật liệu kim loại và vật liệu nhựa, sau đó xy-lanh sẽ đẩy phôi vào rãnh tương ứng trên băng tải như Hình 2.

Camera được sử dụng trong hệ thống là camera công nghiệp đơn sắc DMK 33GP031 GIGE [2]. Hình 3 là camera công nghiệp và ống kính đi kèm.



Hình 3. Camera công nghiệp và lens



Hình 4. Các cổng kết nối của robot.

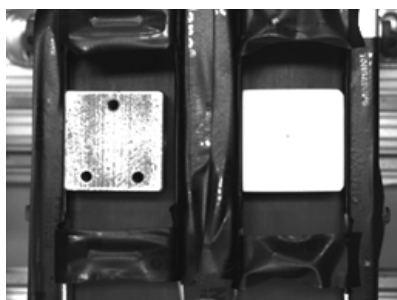
Hệ thống sử dụng robot Igus Robolink® RL-DCi-5S-M [3] 05 bậc tự do có cấu tạo như Hình 1. Robot được điều khiển bằng phần mềm đi kèm có tên là Igus Robot Control được cài đặt trên máy tính kết nối với robot qua cổng ethernet. Bên cạnh đó, robot có bốn cổng đầu vào DIIn và bốn đầu ra Dout. Bốn cổng đầu vào sẽ nhận tín hiệu từ các output của PLC để điều khiển robot gắp vật theo chỉ định trong khi các

cổng đầu ra dùng để đưa tín hiệu đến các thiết bị ngoại vi như van khí nén để điều khiển đóng mở cơ cấu kẹp. Hình 4 là các cổng kết nối của robot.

3. XỬ LÝ ẢNH

3.1. Đặc điểm phôi

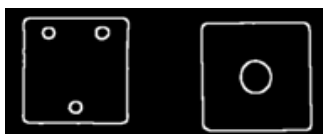
Hình 5 là vị trí của các phôi trên khung hình. Quan sát Bảng 3 và Hình 5, ta thấy bề mặt các phôi đều có dạng đường bao là hình chữ nhật và bên trên trong đường bao có số lượng lỗ khác nhau. Bên cạnh đó, phôi bằng nhôm thì nằm bên trái khung hình, và phôi bằng nhựa nằm ở bên phải khung hình. Do vậy, ta sẽ sử dụng phương pháp tìm đường viền để tìm viền bao, đồng thời cùng với số lượng lỗ trên bề mặt cũng như vị trí của phôi trên khung hình để xác định loại phôi tương ứng. Để thực hiện được công việc trên, ta sẽ sử dụng thư viện xử lý ảnh OpenCV [4].



Hình 5. Vị trí của các phôi trên khung hình



Hình 6. Ảnh nguyên bản từ camera



Hình 7. Ảnh sau khi áp dụng bước tiền xử lý

3.2. Tiền xử lý

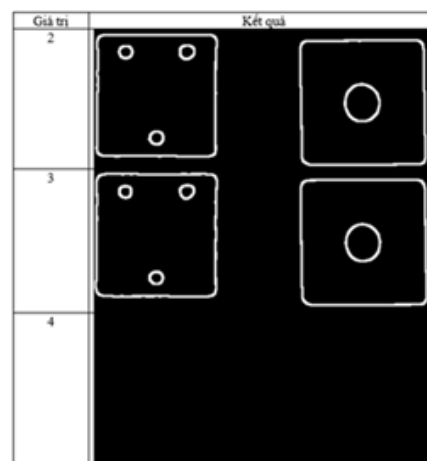
Bước này thông qua các thao tác như lọc nhiễu, tìm cạnh, xói mòn và giãn nở để biến đổi hình ảnh thu được nguyên bản từ camera thành ảnh thích hợp để phục vụ cho thao tác trích xuất đường viền ở phía sau. Hình 6 và Hình 7 lần lượt là ảnh trước và sau khi áp dụng bước tiền xử lý.

Sau quá trình thử nghiệm và điều chỉnh, chúng tôi đưa ra bộ thông số được áp dụng trong các thao tác tiền xử lý ảnh phù hợp nhất với mô hình của chúng tôi như Bảng 1 và cho ra kết quả ổn định nhất như Hình 7.

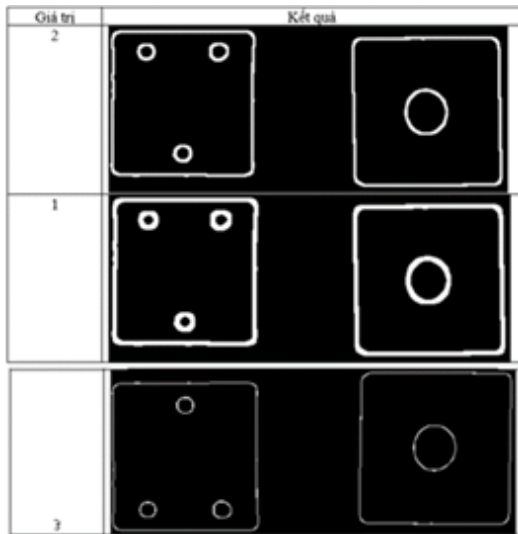
Bảng 1. Thông số lựa chọn trong chương trình tiền xử lý

Tên tham số	Kí hiệu trong chương trình	Giá trị
Kích thước ma trận lọc nhiễu Gauss		21x21
Tham số minVal trong phương pháp Canny	Threshold1	170
Tham số maxVal trong phương pháp Canny	Threshold2	250
Tham số sickma của hàm Gauss	sickma	2
Số lần lặp trong thao tác giãn nở	iteradeli	3
Số lần lặp trong thao tác xói mòn	iteraero	2

Hình 8, Hình 9 trình bày một số kết quả khi thay đổi một số thông số trong Bảng 1, trong khi các thông số còn lại giữ nguyên.



Hình 8. Kết quả khi thay đổi giá trị sickma của phương pháp lọc Gaussian



Hình 9. Kết quả của việc thay đổi số lần lặp trong thao tác xóa mòn ảnh

3.3. Tìm số đường viền

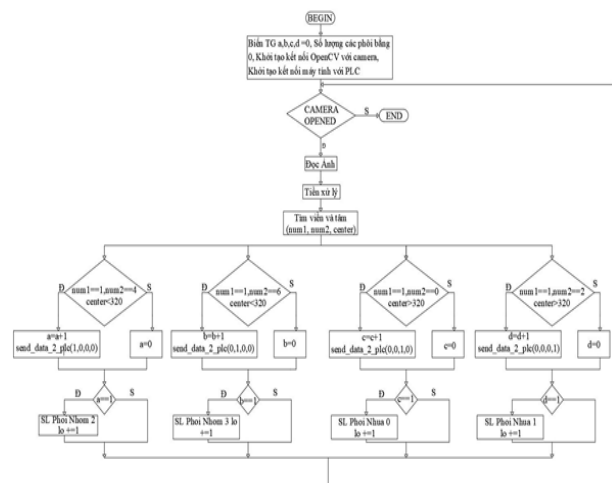
Áp dụng các phương pháp tìm đường viền của thư viện xử lý ảnh OpenCV, ta thu được kết quả về số lượng đường viền và trị trí trên khung hình tương ứng với từng loại phôi như trong Bảng 2. Do khung hình có kích thước là 640x480 nên ta lấy mốc hoành độ ở trung tâm.

Bảng 2. Kết quả khi trích xuất đặc điểm hình dạng bề mặt của các phôi

Tên phôi	Hình ảnh thực tế	Số đường viền ứng với đường tạo của bề mặt phôi (num1)	Số đường viền ứng với số lỗ trên bề mặt phôi (gấp 2 lần số lỗ) (num2)	Hoành độ tâm phôi trên khung hình (center)
Phôi nhôm 2 lỗ		1	4	<320
Phôi nhôm 3 lỗ		1	6	<320
Phôi nhôm 0 lỗ		1	0	>320
Phôi nhôm 1 lỗ		1	2	>320

3.4. Vòng lặp chính

Đầu tiên, hình ảnh sẽ được thu thập từ camera, sau đó thực hiện các hàm xử lý đã xây dựng, dựa vào kết quả nhận biết xem đó là phôi gì, cập nhật biến đếm sau đó gửi tín hiệu điều khiển với PLC. Hình 10 là sơ đồ giải thuật của vòng lặp chính trong chương trình xử lý ảnh.

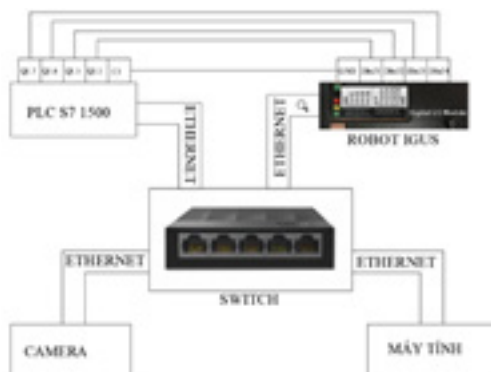


Hình 10. Sơ đồ giải thuật vòng lặp chính chương trình xử lý ảnh

4. KẾT NỐI HỆ THỐNG

Camera sẽ thu thập hình ảnh gửi đến máy tính để xử lý, sau đó máy tính sẽ gửi dữ liệu sang PLC và cuối cùng PLC gửi tín hiệu đến DIN của Robot Igus. Hình 11 là sơ đồ kết nối các thiết bị. Ta cài đặt địa chỉ IP cho các thiết bị như trong Bảng 3. Bảng 4 thể hiện địa chỉ kết nối giữa các cổng của PLC và robot. Hình ảnh từ camera gửi đến máy tính thông qua cáp ethernet. Máy tính truyền thông với PLC bằng giao thức Modbus TCP [5], trong đó máy tính được coi là Client còn PLC được coi là Server. Hình 12 là cấu hình Modbus Server trên PLC.

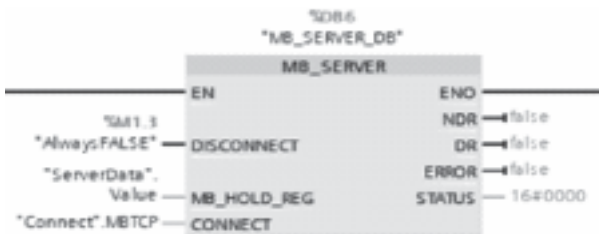




Hình 11. Sơ đồ kết nối các thiết bị trong hệ thống

Bảng 3. Cài đặt địa chỉ IP cho các thiết bị trong hệ thống

Thiết bị	Địa chỉ IP
Máy tính	192.168.3.4
Camera	192.168.3.58
Robot Igus	192.168.3.11
PLC	192.168.3.25



Hình 12. Modbus TCP Server

Bảng 4. Kết nối PLC và robot Igus

Output PLC	DIn của robot Igus
Q1.1	DIn21
Q1.5	DIn22
Q1.6	DIn23
Q1.7	DIn24
Nối đất	GND

Hình 13 là khởi tạo kết nối client-server giữa máy tính và PLC. Hình 14 là chương trình truyền dữ liệu từ chương trình xử lý ảnh trên máy tính sang PLC.

```
plc_ip = "192.168.0.25"
plc_port = 502
client = ModbusClient(host=plc_ip, port=plc_port)
```

Hình 13. Khởi tạo kết nối giữa máy tính và PLC

```
def send_data_2_plc(val0, val1, val2, val3):
    client.open()
    client.write_single_register( reg_addr: 0, val0)
    client.write_single_register( reg_addr: 1, val1)
    client.write_single_register( reg_addr: 2, val2)
    client.write_single_register( reg_addr: 3, val3)
    client.close()
```

Hình 14. Gửi dữ liệu từ máy tính đến PLC

Các giá trị reg_addr: 0,1,2,3 trong hình 14 tương ứng với các value [0,1,2,3] trong khối ServerData. Cũng trong Hình 14, các giá trị val0, val1, val2, val4 là các giá trị số nguyên mà ta muốn gửi đến các value (các giá trị nguyên mà ta gửi đi ở đây là 0 hoặc 1). Các value [0,1,2,3] trong khối ServerData sẽ tương ứng với bốn loại phôi. Khi phát hiện ra loại phôi nào, giá trị 1 sẽ được gửi đến và lưu vào value tương ứng với phôi đó, đồng thời các value còn lại sẽ nhận giá trị 0.

Đối với việc kết nối giữa PLC và robot Igus, ta sẽ so sánh giá trị các value với 1, value nào có giá trị bằng 1 thì PLC sẽ xuất tín hiệu ra output truyền đến DIn tương ứng trên robot và robot sẽ tiến hành gấp loại phôi tương ứng với value đó về đúng vị trí.

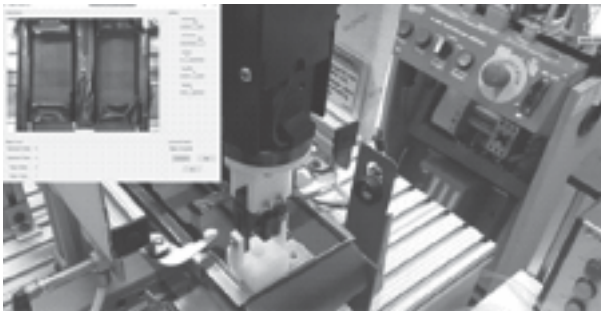
5. THỰC NGHIỆM

Quá trình hoạt động của mô hình đã được ghi lại trong video đính kèm trong link: https://drive.google.com/file/d/1icr0SII8KMGnSaXE9z1DeJStgf9ahxNw/view?usp=drive_link

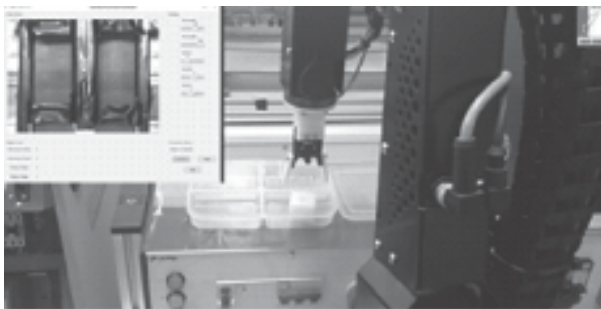
Bảng 5. Độ chính xác trong quá trình phân loại của hệ thống

Trường hợp Loại phôi	Trường hợp đã hiệu chuẩn (chỉ sử dụng đèn chiếu sáng phòng thí nghiệm)		Sử dụng thêm đèn chiếu sáng màu trắng công suất 48W chiếu lên bề mặt phôi		Sử dụng thêm đèn chiếu sáng màu đỏ công suất 48W chiếu lên bề mặt phôi	
	Số lần thực nghiệm	Số lần nhận diện chính xác	Số lần thực nghiệm	Số lần nhận diện chính xác	Số lần thực nghiệm	Số lần nhận diện chính xác
Phôi nhôm 2 lỗ	50	50 (100%)	50	42 (84%)	50	45 (90%)
Phôi nhôm 3 lỗ	50	50 (100%)	50	46 (92%)	50	47 (94%)
Phôi nhựa 0 lỗ	50	50 (100%)	50	50 (100%)	50	49 (98%)
Phôi nhựa 1 lỗ	50	50 (100%)	50	23 (46%)	50	44 (88%)

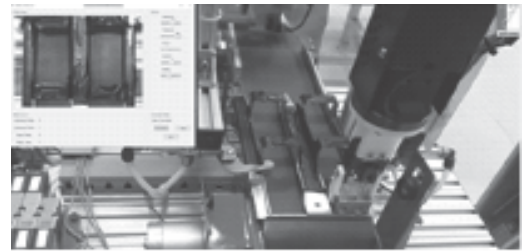
Các Hình từ 15 đến 20 miêu tả cụ thể về quá trình hoạt động của hệ thống. Bảng 5 trình bày độ chính xác của quá trình hệ thống hoạt động trong một số trường hợp thay đổi điều kiện về ánh sáng.



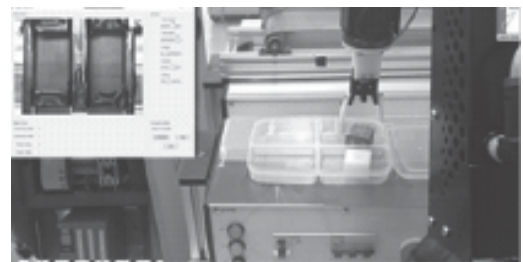
Hình 15. Robot gấp phôi nhựa 1 lỗ



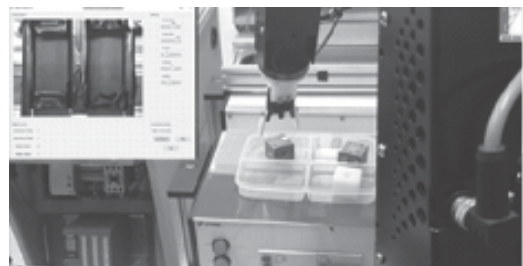
Hình 16. Robot thả phôi nhựa 1 lỗ vào khay



Hình 17. Robot gấp phôi nhôm 3 lỗ



Hình 18. Robot thả phôi nhôm 3 lỗ vào khay



Hình 19. Robot thả phôi nhôm 2 lỗ vào khay





Hình 20. Robot thả phôi nhựa không lỗ vào khay

6. KẾT LUẬN

Mô hình của chúng tôi tuy sử dụng các thiết bị đơn giản, riêng rẽ nhưng khi tích hợp lại đã tạo ra một hệ thống linh hoạt và hiệu quả. Hệ thống này minh họa một cách rõ nét về một hệ thống tự động hóa linh hoạt, hiện đại với sự kết hợp của nhiều module, nhiều lĩnh vực, từ đó cung cấp cái nhìn đầy đủ về một hệ thống

tự động hóa, đồng thời là cơ sở phát triển một tư duy hệ thống hoàn thiện trong việc xây dựng các mô hình tự động hóa sản xuất hiện đại, bắt kịp sự phát triển của thời đại công nghệ 4.0. ❖

Ngày nhận bài: **02/02/2024**

Ngày phản biện: **01/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Tài liệu 87-MS4-Sorting-Buffering Learning System của Hãng AMATROL.
- [2]. DMK 33GP031 Technical Reference Manual, The ImagingSource.
- [3]. User Guide Embedded Control of the Igus robotlink-DCI Robot Arm.
- [4]. <https://docs.opencv.org/4.x/>
- [5]. Giải pháp Mạng truyền thông Modbus với SIMATIC PLC S7 – Tài liệu của Hãng Siemens.

ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG TỰ ĐỘNG NHẬN DẠNG VÀ TÌM THAM SỐ ĐIỀU KHIỂN BẰNG PHƯƠNG PHÁP RELAY CÓ TRỄ CHO NHIỆT ĐỘ LÒ SẤY SỬ DỤNG VI ĐIỀU KHIỂN ARM

EVALUATION OF AUTOMATICALLY IDENTIFYING AND FINDING CONTROL PARAMETERS USING HYSTERETIC RELAY METHOD FOR DRYER TEMPERATURE USING ARM MICROCONTROLLER

Đặng Hà Dũng

Khoa Điện – Điện tử, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bộ điều khiển PID được sử dụng rất rộng rãi trong các ứng dụng điều khiển tự động, tính năng tự động tìm kiếm, điều chỉnh tham số PID đã được tích hợp vào phần mềm của nhiều thiết bị điều khiển như các hàm PID của PLC. Trong bài báo này, tác giả sẽ trình bày việc thực hiện đánh giá khả năng cài đặt tính năng tự động tìm và điều chỉnh tham số bộ PID số trên vi điều khiển gốc ARM, cụ thể là STM32. Đối tượng điều khiển là nhiệt độ lò sấy, nguồn điện cấp cho lò là nguồn xoay chiều 220V, 50Hz. Một phần mềm Matlab được phát triển để thu thập, hiển thị dữ liệu nhằm thực hiện đánh giá kết quả điều khiển.

Từ khóa: Bộ điều khiển PID; Phương pháp tự chỉnh Relay; Phương pháp Ziegler- Nichols; Vi điều khiển; Điều khiển nhiệt độ.

ABSTRACT

PID controllers are widely used in automatic control applications. The feature of automatically searching and adjusting PID parameters has been integrated into the software of many control devices such as PID functions of PLCs. In this article, the author will present the evaluation of the ability to install the feature of automatically finding and adjusting digital PID parameters on the original ARM microcontroller, specifically the STM32. The control object is the dryer temperature, the power source for the dryer is 220V, 50Hz AC source. A Matlab software was developed to collect and display data to evaluate control results.

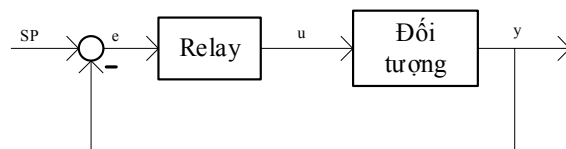
Keywords: PID controller; Relay self-tuning method; Ziegler-Nichols method; Microcontroller; Temperature control. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việc tổng hợp tham số bộ điều khiển PID luôn là một trong những nhiệm vụ quan trọng của quá trình điều khiển, tự động hóa. Đã có rất nhiều phương pháp được đề xuất, phổ biến nhất có thể kể đến là phương pháp dựa trên thực nghiệm để tìm hệ số khuếch đại tới hạn (ultimate Gain K_u) và chu kỳ dao động tới hạn (ultimate Period P_u) của đối tượng điều khiển được đề xuất bởi J.G. Ziegler và N.B. Nichols từ những năm 40 của thế kỷ trước. Phương pháp này còn được biết tới với tên phương pháp Ziegler-Nichols 2, vốn được giảng dạy trong tất cả các chương trình đào tạo liên quan đến điều khiển tự động. Trong ứng dụng thực tiễn, ngoài ưu thế thuận tiện, dễ ứng dụng, phương pháp Ziegler-Nichols có những nhược điểm không thể tránh khỏi. Cụ thể, với việc tăng hệ số khuếch đại K_p tới K_u để đẩy hệ thống điều khiển tới điểm làm việc tới hạn, tương ứng với hiện tượng đầu ra dao động tuần hoàn, có thể đẩy hệ thống vào những trạng thái làm việc không an toàn, đặc biệt với những hệ thống điều khiển quá trình.

Năm 1984 và sau đó, năm 1999, K.J. Åström và T. Hägglund [1], [2] đã đề xuất phương án cho phép xác định các giá trị tới hạn K_u và P_u sử dụng các khâu Relay. Phương pháp này đã khắc phục được tất cả các hạn chế của phương pháp Ziegler-Nichols, ngoài ra nó còn cung cấp khả năng xác định được K_u và P_u hoàn toàn tự động trên các thiết bị điều khiển dựa trên những thuật toán thích hợp. Nội dung chính của phương pháp Åström-Hägglund là thay vì sử dụng bộ điều khiển khuếch đại như cách của Ziegler-Nichols, ta sử dụng bộ điều khiển dạng Relay như trong Hình 1. Với sơ đồ điều khiển này, về mặt lý thuyết, chắc chắn đầu ra của hệ điều khiển sẽ dao động mà không cần phải tiến đến điểm làm việc tới hạn. Việc xác định được

chu kỳ dao động và biên độ dao động này sẽ cho phép xác định được K_u và P_u , và từ đó xác định được tham số của bộ PID theo những công thức đã biết.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý sử dụng bộ điều khiển Relay

Trong nhiều thiết bị điều khiển công nghiệp có tích hợp bộ điều khiển PID, tính năng tự động tìm tham số PID được hỗ trợ khá phổ biến. Ví dụ, tính năng autoturn của các hàm PID trong PLC Siemens. Đây là tính năng tương đối hiệu quả trong việc tìm tham số bộ điều khiển, nó rất được ưa chuộng sử dụng trong những bài toán điều khiển.

Với mục đích phục vụ công việc nghiên cứu, giảng dạy, bài báo này trình bày việc đánh giá khả năng triển khai phương pháp tự động xác định tham số bộ điều khiển PID rời rạc dựa trên phương pháp Relay của Åström-Hägglund. Thiết bị điều khiển được sử dụng là vi điều khiển STM32F103, đây là loại vi điều khiển rất phổ biến, giá rẻ trên thị trường. Đối tượng điều khiển là nhiệt độ của lò sấy, nguồn gia nhiệt của lò được lấy từ nguồn điện lưới 220V, 50Hz. Kết quả của nghiên cứu ngoài việc dùng để đánh giá khả năng của phương pháp điều khiển, còn có thể được sử dụng để so sánh với các phương pháp tìm tham số điều khiển PID khác.

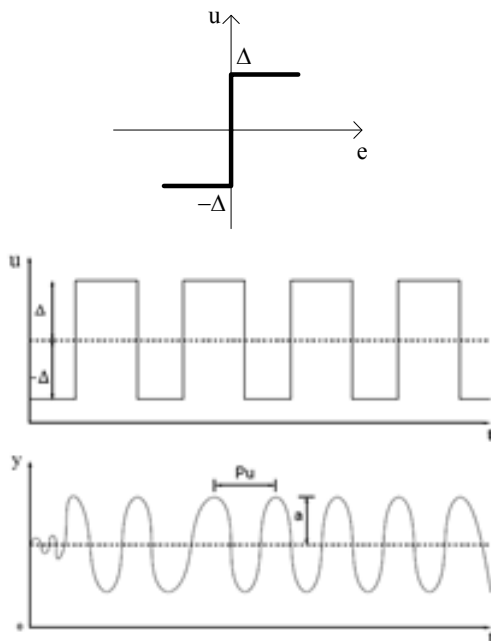
2. TÌM THAM SỐ PID VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ ĐIỀU KHIỂN

2.1. Phương pháp Relay tìm tham số bộ PID

Về mặt nguyên lý, phương pháp của

Åström- Hägglund sử dụng bộ điều khiển dạng Relay để xác định các đặc tính của đối tượng điều khiển từ đó tính toán ra bộ tham số PID phù hợp. Hai dạng bộ điều khiển Relay sẽ được sử dụng trong bài báo này là bộ Relay lý tưởng và bộ Relay có trễ. Bộ điều khiển Relay lý tưởng được Åström-Hägglund đề xuất vào năm 1984, với nguyên lý theo Hình 2. Tùy theo giá trị sai lệch e giữa giá trị đặt (SP: Setpoint) và đầu ra y mà bộ điều khiển sẽ có mức tác động tăng (+ Δ) hoặc giảm (- Δ) quanh một giá trị trung bình được chọn từ trước. Dưới tác động của tín hiệu điều khiển u , đáp ứng đầu ra y của hệ sẽ dao động quanh một giá trị xác lập, thông thường đây sẽ là giá trị đặt SP của hệ. Bằng việc xác định chu kỳ dao động P_u và biên độ dao động a , ta có thể xác định được chu kỳ dao động tới hạn P_u và hệ số khuếch đại tới hạn K_u theo công thức sau:

$$K_u = \frac{4 * \Delta}{\pi * a} \quad (1)$$



Hình 2. Bộ điều khiển Relay lý tưởng và các đặc tính vào, ra

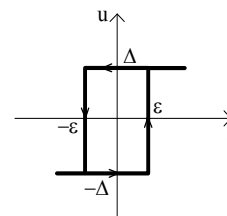
Việc xác định bộ tham số PID có thể thực hiện theo công thức Ziegler-Nichols hoặc một số công thức khác tìm tham số PID theo K_u , P_u như bảng sau [3], [4]:

Bảng 1. Bảng công thức tính tham số bộ PID

Bộ điều khiển	K_p	T_i	T_d	K_i	K_d
P	$0,5K_u$				
PI	$0,45K_u$	$0,8P_u$		$0,54K_u/P_u$	
PID	$0,6K_u$	$0,5P_u$	$0,125P_u$	$1,2K_u/P_u$	$0,075K_uP_u$

Khâu Relay lý tưởng có đặc điểm là dễ bị tác động bởi nhiễu, đặc biệt là nhiễu của quá trình đo lường. Để giảm tác động của nhiễu, người ta sử dụng khâu Relay có trễ với nguyên lý làm việc như trong Hình 3. Việc thêm một đại lượng ε vào giá trị sai lệch, theo các hướng tăng hoặc giảm của đáp ứng đầu ra, sẽ giảm đáng kể tác động của nhiễu trong quá trình đo lường. Về bản chất, khâu Relay có trễ là trường hợp tổng quát của khâu Relay lý tưởng. Khi đó, công thức để tính hệ số khuếch đại tới hạn K_u sẽ được thực hiện theo công thức:

$$K_u = \frac{4\Delta}{\pi\sqrt{a^2 - \varepsilon^2}} \quad (2)$$



Hình 3. Nguyên lý của bộ điều khiển Relay có trễ

Các hệ số PID sau khi được xác định sẽ được cài đặt lên bộ PID số có dạng như ở công thức (3):

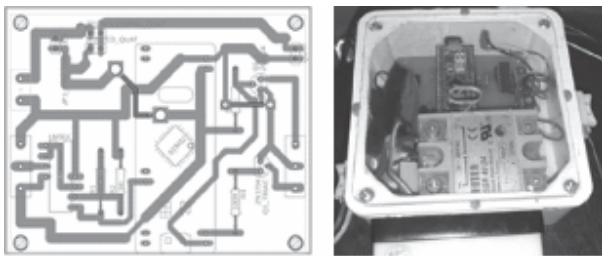
$$u_k = K_p e_k + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i) + \frac{K_d}{T_s} (e_k - e_{k-1}) \quad (3)$$

Thuật toán PID cài đặt lên vi điều khiển được trình bày trong [5], trong đó công thức của bộ điều khiển là PID2DOF, đây là trường hợp tổng quát của bộ PID. Nhìn vào công thức (4), ta thấy khi $b = 1$ và $c = 1$ thì ta thu được (3).

$$u = K_p(b^*r - y) + K_i T_p(z)(r - y) + \frac{K_d}{T_f + T_p(z)}(c^*r - y) \quad (4)$$

2.2. Mô hình điều khiển nhiệt độ lò sấy

Mô hình nhiệt lò sấy, sơ đồ mạch điều khiển và thuật toán đo lường được trình bày chi tiết trong [6], giải thuật điều khiển PID2DOF cài đặt trên vi điều khiển được trình bày trong [5]. Sơ đồ mạch in của bộ điều khiển và mô hình thực của thiết bị được trình bày trong Hình 4.

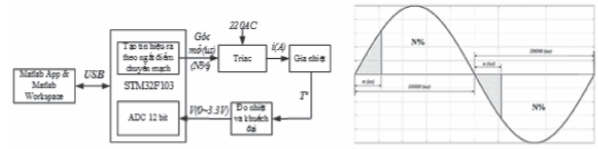


Hình 4. Mạch in và thiết bị điều khiển nhiệt

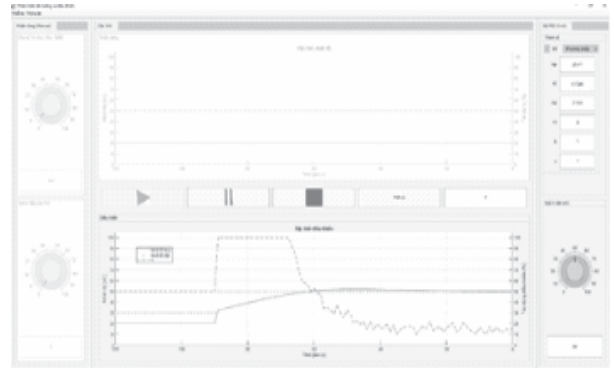
Nguyên lý vận hành của thiết bị và nguyên lý cắt pha dòng điện tới thiết bị gia nhiệt được mô tả trong Hình 5. Công thức (5) tính thời gian mở triac điều khiển.

$$n(\mu s) = 3183 \arccos\left(\frac{N}{50} - 1\right) \quad (5)$$

Ứng dụng trên máy tính được phát triển dựa trên Matlab có thể thực hiện thu thập dữ liệu vận hành của quá trình điều khiển nhiệt độ được mô tả trên Hình 6.



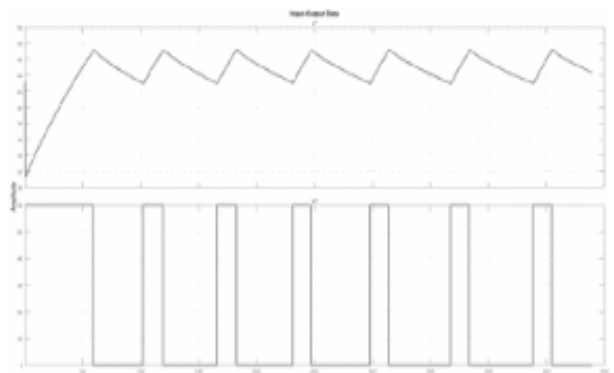
Hình 5. Nguyên lý vận hành và cắt pha dòng điện của thiết bị



Hình 6. Giao diện ứng dụng trên máy tính

2.3. Kết quả điều khiển

Quá trình tiến hành thu thập dữ liệu, tính toán các tham số K_u và P_u , bộ điều khiển Relay được kích hoạt. Đường đặc tính đầu ra có dạng dao động như Hình 7.



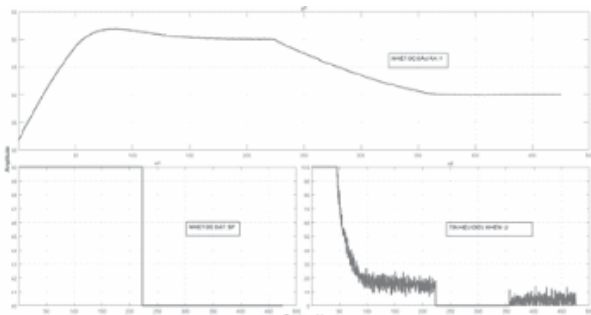
Hình 7. Đặc tính đầu ra dao động tương ứng với tác động Relay

Giải thuật xác định các giá trị tới hạn của đáp ứng dao động và chu kỳ dao động trên vi điều khiển cung cấp các giá trị biên độ dao động, chu kỳ dao động như bảng 2.

Bảng 2. Các giá trị biên độ dao động và chu kỳ dao động sau 5 chu kỳ

Chu kỳ	1	2	3	4	5
Max (độ)	47,1300	47,2400	47,1000	47,2000	47,1600
Min (độ)	42,9400	42,9900	42,9200	42,9100	42,9500
P_u (giây)	63,3000	64,5000	66,9000	69,6000	71,1000

Sử dụng các giá trị trung bình của các đại lượng từ Bảng 2, vi điều khiển xác định được bộ tham số cho các bộ điều khiển PID như sau: $K_p = 25,0059$; $K_i = 0,7246$ và $K_d = 215,6250$. Kết quả điều khiển thu được khá tốt được thể hiện trên Hình 6 và tập hợp dữ liệu chi tiết như trong Hình 8:



Hình 8. Dữ liệu điều khiển nhiệt độ với bộ PID autoturn

3. KẾT LUẬN VÀ ĐÁNH GIÁ

Từ những kết quả nghiên cứu thực nghiệm được trình bày ở trên, có thể rút ra kết luận rằng tính năng tự động tìm và hiệu chỉnh tham số bộ điều khiển PID trên vi điều khiển họ STM32 đã đem lại chất lượng điều khiển rất khả quan, ít nhất với đối tượng nhiệt độ lò sấy. Hướng nghiên cứu tiếp theo là mở rộng cho các loại đối tượng khác. ❖

Ngày nhận bài: **02/3/2024**

Ngày phản biện: **25/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. K.J. Åström, T. Häggglund. *PID Controllers: Theory, Design and Tuning*. Instrument Society of America, 1999.
- [2]. K.J. Åström, T. Häggglund. *Automatic tuning of simple regulators with specification on phase and amplitude margins*. Automatica, vol. 20, nr. 5, pp. 645-651, 1984.
- [3]. Lê Hùng Lân; *Lý thuyết điều khiển tự động*, Tập 1. NXB. Giao thông Vận tải, 2000.
- [4]. Nguyễn Doãn Phước; *Lý thuyết điều khiển tuyến tính*. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2016.
- [5]. Đặng Hà Dũng; *Thiết kế bộ PID hai bậc tự do điều khiển tốc độ động cơ một chiều sử dụng vi điều khiển*. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 5 năm 2019.
- [6]. Đặng Hà Dũng; *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị thu thập dữ liệu vận hành của một số đối tượng nhiệt*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 5 năm 2021.

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM NX NÂNG CAO KHẢ NĂNG GIA CÔNG CÁC BỀ MẶT PHỨC TẠP TRÊN MÁY MILL-TURN 4 TRỤC

APPLICATION OF NX SOFTWARE IMPROVES THE CAPABILITY FOR MACHINING COMPLEX SURFACES ON 4 AXIS MILL-TURN MACHINE

Lương Hải Chung*, Nguyễn Thanh Sơn, La Ngọc Tuấn
Khoa Cơ khí Chế tạo, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh

TÓM TẮT

Trong quá trình gia công các sản phẩm có bề mặt phức tạp, có rất nhiều vị trí khó vào dao (dụng cụ cắt) không thể xử lý bằng tay hay trực tiếp trên máy CNC, do đó việc ứng dụng phần mềm vào quá trình gia công là rất cần thiết. Bài báo này trình bày phương pháp ứng dụng phần mềm NX để tạo đường dẫn dụng cụ tối ưu khi gia công tại các vị trí nguy hiểm (vị trí sâu và hẹp) nhằm khắc phục hiện tượng gãy dụng cụ và giảm thời gian lập trình gia công. Để xây dựng được đường dẫn tối ưu, tác giả đã trực tiếp nghiên cứu máy CNC phay tiện kết hợp 4 trục EmcoTurn E65, ứng dụng phần mềm NX tạo các phương pháp gia công, xuất mã G-Code và trực tiếp kiểm nghiệm, so sánh chương trình gia công trên một số sản phẩm có bề mặt phức tạp. Kết quả này sẽ là cơ sở để tác giả tiếp tục nghiên cứu và ứng dụng đa dạng trên các sản phẩm phức tạp khác, đồng thời sẽ định hướng đưa vào chương trình đào tạo tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh trong tương lai.

Từ khóa: Bề mặt phức tạp; Phay CNC; Máy Mill-Turn; Phần mềm NX.

ABSTRACT

In the process of machining products with complex surfaces, there are many difficult positions for the tool that cannot be handled by hand or directly on a CNC machine, so applying software to the machining process is very necessary. This article presents a method for applying NX software to create optimal tool paths when machining in dangerous locations (deep and narrow locations) to overcome the phenomenon of tool breakage and reduce machining programming time. To build the optimal path, the author directly researched the EmcoTurn E65 4-axis combined milling and turning CNC machine, applied NX software to create machining methods, exported G-Code and directly tested it, compare machining programs on some products with complex surfaces. This result will be the basis for the author to continue research and diverse applications on other complex products, and will be included in the training program at Vinh University of Technical Education in the future.

Keywords: Complex surfaces; CNC milling; Mill-Turn machine; NX software.

1. GIỚI THIỆU

Trong lĩnh vực gia công cắt gọt kim loại, đặc biệt là khuôn mẫu, các bề mặt gia công thường phong phú và phức tạp buộc phải ứng dụng phần mềm để lập trình kết hợp gia công trên máy CNC. Đây là các lĩnh vực được các nhà khoa học trong nước và trên thế giới quan tâm, nghiên cứu. Năm 2019, Hoàng Văn Quy và các đồng nghiệp [1] đã tìm cách tăng năng suất gia công bằng phương pháp phân vùng bề mặt gia công dựa vào hàm Gaussian và thuật toán Freeman khi gia công các bề mặt tự do trên máy CNC 3 trục. Kết quả mô phỏng với bề mặt B-Spline cho thấy phương pháp này kết hợp với sự lựa chọn dụng cụ cắt hợp lý có thể giảm thời gian gia công và độ nhám bề mặt so với phương pháp không phân vùng. Rong Zhang và các đồng nghiệp [2] (2015) đã đề xuất một ý tưởng được gọi là Linear Morphing Cone (LMC) lấy các đường bao của bề mặt gia công làm giới hạn khi gia công các bề mặt của chi tiết Blisk – một bộ phận quan trọng trong động cơ máy bay. Dựa vào LMC, từ đó tìm ra phương pháp hình thành các lớp chạy dao với độ chính xác gia công nhất định. Bằng các thực nghiệm, Rong Zhang và các đồng nghiệp đã sử dụng phương pháp này để tạo ra các lớp chạy dao và kết quả cho thấy các đường chạy dao đồng nhất và đồng dạng với đường bao. M. H. Mohamad and M. N. O. Zahid [3] (2019) đã xây dựng chương trình mô phỏng nhằm cải thiện việc lập trình và mô phỏng quy trình gia công trục thứ 4 trong hệ thống NX CAM. Kết quả bài báo chỉ ra rằng các chương trình được phát triển có khả năng tối ưu hoá quá trình mô phỏng gia công của trục thứ 4 bằng cách giảm thiểu đến mức nhỏ nhất các bước và thời gian lập trình gia công. Lazoglu và các đồng nghiệp [4] (2009) đã nghiên cứu phương pháp tối ưu đường chạy dao khi gia công các bề mặt tự do. Nghiên cứu đã chỉ ra một cách tiếp cận

mới để tạo ra các đường chạy dao được tối ưu hóa cho các bề mặt dạng tự do thường được sử dụng trong các ngành công nghiệp ô tô, hàng không vũ trụ, y sinh, sản xuất thiết bị gia dụng và khuôn mẫu. Phương pháp tối ưu hóa đường chạy dao được phát triển có thể xử lý các mục tiêu khác nhau dưới nhiều ràng buộc. Do hình học dị hướng của các bề mặt dạng tự do, đường chạy dao trở thành một trong những yếu tố quan trọng nhất để xác định lực cắt. Ở đây, khái niệm tạo đường chạy dao với lực tối thiểu được đề xuất và áp dụng cho các bề mặt dạng tự do. Đây là một phương pháp mới nhằm tạo đường chạy dao dựa trên cơ chế xử lý để giảm thiểu lực cắt đến mức nhỏ nhất khi gia công bề mặt tự do bất kỳ. Vedat Savas và cộng sự [5] (2006) đã nghiên cứu độ nhám bề mặt bằng cách tiến hành thực nghiệm gia công phay trên máy Turn-Mill bằng dao End Mill và phôi thép Φ40 làm bằng vật liệu SAE 1050. Sau khi lần lượt thay đổi các thông số đầu vào như chiều sâu cắt, lượng chạy dao dọc trục, số vòng quay của phôi và tiến hành đo độ nhám bề mặt bằng máy MITUTOYO 211, họ đã xây dựng được mối liên hệ của chúng đối với độ nhám bề mặt.

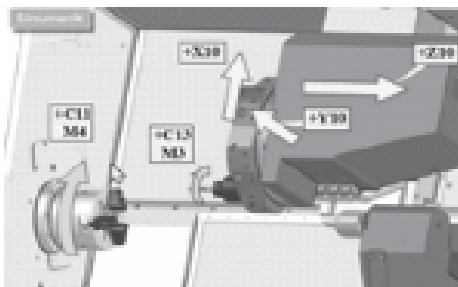
Hiện nay, tại xưởng CNC Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh được trang bị máy CNC Emcoturn E65 4 trục phay tiện kết hợp (sau đây gọi tắt là máy Mill-Turn) (Hình 1) phục vụ quá trình nghiên cứu cũng như đào tạo ngành Công nghệ CNC và Công nghệ kỹ thuật khuôn mẫu; tuy nhiên, các sản phẩm gia công còn đơn giản và quá trình lập trình được thực hiện thủ công, do đó chưa phát huy hết khả năng của máy Mill-Turn.

Trong thực tế, quá trình truyền chương trình gia công vào máy Mill-Turn đòi hỏi phải có phiên bản phần mềm NX và bộ xuất chương trình (bộ post) phù hợp, đồng thời các phương pháp gia công có sẵn trong phần mềm phải đa

dạng, đặc biệt là giai đoạn phá thô, nhằm tiết kiệm thời gian và tăng tuổi thọ cho dụng cụ cắt. Tuy nhiên, phiên bản phần mềm do bên cung cấp máy chỉ định chưa đa dạng về các phương pháp gia công thô trên máy Mill-Turn, đặc biệt khi gia công chi tiết kích thước lớn có bề mặt phức tạp buộc phải chia nhiều vùng nhỏ làm tăng thời gian gia công. Bên cạnh đó, quá trình chia bề mặt chi tiết thành nhiều vùng nhỏ để gia công gây khó khăn trong việc kiểm tra và chạm giữa dụng cụ cắt và vùng vật liệu gia công làm cho dụng cụ cắt dễ bị phá hủy.



a)



b)

Hình 1. Máy EmcoTurn E65: (a) Hình ảnh máy và (b) Các chuyển động chính của máy

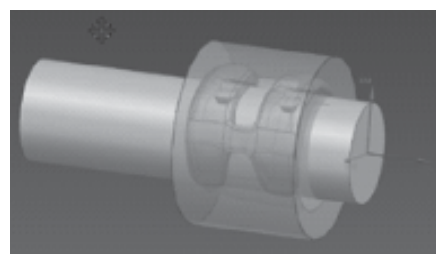
Trong nội dung nghiên cứu này, tác giả đề xuất một phiên bản phần mềm NX phù hợp máy Mill-Turn và ứng dụng phương pháp gia công thô tối ưu để tạo đường dẫn dụng cụ khi gia công các chi tiết có bề mặt phức tạp, khắc phục hiện tượng gãy dụng cụ cắt tại các vùng gia công hẹp và sâu. Các chương trình gia công được tác giả lập trình, sau đó thực hiện gia công trên máy CNC và tiến hành so sánh kết quả giữa các phương pháp với nhau.

2. CƠ CHẾ HÌNH THÀNH ĐƯỜNG DẪN DỤNG CỤ

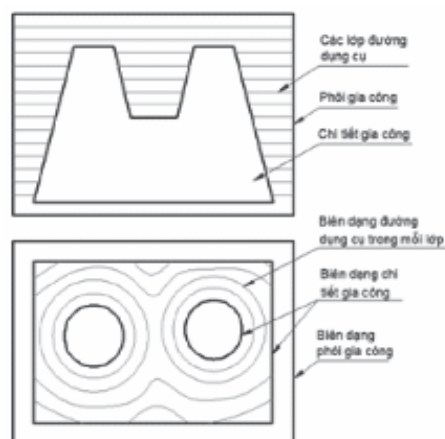
Để xây dựng và phân tích đường dẫn dụng cụ, trong nghiên cứu này, tác giả lựa chọn sản phẩm gia công là mô hình khớp gối nhân tạo (Hình 2) và phôi gia công là phôi hình trụ (Hình 3).



Hình 2. Mô hình khớp gối nhân tạo



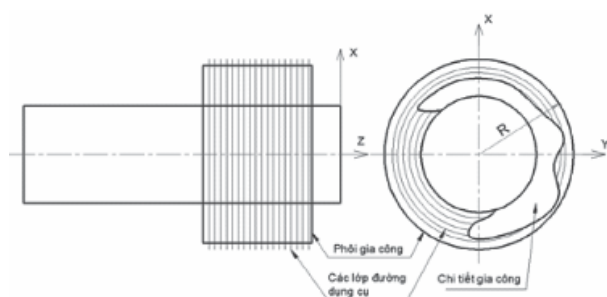
Hình 3. Mô hình 3D phôi và Kích thước phôi



Hình 4. Hình dạng đường dẫn dụng cụ khi gia công phay thô 3D

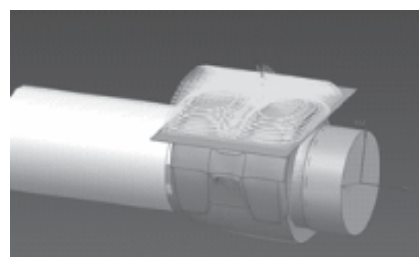
Sau khi thực hiện thử nghiệm các phiên bản khác nhau của phần mềm NX, chúng tôi nhận thấy phiên bản NX-1926 là phù hợp nhất. Đặc biệt, ở phiên bản này đã được nâng cấp thêm một số phương pháp gia công mới linh hoạt và hiện đại hơn, phù hợp với máy Mill-Turn hơn; đặc biệt ở phương pháp gia công thô, đó là phương pháp Multi Axis Roughing. Đối với các phiên bản cũ hơn, quá trình gia công phay thô trên máy Mill-Turn được chia thành nhiều vùng nhỏ và áp dụng các phương pháp gia công phay thô 3 trục, không có phương pháp gia công phay thô trực tiếp cho máy Mill-Turn. Điều này gây nhiều khó khăn trong việc kiểm tra và chạm giữa dụng cụ cắt và vùng vật liệu gia công, đồng thời làm tăng thời gian lập trình gia công. Đường dụng cụ áp dụng phương pháp gia công phay thô 3 trục tạo thành các lớp phẳng 2D song song như Hình 4.

Đối với phiên bản NX-1926, quá trình gia công phay thô trên máy Mill-Turn ứng dụng phương pháp mới Multi Axis Roughing hình thành nên các đường dụng cụ hình tròn đồng tâm (Hình 5), đồng thời nhận diện và cập nhật phôi một cách tự động trong suốt quá trình gia công, tránh được việc bỏ sót phôi trong các góc hẹp gây nên hiện tượng gãy dụng cụ cắt khi thực hiện các nguyên công tiếp theo.



Hình 5. Hình dạng đường dụng cụ khi gia công phay thô bằng phương pháp Multi Axis Roughing

3. TẠO ĐƯỜNG DỤNG CỤ



a)



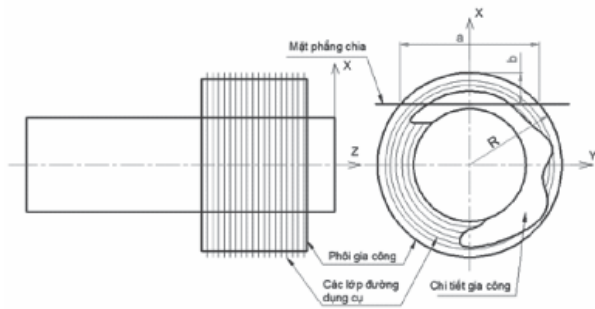
b)

Hình 6a, b. Hình ảnh đường dụng cụ của một vùng gia công trên chi tiết

Để lập trình gia công thô chi tiết trên các phiên bản cũ, tác giả đã chia chi tiết thành 6 vùng gia công, mỗi vùng gia công đều ứng dụng phương pháp gia công phay thô 3 trục (Cavity mill). Khi thực hiện phay thô theo phương pháp 3 trục trên máy Mill-Turn dẫn đến việc hạn chế chuyển động của dụng cụ cắt theo chiều trục Y (hành trình lớn nhất và nhỏ nhất của trục Y là ± 80), do đó nếu chi tiết kích thước càng lớn sẽ phải chia càng nhiều vùng gia công hơn, gây khó khăn trong việc lập trình gia công và kiểm tra và chạm của dụng cụ cắt. Hình ảnh đường dụng cụ của một vùng gia công được minh họa như Hình 6.

Quá trình thực hiện chia vùng gia công cần chú ý đến chiều sâu gia công (b) và chiều rộng gia công (a) (Hình 7), khi giá trị b càng lớn thì giá trị a sẽ càng lớn, do giới hạn chuyển động của dụng cụ cắt theo chiều trục Y nên giá trị a và b bị giới hạn.





Hình 7. Kích thước giới hạn của vùng gia công

Như vậy, nếu kích thước của phôi tròn có bán kính là R, ta có thể ràng buộc giá trị a và b theo công thức (1) và (2) như sau:

$$-80 \leq a \leq +80 \quad (1)$$

$$\left(\frac{a}{2}\right)^2 = R^2 - (R - b)^2 = 2Rb - b^2$$

$$a^2 = 8Rb - 2b^2 \quad (2)$$

$$a = \sqrt{8Rb - 2b^2}$$

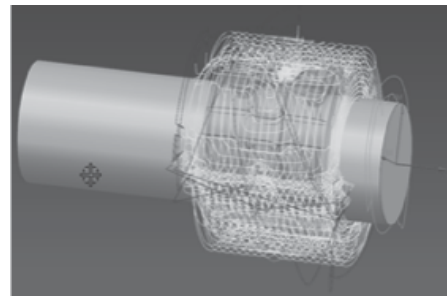
Sau khi lựa chọn các giá trị a và b có tính đến kích thước của dụng cụ cắt, tác giả thực hiện chia chi tiết thành 6 vùng gia công như Hình 8.



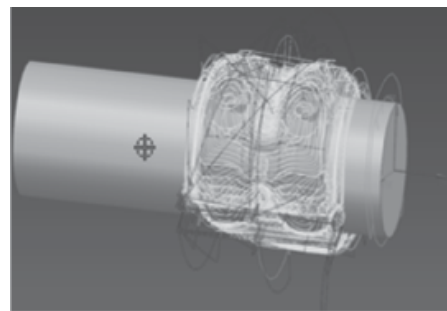
Hình 8. Hình ảnh 6 vùng gia công phay thô trên máy Mill-Turn khi lập trình trên phiên bản NX11

Khi tiến hành gia công thô chi tiết trên phiên bản NX1926 với phương pháp Multi Axis Roughing, trục C của máy Mill-Turn được kích hoạt trong quá trình gia công và dụng cụ cắt chỉ di chuyển trong mặt phẳng ZOY, do đó chuyển động của dụng cụ cắt không bị ràng buộc giới hạn theo trục Y. Đồng thời, quá trình gia công

được tính toán tự động và cập nhật lượng dư, do đó, đối với các vùng hẹp khó gia công nếu dụng cụ cắt không xử lý hết vật liệu gia công thì ở nguyên công tiếp theo có thể thực hiện với dụng cụ cắt có đường kính nhỏ hơn, phần mềm sẽ nhận diện phần vật liệu chưa được gia công để tiếp tục gia công. Để xử lý hết phần vật liệu trong các góc hẹp, tác giả đã sử dụng hai giai đoạn gia công thô, giai đoạn 1 bằng dao phay ngón $\Phi 8$ (Hình 9) và giai đoạn 2 (xử lý phần vật liệu mà giai đoạn 1 chưa gia công trong các góc hẹp) bằng dao phay cầu $\Phi 6$ (Hình 10).



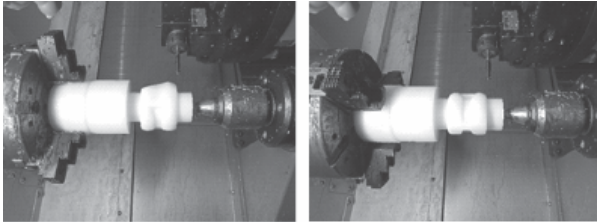
Hình 9. Giai đoạn 1: Gia công thô chi tiết bằng dao phay ngón $\Phi 8$



Hình 10. Giai đoạn 2: Gia công thô chi tiết bằng dao phay cầu $\Phi 6$

Sau khi lập trình gia công bằng cả hai phương pháp, tác giả nhận thấy với phiên bản phần mềm NX1926 đã giảm được đáng kể thời gian lập trình, đồng thời việc kiểm soát va chạm của dụng cụ cắt tốt hơn. Khi tiến hành bằng phiên bản cũ hơn, để kiểm tra va chạm của dụng cụ cắt được tốt nhất cần phải chia rất nhiều vùng gia công và thực tế đã chứng minh

nhiều vị trí gấn dao vì vật liệu quá dày làm ảnh hưởng không tốt đến dụng cụ cắt. Sau đây là một số hình ảnh gia công chi tiết (Hình 11).



Hình 11. Hình ảnh sản phẩm gia công

4. KẾT LUẬN

Trong bài báo giới thiệu hai phương pháp gia công thô chi tiết có bề mặt phức tạp, thực tế lập trình gia công đã chứng minh phiên bản NX1926 đem lại kết quả tối ưu hơn. Quá trình gia công thô trên phiên bản NX1926 giúp tiết kiệm thời gian lập trình và kiểm soát va chạm tốt hơn. Đây là một kết quả quan trọng trong nghiên cứu đường dẫn dụng cụ, từ đó có thể có những nghiên cứu rộng mở hơn đối với những bề mặt phức tạp như bề mặt tự do trong gia công khuôn mẫu. Đặc biệt, kết quả này sẽ là tài liệu tham khảo nhằm phục vụ quá trình nghiên cứu cũng như giảng dạy tại Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh. ❖

Ngày nhận bài: **05/3/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Q. H. Van, 2019. “A Study on Partitioning Freeform Surface and Tool Selection Method for 3 axes CNC Machining”. J. Korean Soc. Precis. Vol. 34, p. 7, doi: <https://doi.org/10.7736/KSPE.2017.34.1.000>.
- [2]. R. Zhang, P. Hu, and K. Tang, 2015. “Five-axis finishing tool path generation for a mesh blade based on linear morphing cone”. J. Comput. Des. Eng. Vol. 2, no. 4. pp. 268-275, 2015, doi: 10.1016/j.jcde.2015.06.013.
- [3]. M. H. Mohamad, M. N. O. Zahid, 2019. “Simulation Program for 4th Axis CNC Machining in NX CAM System”. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. Vol. 16, Issue 3, pp. 6971-6986.
- [4]. I. Lazoglu, C. Manav, and Y. Murtezaoglu, 2009. “Tool path optimization for free form surface machining”. CIRP Ann. - Manuf. Technol. Vol. 58, no. 1, pp. 101-104, 2009, doi: 10.1016/j.cirp.2009.03.054.
- [5]. Savas V., Ozay C, 2007. “Analysis of the Surface Roughness of Tangential Turnmilling for Machining with End Milling Cutter”. Journal of Materials Processing Technology. 186, 279-283.
- [6]. NX User's Guide.
- [7]. EmcoTurnE65 User's Guide.

ĐÁNH GIÁ TÁC DỤNG HỖ TRỢ CỦA KHUNG XƯƠNG NGOÀI BỊ ĐỘNG CHO CÔNG VIỆC NÂNG VẬT TRÊN CAO

EVALUATION OF THE SUPPORTING EFFECT OF THE PASSIVE EXOSKELETON FOR OVERHEAD LIFTING WORK

ThS. Lê Toàn Thắng, PGS, TS. Phạm Trọng Hòa
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Các công việc nâng vật trên cao là yếu tố gây nguy cơ cao về các chấn thương cơ xương khớp ở tay và lưng. Trong bài báo này, các tác giả đã đánh giá hiệu quả của khung xương ngoài bị động với cánh tay cơ khí gắn với phần thân dạng khung xương như một thiết bị hỗ trợ khi nâng vật trên cao. Thực nghiệm được tiến hành với 10 ứng viên, thực hiện nâng các vật nặng có khối lượng: (1kg; 3kg và 6kg) trong trường hợp có và không có sự hỗ trợ của khung xương ngoài. Sau đó tiến hành đánh giá hiệu quả của khung xương ngoài thông qua việc phân tích các tín hiệu điện cơ (EMG) của cơ vai, cơ lưng thu được từ thực nghiệm. Ngoài ra, việc đánh giá hiệu quả của khung xương ngoài còn được thực hiện thông qua phản hồi của những người tham gia thực nghiệm bằng cách phân tích mức độ cảm nhận về sự khó chịu (RPD) của vai và lưng khi nâng vật trên cao trong trường hợp có và không có sự hỗ trợ của khung xương ngoài bị động.

Từ khóa: Công việc nâng vật trên cao; Khung xương ngoài bị động; Tín hiệu điện cơ; Mức độ cảm nhận về sự khó chịu.

ABSTRACT

Overhead work is a significant risk factor for upper extremity musculoskeletal disorders. In this paper, the authors evaluated the effectiveness of a passive exoskeleton with a mechanical arm attached to an exoskeleton body as a wearable assistive device for overhead work. The experiment was conducted with 10 participants completed simulated intermittent overhead work using each of three payloads: (1kg; 3kg and 6kg) and with/without the passive exoskeleton. The performance evaluation was then conducted by analyzing the electromyography (EMG) of the shoulders and back muscles obtained from experiments. In addition, the evaluation of the effectiveness of the exoskeleton was also done through the feedback of the experimental participants by analyzing the ratings of perceived discomfort (RPD) of the shoulder and back when lifting objects with and without passive exoskeleton support.

Keywords: *Overhead work; Passive exoskeleton; Electromyography; Perceived discomfort.*

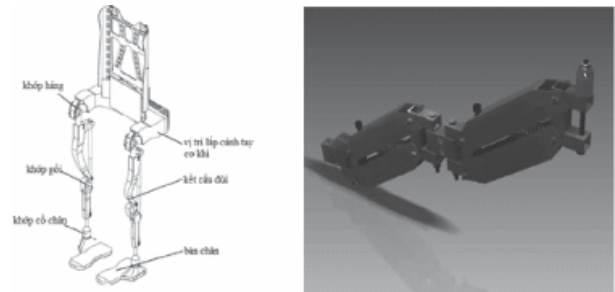
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các bệnh về rối loạn cơ xương liên quan đến công việc ở chi trên và lưng thường gặp trong các công việc về công nghiệp, cơ khí, nông nghiệp và xây dựng... Tại Hoa Kỳ, theo số liệu báo cáo năm 2011, tỷ lệ mắc bệnh cơ xương khớp liên quan đến công việc ở vai là 13% và thắt lưng là 42% [1]. Các bệnh về cơ khớp vai ảnh hưởng khá lớn đến sức khỏe của người lao động, theo báo cáo thì số ngày nghỉ trung bình cho các bệnh về vai thường lên tới 23 ngày so với 11 ngày của các chấn thương khác [1]. Bệnh về rối loạn cơ xương thường do các yếu tố lặp đi lặp lại và kéo dài. Có nhiều nghiên cứu đã chỉ ra rằng các công việc nâng vật nặng ở trên cao (dùng hai tay nâng vật nặng với cánh tay bằng hoặc trên vai) đã được đề xuất là một trong những nguyên nhân chính gây nên các bệnh lý về cơ xương khớp [2, 3]. Các công việc nâng trên cao rất thường gặp trong các ngành sản xuất cơ khí và xây dựng nói chung như khoan, bắt bu lông, khoan cắt vật liệu...

Bài báo này đã đánh giá hiệu quả của khung xương ngoài bị động đối với các công việc yêu cầu nâng vật trên cao nhằm làm giảm lực tác dụng lên các cơ vai và cơ lưng. Hệ khung xương ngoài bị động (Hình 1) được sử dụng để nâng đỡ các vật nặng như máy công cụ và truyền lực xuống đất, từ đó làm giảm lực tác dụng lên vai và lưng. Thông qua quá trình thực nghiệm, nhóm nghiên cứu đã đánh giá tác dụng hỗ trợ của khung xương ngoài bằng cách so sánh việc nâng vật có sự hỗ trợ của bộ xương ngoài với trường hợp nâng vật không có sự trợ giúp của bộ xương ngoài thông qua tín hiệu điện cơ (EMG) thu được từ cơ vai và lưng. Ngoài ra, việc đánh giá hiệu quả của khung xương ngoài còn được thực hiện thông qua phản hồi của những người tham gia thực nghiệm.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu



Hình 1. Hệ khung xương ngoài bị động với cánh tay cơ khí dùng để nâng vật trên cao

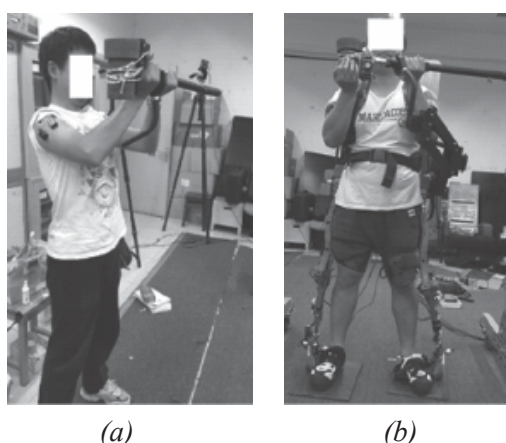
Đối tượng nghiên cứu là hệ khung xương ngoài bị động bao gồm một cánh tay cơ khí được thiết kế theo nguyên lý cân bằng. Trọng lượng của vật nâng sẽ cân bằng với lực đàn hồi của hai lò xo bên trong cánh tay. Các kích thước hình học của cánh tay được tính toán sao cho phù hợp với người trưởng thành [4, 5].

Cánh tay cơ khí có thể chuyển động linh hoạt theo chuyển động của người điều khiển bằng các khớp nối bản lề. Cánh tay cơ khí được liên kết với hệ chân dạng khung xương tạo thành một hệ khung xương ngoài hoàn chỉnh có tác dụng nâng vật nặng và truyền lực tác dụng của trọng lượng vật nặng xuống nền, từ đó làm giảm lực tác dụng của vật nặng lên người nâng.

2.2. Nhiệm vụ thực nghiệm

Nhóm nghiên cứu đã tiến hành thực nghiệm trên 10 nam giới thuận tay phải, có chiều cao trung bình 1m70 và cân nặng trung bình 70kg, trong độ tuổi từ 18 đến 22. Những người tham gia có hoạt động thể chất ở mức độ vừa phải và không có tiền sử chấn thương cơ xương gần đây. Mỗi tình nguyện viên thực hiện 6 lần nâng vật trong thời gian 60s, 3 lần

nâng vật không có sự trợ giúp của khung xương ngoài và 3 lần nâng vật có sự trợ giúp của khung xương ngoài, tải nâng lần lượt là tải nhẹ (1kg); tải trung bình (3kg) và tải nặng (6kg) (Hình 2). Tín hiệu điện cơ EMG được thu thập từ cơ vai và lưng của những người tham gia trong mỗi thí nghiệm và được thu thập cụ thể từ cơ vai trước (anterior deltoid), cơ vai giữa (medial deltoid) và cơ thắt lưng (lumbar) ở bên trái và bên phải cơ thể của người tham gia [6, 7].

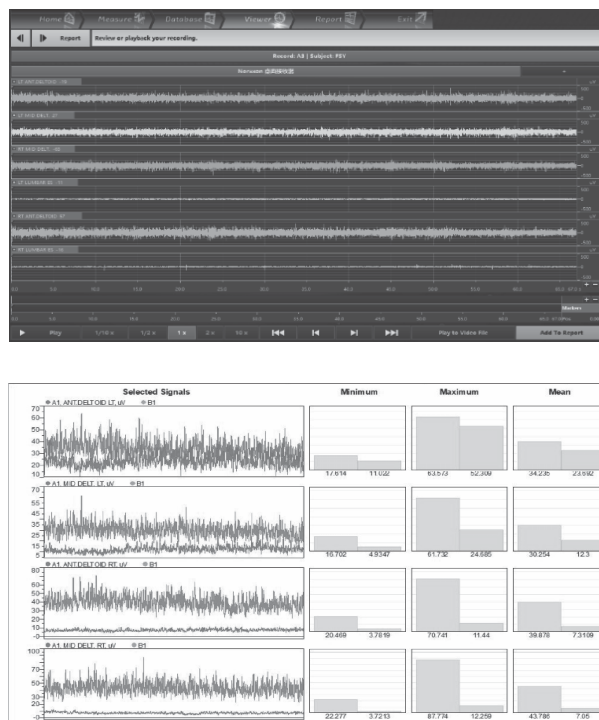


Hình 2. Thử nghiệm nâng vật khi không có (a) và có sự trợ giúp của bộ xương ngoài bị động (b)

2.3. Thiết bị đo và xử lý tín hiệu EMG

Nhóm nghiên cứu đã sử dụng thiết bị ghi và xử lý tín hiệu EMG do hãng Noraxon, Mỹ sản xuất. Đầu đo kết nối với thiết bị đo bằng tín hiệu wifi, thiết bị đo được kết nối với máy tính. Đầu đo được gắn với hai cực của cảm biến điện cực, cảm biến này được dán lên bề mặt của da. Tín hiệu EMG trên bề mặt da thu được sẽ được đầu đo gửi về máy tính và ghi dữ liệu qua các bản ghi thông qua phần mềm Noraxon MR3. Trên bản ghi sẽ thu được 6 kênh tín hiệu tương ứng với các vị trí gắn đầu đo tương ứng đó là cơ vai trước trái, cơ vai trước phải, cơ vai giữa trái, cơ vai giữa phải, cơ lưng trái và cơ lưng phải.

Dữ liệu thô sau khi thu được sẽ được phần mềm Noraxon MR3 xử lý qua các bước như: lọc thô, làm mịn tín hiệu. Sau đó, phần mềm sẽ phân tích và tính toán theo phương pháp trung bình bình phương (RMS), cuối cùng thu được kết quả là các giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của EMG (Hình 3). Thông qua việc so sánh các giá trị trên, chúng ta sẽ đánh giá được mức độ mệt mỏi của các cơ vai, cơ lưng tương ứng.



Hình 3. Tín hiệu điện cơ thu được trong quá trình thực nghiệm và kết quả xử lý dữ liệu

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Tín hiệu điện cơ (EMG)

Kết quả thống kê giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của tín hiệu EMG khi thực nghiệm nâng vật trên cao đối với các cơ vai trước, cơ vai giữa và cơ lưng được trình bày trong Bảng 1. Đồ thị so sánh các kết quả trên được thể hiện trong Hình 4.

Bảng 1. Giá trị tín hiệu EMG trung bình và lớn nhất đo được từ thực nghiệm (mV)

Vị trí đo tín hiệu điện cơ	Khối lượng nâng (kg)	Giá trị trung bình có hỗ trợ (a)	Giá trị trung bình không có hỗ trợ (b)	Giá trị lớn nhất có hỗ trợ (c)	Giá trị lớn nhất không có hỗ trợ (d)	Tỉ lệ c/a	Tỉ lệ d/b	Tỉ lệ b/a
Cơ vai trước trái	1,00	23,69	34,24	52,31	63,57	2,21	1,86	1,45
	3,00	22,06	40,28	47,24	72,57	2,14	1,80	1,83
	6,00	41,79	61,73	86,84	118,73	2,08	1,92	1,48
Cơ vai trước phải	1,00	7,30	39,88	11,44	70,74	1,57	1,77	5,46
	3,00	16,79	49,93	33,10	91,31	1,97	1,83	2,97
	6,00	31,24	63,99	59,34	112,83	1,90	1,76	2,05
Cơ vai giữa trái	1,00	12,30	30,25	24,68	61,73	2,01	2,04	2,46
	3,00	12,51	34,29	27,28	57,81	2,18	1,69	2,74
	6,00	35,26	54,11	75,59	111,90	2,14	2,07	1,53
Cơ vai giữa phải	1,00	7,05	43,78	12,26	87,77	1,74	2,00	6,21
	3,00	12,41	52,35	22,88	98,33	1,84	1,88	4,22
	6,00	31,49	66,81	62,20	108,14	1,98	1,62	2,12
Cơ lưng bên trái	1,00	9,22	12,25	14,83	18,33	1,61	1,50	1,33
	3,00	8,16	14,40	12,16	22,91	1,49	1,59	1,76
	6,00	16,61	19,82	22,64	33,02	1,36	1,67	1,19
Cơ lưng bên phải	1,00	10,30	5,30	14,81	11,52	1,44	2,17	0,51
	3,00	9,71	5,77	16,30	12,44	1,68	2,16	0,59
	6,00	6,74	8,13	11,50	17,00	1,71	2,09	1,21

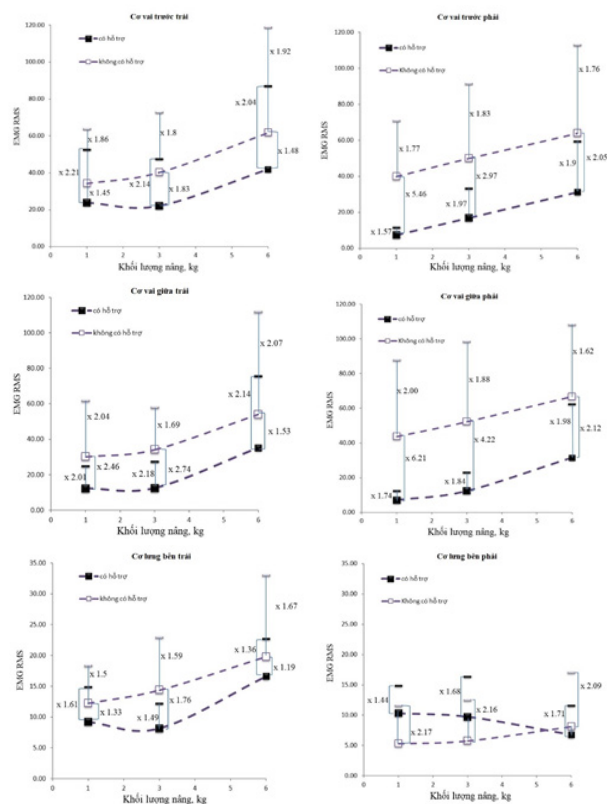
Nhìn vào đồ thị so sánh chúng ta thấy, sự hỗ trợ của khung xương ngoài đã làm giảm đáng kể giá trị trung bình và giá trị lớn nhất của tín hiệu EMG trên các cơ vai trước và vai giữa. Đối với cơ vai trước bên trái, giá trị trung bình EMG đã giảm từ 1,45 đến 1,83 lần; cơ vai giữa trái giảm 1,53 đến 2,47 lần; cơ vai trước phải giảm từ 2,05 đến 5,46 lần; cơ vai giữa phải giảm từ 2,12 đến 6,21 lần. Với cơ lưng, giá trị trung bình EMG giảm không đáng kể, thậm chí đối với cơ lưng bên phải, giá trị trung bình khi có hỗ trợ của khung xương còn lớn hơn so với khi không có hỗ trợ ở tải trọng nhỏ và trung bình.

Các nghiên cứu đã chỉ ra rằng mức độ mệt mỏi của cơ tỉ lệ với giá trị tín hiệu điện cơ, giá trị tín hiệu điện cơ càng lớn, các bó cơ càng làm việc nhiều, mức độ mệt mỏi của cơ tăng lên và ngược lại [8, 9]. Như vậy, dưới sự trợ giúp của khung xương ngoài khi nâng vật trên cao đã làm giảm đáng kể giá trị trung bình EMG ở cơ vai trước và cơ vai giữa, điều đó cho thấy sự trợ giúp của khung xương ngoài giúp làm giảm đáng kể mức độ mệt mỏi của các cơ nói trên, đặc biệt đối với tải trọng trung bình và tải trọng lớn. Đối với cơ lưng, sự hỗ trợ của khung xương ngoài ở mức tốt thiểu với cơ lưng bên trái và làm tăng giá trị EMG trung bình với cơ



lưng bên phải. Tuy nhiên, các giá trị EMG ở cơ lưng trong trường hợp có/không có sự hỗ trợ đều ở mức nhỏ, điều này làm cho những người tham gia thực nghiệm không cảm nhận được rõ ràng tác dụng hỗ trợ hoặc tác dụng ngược của khung xương với các cơ lưng nói trên.

Kết quả thực nghiệm cũng cho thấy, với công việc nâng vật trên cao, nhóm cơ hoạt động chủ yếu là nhóm cơ vai so với nhóm cơ lưng, vì giá trị trung bình tín hiệu EMG của nhóm cơ vai luôn lớn hơn rất nhiều so với nhóm cơ lưng, kể cả trong trường hợp có hay không có sự hỗ trợ của khung xương ngoài. Như vậy, tác dụng hỗ trợ của khung xương ngoài với nhóm cơ vai là hoàn toàn hợp lý với nhiệm vụ nâng vật trên cao. Còn với nhóm cơ lưng, việc sử dụng khung xương ngoài không ảnh hưởng nhiều đến nhóm cơ này.



Hình 4. Đồ thị so sánh giá trị tín hiệu EMG trên các cơ tương ứng với các loại tải trọng khi có và không có sự hỗ trợ của khung xương ngoài

3.2. Đánh giá mức độ cảm nhận về sự khó chịu

Những người tham gia thực nghiệm được yêu cầu báo cáo về mức độ cảm nhận ở ba tải trọng với 5 mức độ cảm nhận đó là: rất nhẹ; nhẹ; trung bình; nặng và rất nặng [10]. Tất cả những người tham gia đều cho biết tác dụng hỗ trợ của khung xương ngoài với cơ vai là rất đáng kể. Khi nâng vật có sự hỗ trợ của khung xương giúp họ cảm thấy tác dụng của vật nâng lên cơ vai của họ luôn ở mức độ nhẹ và rất nhẹ kể cả với tải trọng nặng và trung bình. Còn với cơ lưng, họ không cảm nhận được sự hỗ trợ của khung xương và đôi khi còn cảm thấy hơi khó chịu vì các cơ cấu của khung xương tác dụng vào lưng của họ.

4. KẾT LUẬN

Công việc nâng vật trên cao được xem là yếu tố chính gây nên các bệnh rối loạn cơ xương ở tay và lưng. Mục đích của nghiên cứu này là đánh giá tác dụng hỗ trợ của bộ xương ngoài bị động đối với các công việc nâng vật trên cao. Trạng thái làm việc của các cơ được đo bằng tín hiệu EMG, sau đó giá trị trung bình của EMG được tính toán, so sánh các trường hợp có/không có sự hỗ trợ của khung xương. Kết quả thử nghiệm cho thấy, sự hỗ trợ của bộ xương ngoài mang lại hiệu quả rất đáng kể với các cơ vai. Với sự hỗ trợ của khung xương ngoài, giá trị EMG trung bình cho cơ vai bên trái giảm từ 1,45 đến 2,47 lần; cơ vai bên phải giảm từ 2,05 đến 6,21 lần so với trường hợp không có sự trợ giúp của khung xương, điều này cho thấy sự mệt mỏi ở các cơ này đã giảm đi khi có sự hỗ trợ của khung xương ngoài.

Tóm lại, nghiên cứu này cho thấy bộ xương ngoài bị động có hiệu quả trong việc hỗ trợ cơ vai của người lao động khi thực hiện các

công việc nâng hạ vật trên cao, tác dụng sự hỗ trợ đặc biệt có ý nghĩa đối với tải trọng trung bình và nặng. Các công việc nâng hạ vật trên cao không thể được thay thế hoàn toàn trong công việc sản xuất hiện đại và theo các nghiên cứu đây là yếu tố nguy cơ chính dẫn đến bệnh rối loạn cơ xương ở tay [2, 3]. Do đó, việc nghiên cứu và ứng dụng các thiết bị hỗ trợ như khung xương ngoài bị động vào thực tế là rất cần thiết. ❖

Ngày nhận bài: 22/02/2024

Ngày phản biện: 12/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bureau of Labor Statistics, 2012. *“Nonfatal Occupational Injuries and Illnesses Requiring Days Away From Work”*, 2011. Washington, DC: US Department of Labor.
- [2]. Buckle, P., and J. Devereux, 1999. *“Work-Related Neck and Upper Limb Musculoskeletal Disorders”*. Surrey: Robens Centre for Health Ergonomics.
- [3]. Buckle P., and Devereux J.. *“The State of Scientific Knowledge Regarding Work Related Neck and Upper Limb Musculoskeletal Disorders”*, Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting, July 2000.
- [4]. Michiel P. de Looze, Tim Bosch, Frank Krause, Konrad S. Stadler & Leonard W. O’Sullivan. *“Exoskeletons for industrial application and their potential effects on physical work load”*. Ergonomics, 59:5, 671-681, 2016.
- [5]. Ruprecht Altenburger, Daniel Scherly and Konrad S. Stadler. *“Design of a passive, iso-elastic upper limb exoskeleton for gravity compensation”*. Robomech Journal (2016) 3:12.
- [6]. Ehsan R., Sunwook K., Maury A. N., Michael J. A.. *“Ergonomic evaluation of a wearable assistive device for overhead work”*. Ergonomics, 57:1864-1874, 2014.
- [7]. P. Yin, L. Yang, S. Qu, C. Wang.. *“Effects of a Passive Upper Extremity Exoskeleton for Overhead Tasks”*. Journal of Electromyography and Kinesiology, volume 55 December 2020, 102478.
- [8]. F. Ayachi, S. Boudaoud, C. Marque. *“Evaluation of muscle force classification using shape analysis of the sEMG probability density function: a simulation study”*. Med Biol Eng Comput (2014) 52:673–684.
- [9]. Mario Cifrek, Vladimir Medved, Stanko Tonkovic, Saša Ostojic. *“Surface EMG based muscle fatigue evaluation in biomechanics”*. Clinical Biomechanics 24 (2009) 327–340.
- [10]. Borg, G. (2004). The Borg CR10 Scale® Folder. *“A Method for Measuring Intensity of Experience”*. Borg Perception, Hasselby, Sweden.

KHẢO SÁT VÀ PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

DYNAMIC ANALYSIS OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM

Nguyễn Hồng Quân*, Vũ Văn Tấn

Bộ môn Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Tính toán, phân tích động học và động lực học hệ thống lái là căn cứ để thiết kế hệ thống lái, xác định quy luật điều khiển và thiết kế bộ điều khiển cho động cơ điện trợ lực trên hệ thống lái trợ lực điện. Bài báo trình bày phương pháp xây dựng, tính toán, phân tích mối quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ trợ lực điện và trục lái; phân tích động học thực của các khâu, khớp từ vành tay lái đến các bánh xe dẫn hướng; xác định quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp khi xem xét các khâu trong hệ thống lái là cứng tuyệt đối. Đối tượng nghiên cứu của bài báo là hệ thống lái trợ lực điện tác dụng vào trục lái CEPS (Column Electric Power Steering System), có hộp giảm tốc loại hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu. Kết quả của bài báo có thể sử dụng để thiết kế hệ thống lái trợ lực điện; Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu.

Từ khóa: EPS; Mô phỏng hệ thống lái; Trợ lực lái; Động học hệ thống lái.

ABSTRACT

Researching and analyzing the kinematics and dynamics of the steering system is the basis for designing the steering system, determining the control rules, and designing the controller for the electric power motor on the electric power steering system. This article presents the method of constructing, calculating, and analyzing the kinematic relationship between the steering wheel, electric power steering motor, and steering column; Analyze the real kinematics of the links and joints from the steering wheel to the guide wheels; Determine the trajectory motion of the links and joints when considering that the links in the steering system are rigid. The research object of the article is the Column Electric Power Steering System (CEPS), which has a planetary gear reduction gearbox and a six-link steering trapezoid. The results of the article can be used to design electric power steering systems; Check the dynamic model of the steering system considering the elasticity of the links.

Keywords: EPS; Simulation steering system; Power steering; Kinematics.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tính toán, phân tích động học và động lực học hệ thống lái là căn cứ để thiết kế hệ thống lái, xác định quy luật điều khiển và thiết kế bộ điều khiển cho động cơ điện trợ lực trên hệ thống lái trợ lực điện. Do đó, độ chính xác và sự phù hợp với thực tế khi xây dựng mô hình toán học động học và động lực học hệ thống lái sẽ quyết định tính thích ứng của quy luật tác động điều khiển trợ lực nhằm đảm bảo tính tùy động, tính an toàn và cảm giác lái đối với hệ thống lái có trang bị bộ phận trợ lực.

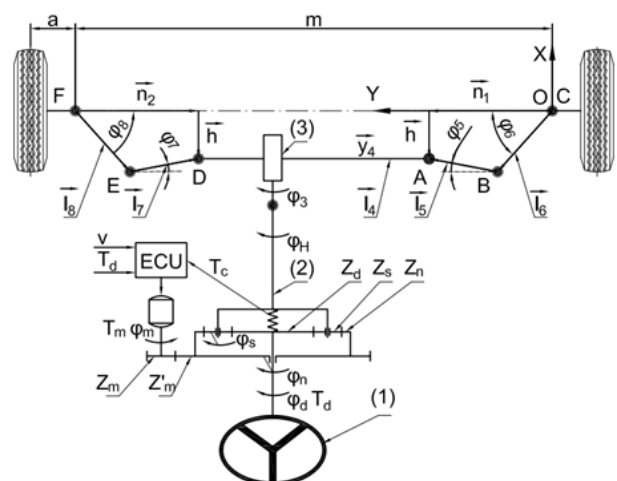
Hiện nay, các nghiên cứu về quy luật tác động điều khiển trợ lực của hệ thống lái trợ lực điện căn cứ vào kết quả tính toán, phân tích động lực học hệ thống lái có những hạn chế sau: Một là, mô hình tính toán động lực học hệ thống lái đều kê đến tính đàn hồi của các khâu trong hệ thống lái, do đó cần các thông số về độ cứng, hệ số cản của vật liệu, tuy nhiên các thông số này nếu không lấy từ thử nghiệm thì khó đảm bảo được độ chính xác cần thiết, đặc biệt là hệ số cản của các khâu, dẫn đến kết quả tính toán động lực học thiếu độ tin cậy; hai là, mô hình tính toán chỉ được xây dựng từ vành tay lái đến thanh răng, chưa xét đến các khâu từ thanh răng đến các bánh xe dẫn hướng; ba là, mô hình không xét đến kích thước thực tế của các khâu, chưa tính toán động học và động lực học chuyển động thực, quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu trên xe thực [1-8]. Để khắc phục các hạn chế trên, bài báo này sẽ trình bày phương pháp xây dựng, tính toán, phân tích mối quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ trợ lực điện và trục lái; phân tích động học thực của các khâu, khớp từ vành tay lái đến các bánh xe dẫn hướng; xác định quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu, khớp khi xem xét các khâu trong hệ thống lái là cứng tuyệt đối [9-10]. Đối tượng nghiên cứu

của bài báo là hệ thống lái trợ lực điện tác dụng vào trục lái CEPS (Column Electric Power Steering System), sử dụng hộp giảm tốc hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu. Kết quả của bài báo có thể sử dụng để thiết kế hệ thống lái trợ lực điện. Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu và xác định quy luật điều khiển của bộ điều khiển động cơ trợ lực điện trên hệ thống lái trợ lực điện.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG HỌC HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

2.1. Xây dựng mô hình toán học động học hệ thống lái trợ lực điện

Các giả thiết khi xây dựng mô hình: Coi các khâu là cứng tuyệt đối; bỏ qua liên kết trực các-đẳng từ trục lái đến cơ cấu lái. Sơ đồ động học hệ thống lái trợ lực điện CEPS, chọn hệ trục tọa độ XOY có gốc tọa độ là điểm C, ký hiệu kích thước, góc quay, góc đặt các khâu và ký hiệu các khớp trong hệ thống lái như hình 1. Thông số đầu vào như bảng 1.



Hình 1. Sơ đồ mô hình động học hệ thống lái CEPS

$\varphi_d, \varphi_m, \varphi_n, \varphi_s, \varphi_H, \varphi_3, \varphi_n, \varphi_H$ lần lượt là

góc quay của vành tay lái 1, (bánh răng mặt trời Z_d), động cơ điện Z_m , bánh răng bao Z_n , bánh răng hành tinh Z_s , trục lái 2, trục răng 3; $\varphi_5, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_8$ lần lượt là góc của các thanh dẫn động lái 15, 16, 17, 18 so với phương ngang (chiều dương

là chiều ngược chiều kim đồng hồ); T_d, T_m, T_c – Mô-men đánh lái, mô-men động cơ điện trợ lực, mô-men cảm biến thanh xoắn; V – Vận tốc ô tô.

Bảng 1. Thông số đầu vào

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài các thanh dẫn động lái	$l_4/l_5/l_6/l_7/l_8$	0,0615/0,0380/0,1770/0,0380/0,1770	m
Khoảng cách giữa thanh răng và trục dẫn hướng	h	0,1480	m
Khoảng cách tâm bánh xe đến tâm trục đứng	a	0,0250	m
Khoảng cách tâm hai trụ đứng	m	1,4900	m
Chiều dài cơ sở của xe	WB	2,6700	m
Bán kính trục răng cơ cầu lái	R_p	0,007	m
Số răng bánh răng trên trục lái	Z_d	50	
Số răng bánh răng bao	Z_n	98	
Số răng bánh răng vi sai	Z_s	24	
Số răng trục vít	Z_m	4	
Số răng bánh vít	Z'_m	48	
Tỷ số truyền hộp giảm tốc	i_m	12	

2.1.1. Mô hình toán học động học từ vành tay lái và động cơ điện trợ lực đến trục răng

Từ hình 1, ta xây dựng được các phương trình động học như sau:

$$\begin{cases} \varphi_n = \varphi_m/i_m \\ \varphi_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \varphi_d \\ \varphi_3 = \varphi_H \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_n = \dot{\varphi}_m/i_m \\ \dot{\varphi}_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \dot{\varphi}_d \\ \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_H \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_n = \ddot{\varphi}_m/i_m \\ \ddot{\varphi}_H = \frac{Z_d + K_a Z_n}{Z_d + Z_n} \ddot{\varphi}_d \\ \ddot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_H \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó: $K_a = \dot{\varphi}_n/\dot{\varphi}_d$ – Hệ số khuếch vận tốc của trợ lực điện.

2.1.2. Xây dựng mô hình toán học hình thang lái

2.1.2.1. Xác định tọa độ và vị trí các khâu, khớp

a. Xác định tọa độ các điểm A, B, C, D, E, F, N, L

$$\begin{cases} x_C = 0 \\ y_C = 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x_B = -l_6 \sin \varphi_6 \\ y_B = l_6 \cos \varphi_6 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_A = x_B - l_5 \sin \varphi_5 \\ y_A = y_B + l_6 \cos \varphi_5 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_N = x_C + a \sin(\varphi_6 - \varphi_{60}) \\ y_N = y_C - a \cos(\varphi_6 - \varphi_{60}) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x_F = 0 \\ y_F = m \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_D = x_A \\ y_D = y_A + l_4 \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x_E = x_F - l_8 \sin \varphi_8 \\ y_E = y_F + l_8 \cos \varphi_8 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} x_L = x_F + a \sin(\varphi_8 - \varphi_{80}) \\ y_L = y_F + a \cos(\varphi_8 - \varphi_{80}) \end{cases} \quad (11)$$

b. Xác định dịch chuyển của thanh răng y_4 và n_1, n_2

$$y_4 = \varphi_3 R_p \quad (12)$$

$$n_1 = \frac{m-l_4}{2} \pm \varphi_3 R_p \quad (13)$$

$$n_2 = \frac{m-l_4}{2} \pm \varphi_3 R_p \quad (14)$$

c. Xác định $\varphi_5, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_8$

Từ sơ đồ động học, ta có:

$$\vec{l}_5 + \vec{l}_6 = \vec{h} + \vec{n}_1 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow l_6^2 &= h^2 + n_1^2 + l_5^2 + 2hn_1 \cos 90^\circ \\ &- 2hl_5 \cos(90^\circ - \varphi_5) - 2n_1 l_5 \cos \varphi_5 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{Đặt: } A = -2hl_5; B = -2n_1 l_5; C = h^2 + n_1^2 + l_5^2 - l_6^2$$

$$\Rightarrow \varphi_5 = 2 \arctg \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (17)$$

$$\text{Từ (15)} \Rightarrow h^2 + n_1^2 + l_5^2 - l_6^2 - 2hl_5 \sin \varphi_5 - 2n_1 l_5 \cos \varphi_5 = 0 \quad (18)$$

$$\text{Đặt: } D = -2hl_6; E = -2n_1 l_6; F = h^2 + n_1^2 + l_6^2 - l_5^2$$

$$\Rightarrow \varphi_6 = 2 \arctg \frac{D \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{E - F} \quad (19)$$

Tương tự, ta có:

$$\vec{l}_8 + \vec{l}_7 = \vec{h} + \vec{n}_2 \quad (20)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \varphi_7 = 2 \arctg \frac{G \pm \sqrt{G^2 + H^2 - K^2}}{H - K} \\ \varphi_8 = 2 \arctg \frac{L \pm \sqrt{L^2 + M^2 - N^2}}{M - N} \end{cases} \quad (21)$$

$$\text{Với: } G = -2hl_7; H = -2n_2 l_7; K = h^2 + n_2^2 + l_7^2 - l_8^2; L = -2hl_8; M = -2n_2 l_8$$

$$N = h^2 + n_2^2 + l_8^2 - l_7^2$$

2.1.2.2. Xác định vận tốc các khâu

a. Xác định vận tốc dịch chuyển ngang của thanh răng y_4 : $\dot{y}_4 = \dot{\varphi}_3 R_p$ (22)

b. Xác định $\dot{\varphi}_5, \dot{\varphi}_6, \dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$

Chiếu phương trình (16) lên hệ trục tọa độ XOY, ta có hệ phương trình:

$$\begin{aligned} &\begin{cases} -l_6 \sin \varphi_6 - l_5 \sin \varphi_5 = -h \\ l_6 \cos \varphi_6 + l_5 \cos \varphi_5 = n_1 \end{cases} \\ &\Rightarrow \begin{cases} -l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = 0 \\ -l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6 - l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5 = -\dot{n}_1 \end{cases} \\ &\begin{cases} \dot{\varphi}_6 = -\dot{n}_1 \cos \varphi_5 / (l_6 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \\ \dot{\varphi}_5 = \dot{n}_1 \cos \varphi_6 / (l_5 \sin(\varphi_6 - \varphi_5)) \end{cases} \end{aligned} \quad (23)$$

Tương tự, chiếu phương trình (18) lên hệ trục tọa độ XOY và đạo hàm, ta có:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_7 = \dot{n}_2 \cos \varphi_8 / (l_7 \sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \\ \dot{\varphi}_8 = -\dot{n}_2 \cos \varphi_7 / (l_5 \sin(\varphi_8 - \varphi_7)) \end{cases} \quad (24)$$

2.1.2.3. Xác định gia tốc các khâu

a. Xác định gia tốc dịch chuyển ngang của thanh răng

Đạo hàm phương trình (22), ta có:

$$\ddot{y}_4 = \ddot{\varphi}_4 R_p \quad (25)$$

b. Xác định $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6, \ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$

Đạo hàm hệ phương trình (23), ta có:

$$\begin{cases} l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \cos \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 + l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 - l_5 \cos \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = 0 \\ -l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \sin \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2 - l_5 \sin \varphi_5 \ddot{\varphi}_5 = -\ddot{n}_1 \end{cases} \quad (26)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \ddot{\varphi}_5 = (l_6 \sin \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_6 \cos \varphi_6 \ddot{\varphi}_6 + l_5 \sin \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2) / (l_5 \cdot \sin \varphi_5) \\ \ddot{\varphi}_6 = (\ddot{n}_1 - l_6 \cos \varphi_6 \dot{\varphi}_6^2 - l_5 \cos \varphi_5 \dot{\varphi}_5^2) \cos \varphi_5 / (l_6 \sin(\varphi_6 + \varphi_5)) \end{cases}$$

Đạo hàm hệ phương trình (24), ta có:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_7 = (l_8 \sin \varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_8 \cos \varphi_8 \ddot{\varphi}_8 + l_7 \sin \varphi_7 \dot{\varphi}_7^2) / (l_7 \cdot \sin \varphi_7) \\ \ddot{\varphi}_8 = (\ddot{n}_2 - l_8 \cos \varphi_8 \dot{\varphi}_8^2 - l_7 \cos \varphi_7 \dot{\varphi}_7^2) \cos \varphi_7 / (l_7 \sin(\varphi_8 + \varphi_7)) \end{cases} \quad (27)$$

Như vậy, từ các phương trình trên, ta có thể xác định được quỹ đạo, vị trí, vận tốc và gia tốc của các khâu, khớp trong hệ thống lái.

2.1.3. Xây dựng đường đặc tính động học quay vòng bánh xe dẫn hướng

Đường đặc tính lý thuyết quay vòng đúng của bánh xe dẫn hướng:

$$\cot \alpha - \cot \beta_{tt} = m/WB \quad (28)$$

Đường đặc tính theo động học của hình thang lái:

$$\alpha - \beta_{tt} = (\varphi_8 - \varphi_6) \quad (29)$$

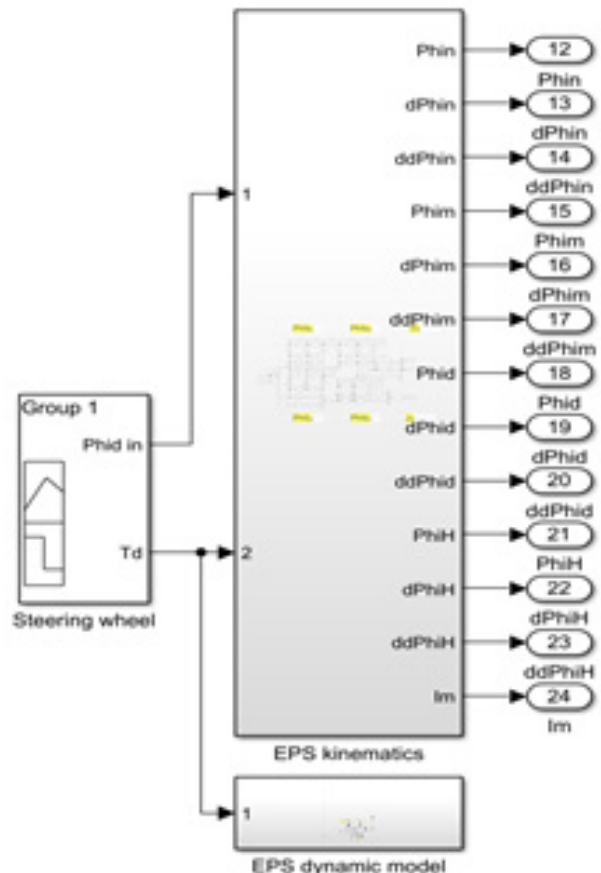
Độ lệch góc quay bánh xe dẫn hướng theo lý thuyết và theo động học của hình thang lái:

$$\Delta \beta = \beta_{tt} - \beta_{tt} \quad (30)$$

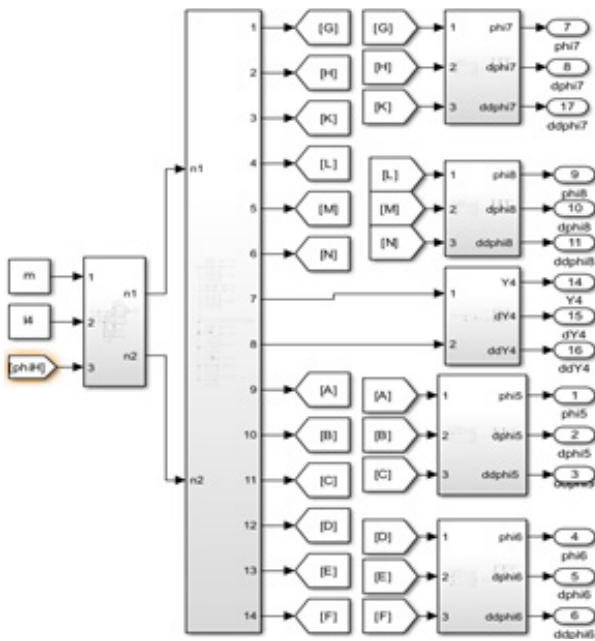
Trong đó: α, β – Góc quay bánh xe dẫn hướng bên trái và bên phải.

2.2. Xây dựng mô hình mô phỏng trên Matlab Simulink

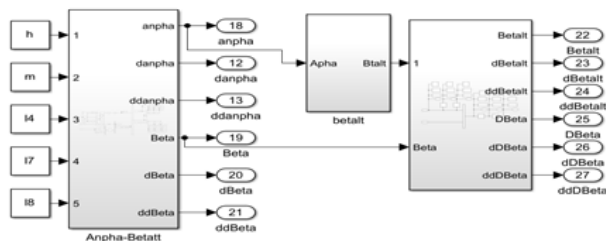
Mô hình mô phỏng động học hệ thống lái CEPS trên Matlab Simulink như hình 2.



a. Từ vành tay lái đến trục răng



b. Từ thanh răng đến các bánh xe dẫn hướng



c. Đặc tính động học quay vòng của bánh xe dẫn hướng

Hình 2. Mô hình mô phỏng động học hệ thống lái
CEPS

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ

3.1. Phân tích ảnh hưởng của hệ số K_a

Từ công thức (1), (2) và (3), ta thấy:

- Nếu $K_a > 1$ hay $\varphi_n > \varphi_d$ thì $\varphi_H > \varphi_d$; $\dot{\varphi}_H > \dot{\varphi}_d$ và $\ddot{\varphi}_H > \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm tăng góc quay, tăng tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng so với hệ thống lái không có trợ lực.

Nếu $K_a = 1$ hay $\varphi_n = \varphi_d$ thì $\varphi_H = \varphi_d$; $\dot{\varphi}_H = \dot{\varphi}_d$ và $\ddot{\varphi}_H = \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm thay đổi góc quay, tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng. Đồng thời, góc quay bánh xe dẫn không phụ thuộc vào số răng của bộ truyền hành tinh (không phụ thuộc vào Z_d, Z_n, Z_s).

- Nếu $0 < K_a < 1$ hay $0 < \varphi_n < \varphi_d$ thì $0 < \varphi_H < \varphi_d$; $0 < \dot{\varphi}_H < \dot{\varphi}_d$ và $0 < \ddot{\varphi}_H < \ddot{\varphi}_d$, lúc này hệ thống lái có trợ lực điện sẽ làm giảm góc quay, giảm tốc độ quay và gia tốc quay của bánh xe dẫn hướng so với hệ thống lái không có trợ lực.

- Nếu $K_a = 0$ hay $\varphi_n = 0$ thì $\varphi_H = \varphi_d Z_d / (Z_d + Z_n)$; $\dot{\varphi}_H = \dot{\varphi}_d Z_d / (Z_d + Z_n)$ và $\ddot{\varphi}_H = \ddot{\varphi}_d Z_d / (Z_d + Z_n)$, đây là trường hợp động cơ điện có sự cố không hoạt động hoặc khi mô-men đánh lái nhỏ hơn mô-men kích hoạt động cơ. Lúc này, tỉ số truyền động học giảm đi $(Z_d + Z_n) / Z_d$ lần. Để điều khiển bánh xe dẫn hướng phải tăng góc quay của vành tay lái và tăng mô-men tác dụng lên vành tay lái.

- Nếu $0 > K_a > -Z_d/Z_n$ thì $\varphi_H > 0$, bánh xe dẫn hướng vẫn quay cùng chiều với chiều quay của vành tay lái nhưng quay rất nhỏ và chậm.

- Nếu $K_a = -Z_d/Z_n$ thì $\phi_H = 0$, bánh xe dẫn hướng không quay khi quay vành tay lái.

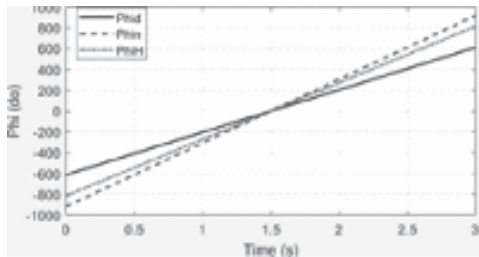
- Nếu $K_a < -Z_d/Z_n$ thì $\phi_H < 0$, bánh xe dẫn hướng quay ngược chiều quay với chiều quay của vành tay lái.

Từ phân tích trên có thể thấy, việc lựa chọn K_a khi thiết kế bộ phận trợ lực điện và điều khiển tốc độ quay của động cơ điện ảnh hưởng trực tiếp đến tính tùy động của hệ thống lái, cảm giác lái và tính an toàn chuyên động của ô tô.

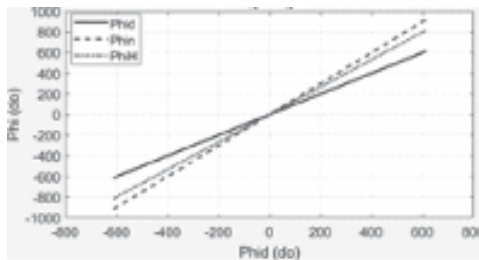
3.2. Kết quả mô phỏng động học hệ thống lái

3.2.1. Góc quay vành tay lái tăng dần đều

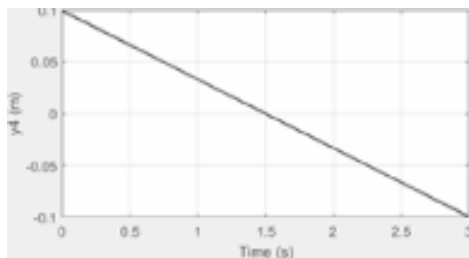
Kết quả mô phỏng khảo sát động học hệ thống lái khi $K_a = 1,5$ và góc quay vành tay lái tăng dần đều $\varphi_d = 0^\circ \div \pm 612^\circ (\pm 1,7 \text{ vòng về hai phía})$ như hình (3) đến hình (10).



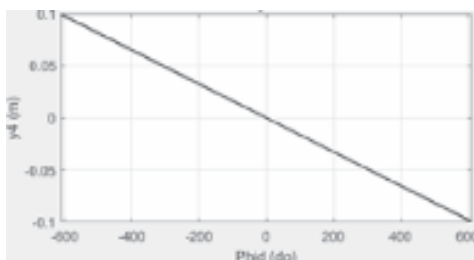
Hình 3a. Biến thiên của φ_d , φ_n , φ_H theo thời gian



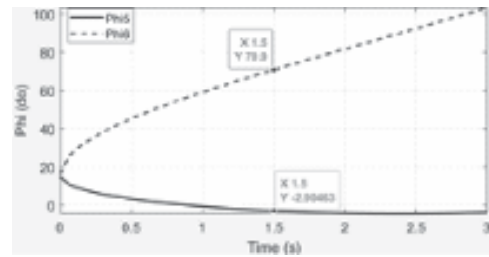
Hình 3b. Biến thiên của φ_d , φ_n , φ_H theo φ_d



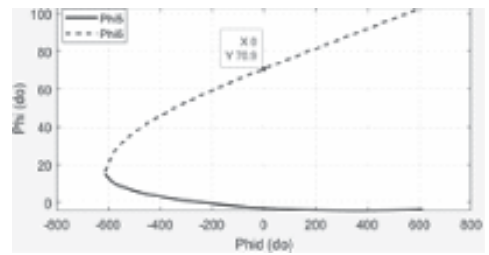
Hình 4a. Biến thiên của y_4 theo thời gian



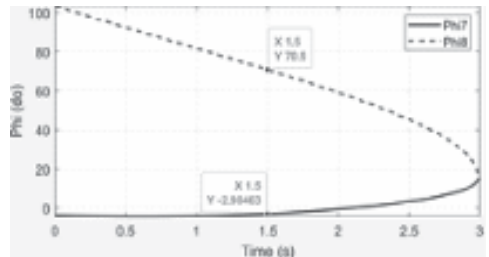
Hình 4b. Biến thiên của y_4 theo φ_d



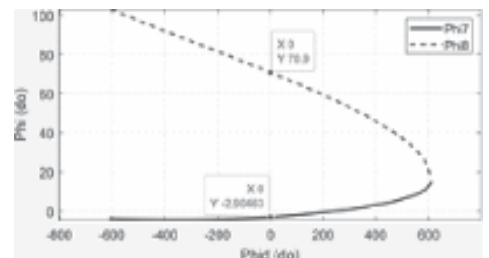
Hình 5a. Biến thiên của φ_5 , φ_6 theo thời gian



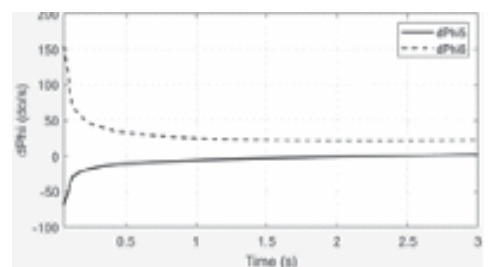
Hình 5b. Biến thiên của φ_5 , φ_6 theo φ_d



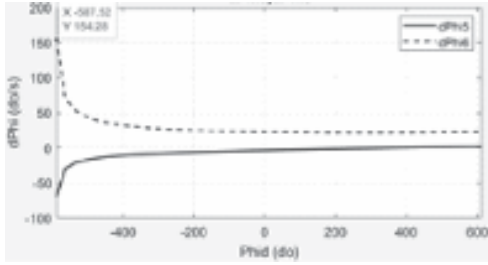
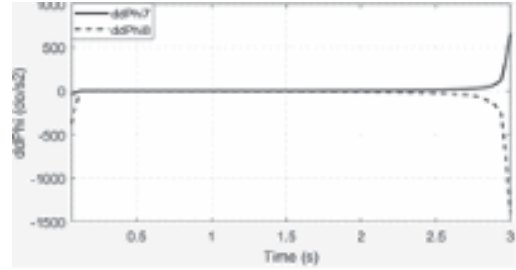
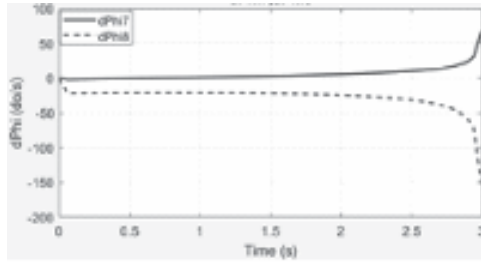
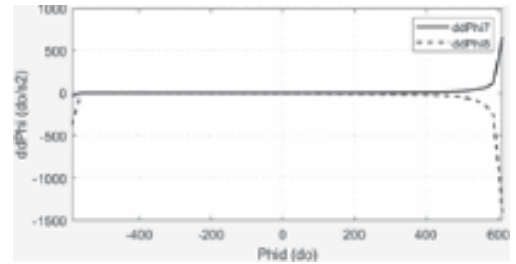
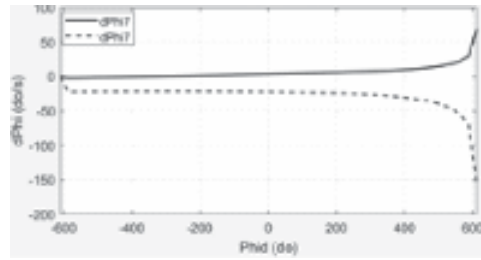
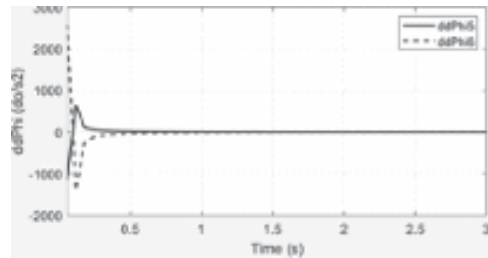
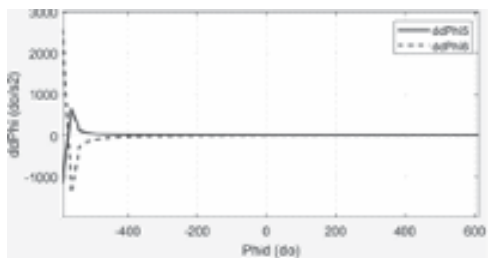
Hình 6a. Biến thiên của φ_7 , φ_8 theo thời gian



Hình 6b. Biến thiên của φ_7 , φ_8 theo φ_d



Hình 7a. Biến thiên của $\dot{\varphi}_5$, $\dot{\varphi}_6$ theo thời gian

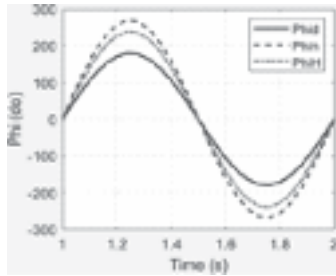

 Hình 7b. Biến thiên của $\dot{\varphi}_5, \dot{\varphi}_6$ theo φ_d

 Hình 10a. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$ theo thời gian

 Hình 8a. Biến thiên của $\dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$ theo thời gian

 Hình 10b. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_7, \ddot{\varphi}_8$ theo φ_d

 Hình 8b. Biến thiên của $\dot{\varphi}_7, \dot{\varphi}_8$ theo φ_d

 Hình 9a. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6$ theo thời gian

 Hình 9b. Biến thiên của $\ddot{\varphi}_5, \ddot{\varphi}_6$ theo φ_d

Nhận xét: Từ các hình (3), (4), ta thấy quan hệ giữa góc quay φ_d , φ_n , φ_H và dịch chuyển y_4 là quan hệ tuyến tính và tỉ lệ thuận, điều này sẽ tạo thuận lợi cho việc thiết kế bộ điều khiển ECU. Từ hình (5), (6) cho thấy khi $|\varphi_d| > 600^\circ$ thì $\varphi_5 \approx \varphi_6$ (hoặc $\varphi_7 \approx \varphi_8$) có nghĩa hình thang lái sát gần điểm giới hạn (l_5, l_6 thẳng hàng hoặc l_7, l_8 thẳng hàng). Từ hình (7) đến hình (10) cho thấy khi gần đến điểm giới hạn, vận tốc và gia tốc góc của các thanh l_5, l_6, l_7, l_8 tăng lên rất nhanh và có giá trị rất lớn.

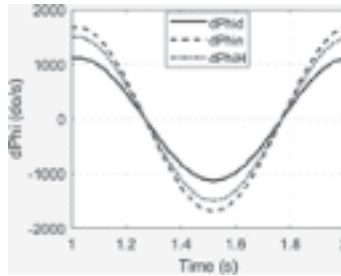
3.2.2. Đánh lái hình sin

Kết quả mô phỏng khảo sát động học hệ thống lái khi $K_a = 1,5$ và góc quay vành tay lái hình sin như hình (11) đến hình (14).

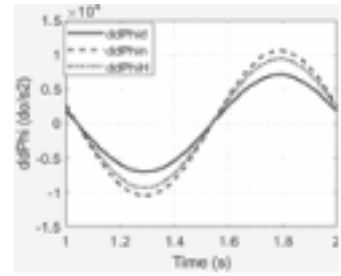




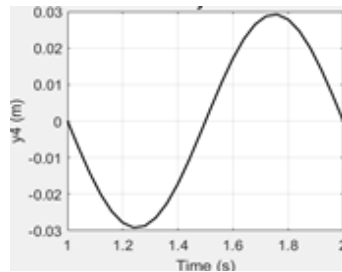
Hình 11a. Góc ϕ_d, ϕ_n, ϕ_H



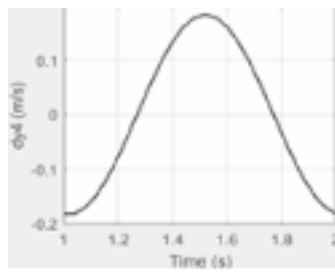
Hình 11b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_d, \dot{\phi}_n, \dot{\phi}_H$



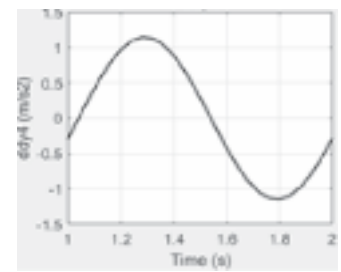
Hình 11c. Gia tốc $\ddot{\phi}_d, \ddot{\phi}_n, \ddot{\phi}_H$



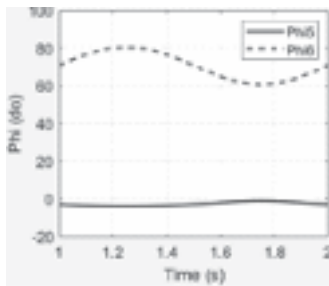
Hình 12a. Dịch chuyển y_4



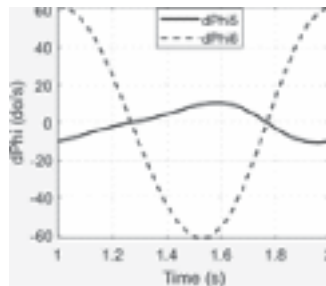
Hình 12b. Vận tốc $\dot{y}_4$



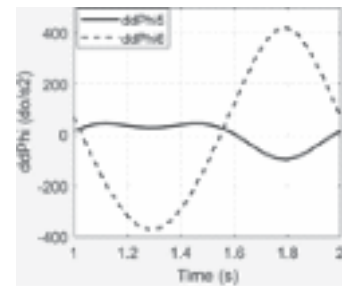
Hình 12c. Gia tốc $\ddot{y}_4$



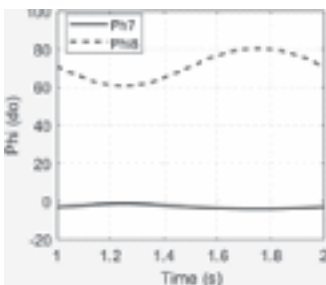
Hình 13a. Góc ϕ_5, ϕ_6



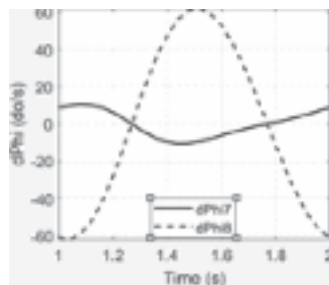
Hình 13b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_5, \dot{\phi}_6$



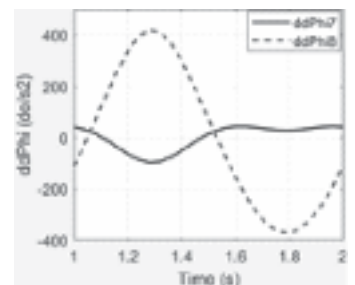
Hình 13c. Gia tốc góc $\ddot{\phi}_5, \ddot{\phi}_6$



Hình 14a. Góc ϕ_7, ϕ_8



Hình 14b. Vận tốc góc $\dot{\phi}_7, \dot{\phi}_8$

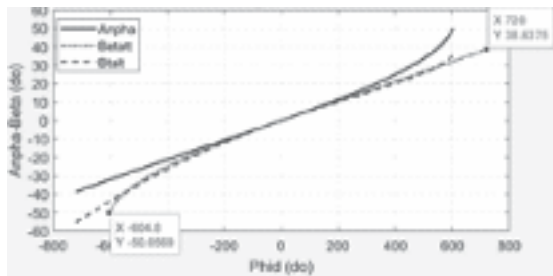


Hình 14c. Gia tốc góc $\ddot{\phi}_7, \ddot{\phi}_8$

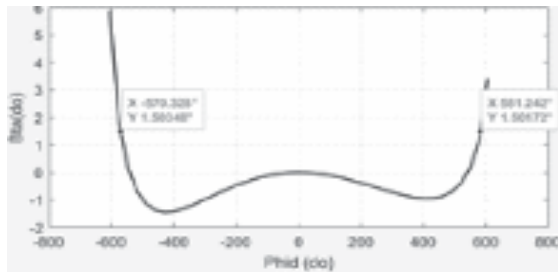
Nhận xét: Từ hình (11) đến hình (14), ta thấy khi góc quay vành tay lái theo hình sin thì góc quay, vận tốc, gia tốc của các khâu, khớp trong hệ thống CEPS lái vẫn đảm bảo được tỷ lệ về quan hệ động học như đánh lái đều. Điều này chứng mô hình toán học và mô hình mô phỏng được xây dựng là đúng.

3.3. Kết quả mô phỏng đặc tính động học quay vòng bánh xe dẫn hướng

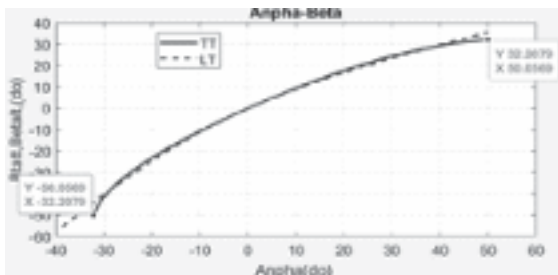
Kết quả mô phỏng động học quay vòng bánh xe dẫn hướng như hình (15) đến hình (18).



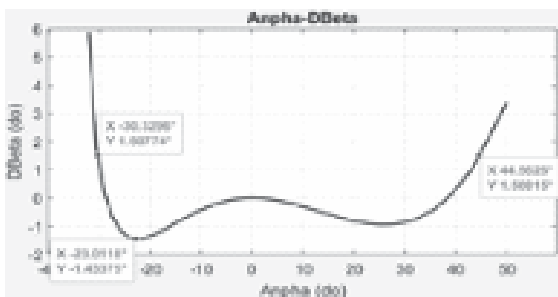
Hình 15a. Biến thiên của α , β_u và β_{lt} theo φ_d



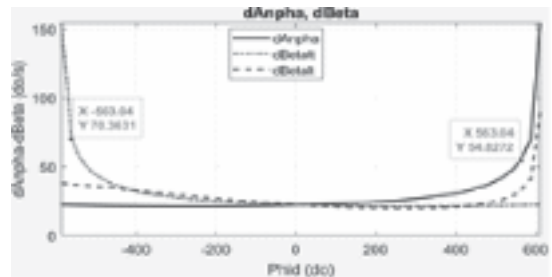
Hình 15b. Độ lệch $\Delta\beta$ theo φ_d



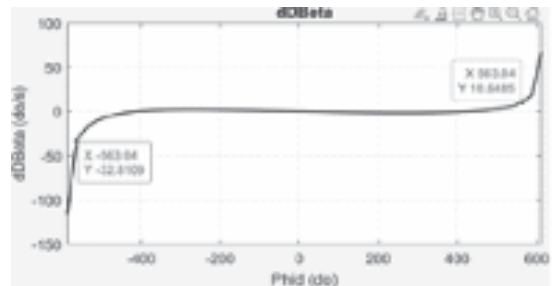
Hình 16a. Biến thiên của β_u và β_{lt} theo α



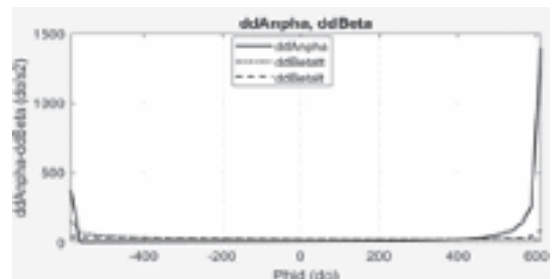
Hình 16b. Độ lệch $\Delta\beta$ theo α



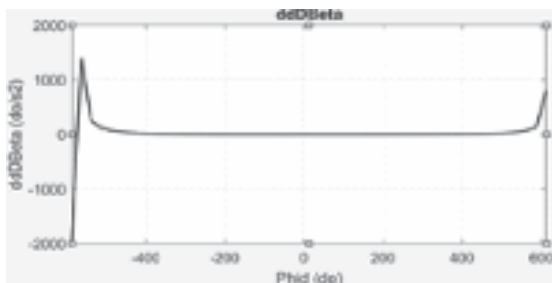
Hình 17a. Biến thiên của α , β_{tt} , β_{lt} theo φ_d



Hình 17b. Biến thiên của $\Delta\beta$ theo φ_d



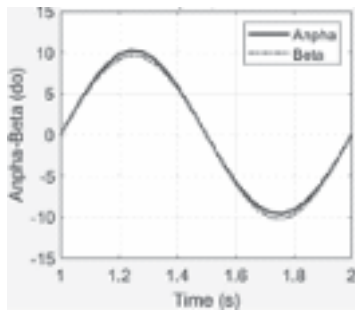
Hình 18a. Biến thiên của α , β_{tt} , β_{lt} theo φ_d



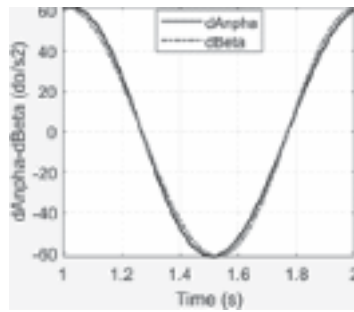
Hình 18b. Biến thiên của $\Delta\beta$ theo φ_d

Kết quả mô phỏng khảo sát động học quay vòng của bánh xe dẫn hướng khi góc quay vành tay lái hình sin như hình (20).

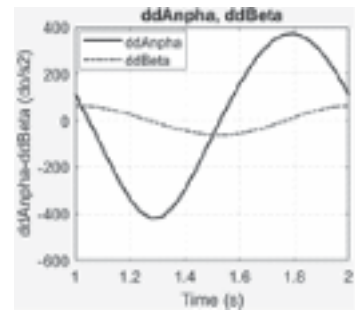




Hình 19a. Góc α, β



Hình 19b. Vận tốc góc $\dot{\alpha}, \dot{\beta}$

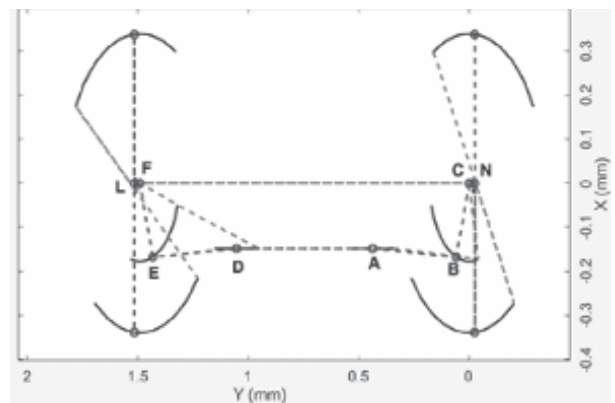


Hình 19c. Gia tốc góc $\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}$

Nhận xét: Từ hình (15) đến hình (18), có thể thấy: Giới hạn (điểm chết) góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong và phía ngoài là $50,0569^\circ/32,2079^\circ$, ứng với góc quay vành tay lái là $604,8^\circ$. Khi góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong từ $0^\circ \div 44^\circ$ (ứng với $\varphi_d = 0^\circ \div 570^\circ$) thì góc lệch $\Delta\beta = |\beta_{tt} - \beta_{ll}| < 1,5^\circ$, nếu tiếp tục tăng φ_d , thì $\Delta\beta > 1,5^\circ$ và tăng rất nhanh, lúc này hệ thống lái không đáp ứng yêu cầu động học quay vòng đúng của ô tô, vì vậy với hệ thống lái này cần có bộ phận hạn chế hành trình để giới hạn góc quay ra phía ngoài của bánh xe dẫn hướng không quá 44° trong quá trình làm việc. Điều này vẫn thỏa mãn được yêu cầu thiết kế hình thang lái đảm bảo góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng đạt $40^\circ \div 45^\circ$. Từ hình (19), ta thấy khi góc quay vành tay lái theo hình sin thì góc quay, vận tốc, gia tốc của các bánh xe dẫn hướng vẫn đảm bảo được tỷ lệ về quan hệ động học như đánh lái đều.

3.4. Kết quả mô phỏng quỹ đạo hệ thống lái

Kết quả mô phỏng quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp và các bánh xe dẫn hướng như hình (20).



Hình 20. Quỹ đạo chuyển động của các khâu, khớp hình thang lái

Nhận xét: Từ hình (20), ta có thể xác định được quỹ đạo chuyển động và vị trí của các khâu, khớp và bánh xe dẫn hướng trong hệ thống lái. Kết quả cho thấy kích thước và bố trí của hình thang lái là hợp lý, không gian chiếm chỗ nhỏ, các khâu khớp không bị va chạm khi chuyển động trong giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được các công thức xác định động học giữa các khâu, khớp trong hệ thống lái CEPS sử dụng hộp giảm tốc loại hệ bánh răng hành tinh, hình thang lái loại 6 khâu; Xây dựng mô hình mô phỏng động học trên phần mềm Matlab Simulink; phân tích quan hệ động học giữa vành tay lái, động cơ

điện và trục răng; khảo sát động học hệ thống lái này trong trường hợp góc quay vành tay lái đều và hình sin với hệ số $K_a = 1,5$; xác định được quỹ đạo chuyển động và không gian bố trí các khâu, khớp. Kết quả khảo sát cho thấy:

- Phương pháp tính toán và các công thức tính là đúng đắn và đảm bảo độ tin cậy.

- Kích thước và bố trí các khâu, khớp của hình thang lái hợp lý, đảm bảo được độ lệch $\Delta\beta = |\beta_{tt} - \beta_{tt}| < 1,5^\circ$ khi góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong từ $0^\circ \div 44^\circ$. Khi góc quay bánh xe dẫn hướng lớn hơn 44° thì $\Delta\beta > 1,5^\circ$ và tăng rất nhanh, vì vậy cần có bộ phận hạn chế hành trình để giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng không quá 44° trong quá trình làm việc.

Giới hạn (điểm chết) góc quay bánh xe dẫn hướng phía trong/phía ngoài là $50,0569^\circ/32,2079^\circ$. Trong giới hạn này, không gian chiếm chỗ hình thang lái nhỏ, các khâu khớp không bị va chạm khi chuyển động trong giới hạn góc quay của bánh xe dẫn hướng.

Kết quả của bài báo là tiền đề để: Tính toán động lực học và thiết kế hệ thống lái trợ lực điện; Đối chứng mô hình động lực học của hệ thống lái khi xét đến tính đàn hồi của các khâu và xác định quy luật điều khiển của bộ điều khiển động cơ trợ lực điện trên hệ thống lái trợ lực điện.

Có thể áp dụng phương pháp tính của bài báo để tính toán động học các hệ thống lái trợ lực điện tương tự khác trên ô tô.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải trong đề tài mã số

T2023-CK-002. Nhóm tác giả xin chân thành cảm ơn Nhà trường đã hỗ trợ nhóm trong quá trình thực hiện nghiên cứu. ❖

Ngày nhận bài: **26/02/2024**

Ngày phản biện: **04/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Raul-Octavian NEMES, Mircea RUBA, Claudia MARTIS. *Integration of real-time electric power steering system Matlab/Simulink model into National instruments veristand environment*. IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC). 2018. doi:10.1109/EPEPMC.2018.8521888.
- [2]. Rahul R Hiremath, T B Isha. *Modelling and simulation of electric power steering system using permanent magnet synchronous motor*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 561. 2019. doi: 10.1088/1757-899X/561/1/012124.
- [3]. Kim W, Seop Son Y, Chung CC. *Torque overlay-based robust steering wheel angle control of electrical power steering for a lane-keeping system of automated vehicles*. IEEE Trans Veh Technol 2016; 65: 4379–4392, doi: https://doi.org/10.3182/20140824-6-ZA-1003.00803.
- [4]. Wu Feng, Yang Zhijia, Yao Dongwei, Wang Yun and Hu Shugen. *A study on the control strategy of electric power steering system*, Automotive Engineering, vol. 7, pp. 676–680, July 2006, doi: 10.1061/41064(358)468.
- [5]. M. Ruba, R.Nemes, F. Pop Piglesan, C. Martis. *Complete electric power steering system real-time model in the loop simulator*, ELEKTRO 2018, in print, doi: 10.1109/ELEKTRO.2018.8398354.
- [6]. A. Marouf, C. Sentouh, M. Djemaï and P. Pudlo. *Control of an electric power assisted steering system using referencemodel*. IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC) Orlando, FL, USA, 2011. 6684-6690. doi: http://dx.doi.org/10.1109/CDC.2011.6161144.
- [7]. Shi Guobiao, Zhao Songhui, Min Jun. *Simulation analysis for electric power steering control system based on permanent magnetism synchronization motor*. 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012). 2012. doi: 10.2991/emeit.2012.394.
- [8]. Shaodan Na, Zhipeng Li, Feng Qiu, and Chao Zhang. *Torque control of electric power steering systems based on improved active disturbance rejection control*. Mathematical Problems in Engineering 2020(6):1-13. doi: 10.1155/2020/6509607.
- [9]. Nguyễn Văn Khang; *Động lực học hệ nhiều vật, quyển 3*. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2017.
- [10]. Phạm Thị Toàn, Phạm Minh Phúc; *Cơ học lý thuyết*. NXB. Giao thông Vận tải, 2016.

TỐI ƯU HÓA CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN ĐỘ MỎNG QUÁ TRÌNH DẬP TẤM THÔNG QUA MÔ PHỎNG VÀ TAGUCHI KẾ HOẠCH THÍ NGHIỆM

OPTIMIZATION OF FACTORS AFFECTING THINNESS THROUGH SHEET
FORGING PROCESS THROUGH SIMULATION AND TEST PLAN TAGUCHI

Tổng Hải Yến, Ngô Thị Tuyết*

Trường Đại học Nông – Lâm Bắc Giang

TÓM TẮT

Nghiên cứu khám phá động lực phức tạp của các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình làm mỏng trong quá trình dập sâu tấm phẳng, đi sâu vào việc tối ưu hóa các thông số quan trọng hình thành nên kết quả của quá trình kéo sâu, bao gồm bán kính chày (R_p), bán kính khuôn (R_d) và lực kẹp phôi (F). Nhóm tác giả sử dụng phần mềm CAE (Kỹ thuật hỗ trợ máy tính) tiên tiến, nghiên cứu này khai thác phân tích phần tử hữu hạn để mô phỏng biến dạng gấp phải trong quá trình dập. Ngoài mô phỏng, nghiên cứu này sử dụng phương pháp lập kế hoạch thử nghiệm mảng trực giao Taguchi và sử dụng phân tích phương sai (ANOVA) để đánh giá ảnh hưởng của các tham số, định lượng tác động của chúng theo tỷ lệ phần trăm.

Từ khóa: *Dập tấm; Phương sai; Kỹ thuật hỗ trợ máy tính; Thí nghiệm Taguchi; Phần tử hữu hạn.*

ABSTRACT

The study explores the complex dynamics of factors affecting the thinning process in flat sheet deep drawing, delving into the optimization of important parameters that shape the process results deep drawing, including punch radius (R_p), die radius (R_d) and workpiece clamping force (F). Using advanced CAE (Computer Aided Engineering) software, this study exploits finite element analysis to simulate the deformation encountered during the stamping process. In addition to simulation, this study uses the Taguchi orthogonal array test planning method and uses analysis of variance (ANOVA) to evaluate the influence of parameters, quantifying their impact as a fraction hundred.

Keywords: *Plate stamping; Variance; Computer Aided Engineering; Taguchi Experiment; Finite Element.*

1. GIỚI THIỆU

Với sự ra đời của công nghệ tính toán, các phương pháp mô phỏng sử dụng phần mềm Kỹ thuật hỗ trợ máy tính (CAE) đã trở nên phổ biến vì chúng giảm thiểu những hạn chế của phương pháp thử nghiệm. Phần mềm CAE, dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn (FEM), tách miền vấn đề thành nhiều miền con hoặc phần tử [1]. Các gói phần mềm CAE nổi bật như Abaqus, ANSYS và Hyperworks được sử dụng rộng rãi để hỗ trợ các mô phỏng này [2]. Trong nghiên cứu này, phần mềm Abaqus được sử dụng để tiến hành mô phỏng phần tử hữu hạn của quá trình dập.

Phương pháp Taguchi đã nổi lên như một cách tiếp cận ngày càng được áp dụng trong lập kế hoạch thực nghiệm [3]. Phương pháp này mang lại những lợi thế đáng kể trong việc nâng cao năng suất trong giai đoạn nghiên cứu và phát triển đồng thời cung cấp các sản phẩm chất lượng cao với chi phí giảm. Đồng thời đưa ra cách hợp lý hóa các tham số thử nghiệm bằng cách cấu hình tối ưu các yếu tố có thể kiểm soát được trong khi vẫn kiểm tra mức độ ảnh hưởng của từng tham số đến kết quả đầu ra.

Mô phỏng để xác định các thông số tối ưu giúp tránh các khuyết tật như nếp nhăn, vết rách [4], độ mỏng quá mức trong quá trình sản xuất thực tế. Trong nghiên cứu này, chúng tôi điều tra ba yếu tố chính: Bán kính chày, bán kính khuôn, lực chặn phôi và độ mỏng của vật liệu sau tạo hình. Nghiên cứu trước đây đã khám phá độ dày sản phẩm bằng cách sử dụng CAE [5, 6] để nghiên cứu các yếu tố như hệ số ma sát và tác động của nó đến độ mỏng.

Ngoài ra, những người khác đã sử dụng thí nghiệm và lập kế hoạch thí nghiệm Taguchi

[7] để điều tra bán kính khuôn và chày, lực kẹp và xác định các thông số tối ưu cho độ dày sản phẩm.

2. MÔ HÌNH VẬT LIỆU

Vật liệu được chọn cho nghiên cứu này là thép EN10130 FeP01 và các đặc tính của nó được mô tả chi tiết như sau:

Thép EN10130 FeP01 có mật độ 7850 kg/m³, mô-đun đàn hồi 204.000 MPa, hệ số Poisson là 0,33 và ứng suất chảy là 210 MPa. Những đặc tính vật liệu này rất quan trọng trong việc hiểu cách vật liệu phản ứng với quá trình dập.

3. MÔ PHỎNG BẰNG MẢNG TRỰC GIAO TAGUCHI

Để tiến hành điều tra một cách có hệ thống về quy trình vẽ sâu, chúng tôi đã sử dụng phần mềm Abaqus để mô phỏng, mô phỏng quy trình vẽ sâu trên tấm phẳng. Mô phỏng CAD 3D của quá trình kéo sâu được minh họa trong Hình 1, trong đó khuôn vẫn cố định và chày có khả năng di chuyển theo chiều dọc.



Hình 1. Mô phỏng CAD 3D của quá trình dập tấm 

Bảng 1. Các thông số sử dụng trong quá trình vẽ sâu

Tham số	Giá trị
Đường kính tấm gốc	76mm
Độ dày tấm	1mm
Đường kính chày	39,4
Đường kính trong của khuôn	41,7mm
Bán kính cong của khuôn và chày	2-8 mm
Lực giữ	11-18 kN

Bảng 2. Các hệ số và mức độ trong mô phỏng mức độ

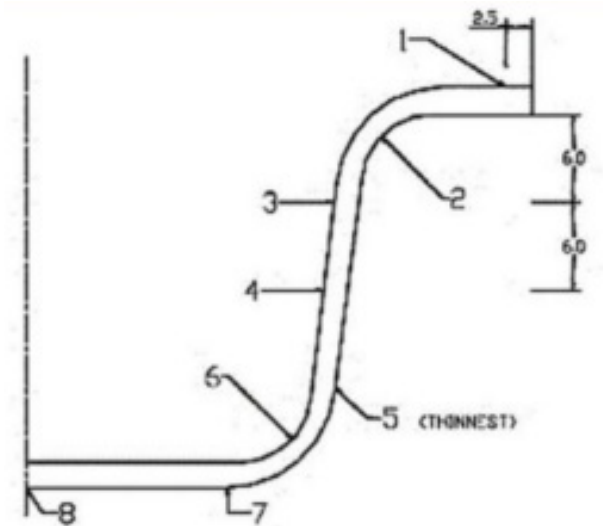
Hệ số	Mức độ		
	1	2	3
Bán kính chày, Rp (mm)	2	5	...
Bán kính khuôn, Rd (mm)	2	5	...
Lực chặn, F (KN)	11	14,5	18

Theo phương pháp Taguchi, một mảng trực giao được tạo ra dựa trên các tham số này và các mức tương ứng của chúng, dẫn đến mảng trực giao L9 được hiển thị trong Bảng 3.

Bảng 3. Mảng trực giao L9

Các thí nghiệm	Hệ số		
	Rp (mm)	Đường (mm)	F (kN)
1	1(2)	1(2)	1(11)
2	1(2)	2(5)	2(14,5)
3	1(2)	3(8)	3(18)
4	2(5)	1(2)	2(14,5)
5	2(5)	2(5)	3(18)
6	2(5)	3(8)	1(11)
7	3(8)	1(2)	3(18)
8	3(8)	2(5)	1(11)
9	3(8)	3(8)	2(14,5)

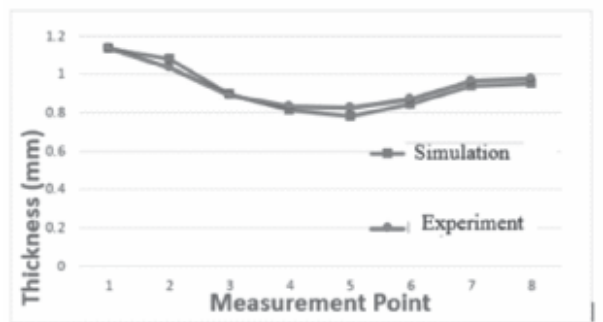
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN



Hình 2. Các điểm đo độ dày

Để xác thực kết quả mô phỏng so với các thử nghiệm thực tế, độ dày của sản phẩm sau khi dập được đo tại tám điểm riêng biệt, như mô tả trong Hình 3 [8].

Đối với trường hợp liên quan đến bán kính chày và khuôn 2 mm và lực kẹp 18 kN, việc so sánh các kết quả trong Hình 4 và Bảng 4 cho thấy độ lệch lớn nhất giữa giá trị mô phỏng và giá trị thử nghiệm là khoảng 5%, với độ lệch độ dày trung bình trên tất cả các phép đo chỉ chiếm 1,23%. Đáng chú ý là điểm mỏng nhất trong số 8 vị trí đo nằm ở điểm 5.



Hình 3. Đo độ dày giữa mô phỏng và thực nghiệm

Bảng 4. So sánh phân bố độ dày giữa thực nghiệm và mô phỏng

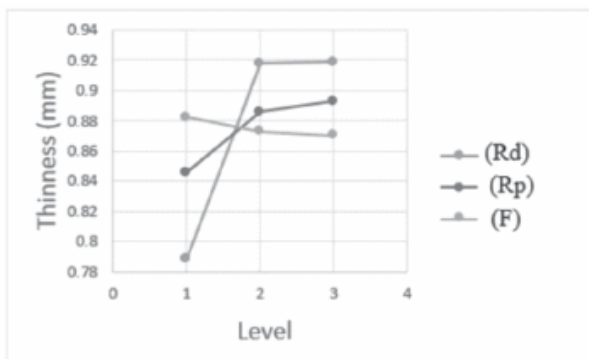
Điểm đo	1	2	3	4	5	6	7	8	TB
Mô phỏng	1.131	1,079	0,895	0,812	0,782	0,842	0,936	0,951	0,928
Thí nghiệm	1,132	1,032	0,888	0,83	0,823	0,871	0,966	0,979	0,94012

Để đánh giá tác động của những biến thể này, tỷ lệ Tín hiệu trên Nhiễu (S/N) được tính theo tiêu chí "Lớn hơn là tốt hơn" trong phương pháp Taguchi sử dụng Phương trình (2), trong đó Smin biểu thị độ dày tối thiểu của sản phẩm.

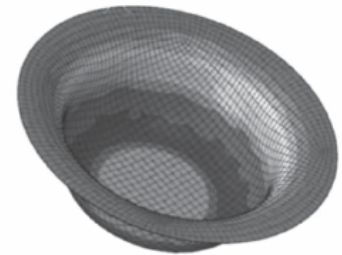
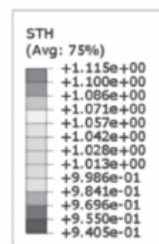
$$S_{\min} = -10 \cdot \log(1/S_{\min}^2) \quad (2)$$

Theo phương pháp Taguchi, một phân tích phương sai (ANOVA) đã được tiến hành để phân định mối quan hệ giữa các tham số và giá trị độ mỏng quan sát được

Khi so sánh, bán kính chày (Rp) có tác động đáng kể nhưng ít rõ rệt hơn, đóng góp 9,56% vào độ biến thiên. Lực chặn (F) thể hiện ảnh hưởng tối thiểu, chỉ chiếm 0,42% phương sai quan sát được.



Hình 4. Sự thay đổi độ mỏng liên quan đến thay đổi tham số



Hình 5. Độ dày tối ưu mô phỏng

Kết quả mô phỏng kết hợp với các phép tính mảng trực giao Taguchi, chúng tôi đã tiến hành phân tích chuyên sâu về các yếu tố ảnh hưởng đến độ mỏng của sản phẩm xác định sự kết hợp tối ưu của các thông số, cụ thể là bán kính chày (Rp) = 8 mm, bán kính khuôn (Rd) = 8 mm và lực chặn phôi (F) = 11 kN.

Mô phỏng với các thông số tối ưu này mang lại độ dày mô phỏng ở vị trí mỏng nhất là 0,9405 mm (Hình 5). Kết quả này gần giống với giá trị lớn nhất thu được từ chín thí nghiệm được tiến hành sử dụng mảng trực giao Taguchi là 0,9401 mm. Độ lệch không đáng kể củng cố tính chắc chắn của những phát hiện của chúng tôi.

Tóm lại, phân tích toàn diện này cùng cô những đóng góp mới trong nghiên cứu của chúng tôi, nhấn mạnh vai trò then chốt của bán

kính khuôn trong việc xác định độ mỏng và tính đồng nhất của sản phẩm, có ý nghĩa thực tế đối với việc tối ưu hóa quy trình dập sâu tấm phẳng.

5. KẾT LUẬN

- Đã xác định các thông số tối ưu cho quy trình dập tấm phẳng, bao gồm bán kính đột (R_p) là 8 mm, bán kính khuôn (R_d) là 8 mm và lực chặn (F) là 11 kN;

- Bằng cách tích hợp mô phỏng, thử nghiệm và phân tích thống kê nâng cao, chúng tôi đã tiết lộ một cách tiếp cận mới để cải thiện chất lượng sản phẩm. ♦

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **15/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Đức Toàn, Vũ Đức Thuyên; "*Nghiên cứu mô phỏng về cải thiện khả năng định dạng của SUS304 Quy trình vẽ sâu kim loại tấm.*" (2018).
- [2]. "*Hướng dẫn sử dụng ABAQUS/CAE.*"
- [3]. Taguchi, G. "*Hiệp hội Tiêu chuẩn Nhật Bản, Tokyo (1981)*".
- [4]. Bouchaâla, K., Ghanameh, M. F., Faqir, M., Mada, M., &Essadiqi, E. "*Prediction of the Impact of Friction's Coefficient in Cylindrical Deep Drawing for AA2090 Al-Li Alloy Using FEM and Taguchi Approach.*" (2019).
- [5]. Bouchaâla, Kenza, Mada, Mohammed, and Faqir, Mustapha. "*Friction Behavior of Aluminum-Lithium Sheet Through Deep Drawing Analysis.*" (2019).
- [6]. Reddy, A. C. S., Rajesham, S., Reddy, P. R., Kumar, T. P., &Goverdhan, J. "*An Experimental Study on the Effect of Process Parameters in Deep Drawing Using Taguchi Technique.*" (2015).

NGHIÊN CỨU TRUYỀN NHIỆT QUA VẢI DỆT SỬ DỤNG PHẦN MỀM ANSYS

INVESTIGATION HEAT TRANSFER THROUGH TEXTILE FABRIC USING ANSYS SOFTWARE

Trần Thụy Liên

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

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, hiện tượng truyền nhiệt của vải được mô phỏng sử dụng phần mềm Ansys. Khác với các nghiên cứu trước đây vải thường được coi là dạng tấm đồng nhất, ở đây các mô hình hình học của vải sa tanh và vải dệt trơn đôi đã được thiết lập dựa trên độ dày và hình dạng mặt cắt ngang của sợi. Trong vải, không khí chiếm đến 80% thể tích nên không khí cần được xem xét khi tính toán truyền nhiệt bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Trong quá trình tính toán mô phỏng, ô đơn vị của vải bao gồm miền sợi và miền không khí được sử dụng để dự đoán sự truyền nhiệt. Các kết quả đã cho thấy nhiệt độ của vải sa tanh tăng nhanh hơn vải hai lớp và tốc độ gia nhiệt của vải sa tanh tăng nhanh hơn so với vải dệt trơn đôi.

Từ khóa: Vải sa tanh; Vải dệt trơn đôi; Thông lượng nhiệt; Ansys.

ABSTRACT

In this study, the heat transfer phenomenon of fabrics is simulated using Ansys software. Different from previous studies, which are often considered to be a uniform plate, here the geometry of satin weave and double plain weave fabrics were established based on fabric thickness and yarn cross-sectional shape. In fabric, air accounts for up to 80% of the volume of the fabric unit. Therefore, the air in the fabric should be considered when calculating heat transfer in numerical simulation using finite element analysis. In the simulation, the unit cell of the fabric consisting of the fiber domain and the air domain is used to predict the heat transfer. The results showed that the temperature of satin fabric increased faster than that of double plain weaver fabric and the heating rate of satin fabric increased faster than that of double-layer plain weave fabric.

Keywords: Satin fabric; Double weave plain; Heat flux; Ansys.



1. GIỚI THIỆU CHUNG

Vải sợi thủy tinh có đặc tính mềm, nhẹ, cường độ cao, không cháy, cách nhiệt, ổn định hóa học và có thể dễ dàng tạo hình. Để phát triển loại vải bảo vệ nhiệt, các phương pháp hiện nay đều mang tính thử nghiệm, quá trình xử lý bao gồm thiết kế vải, dệt và thử nghiệm ở nhiệt độ cao. Phương pháp này kéo dài thời gian xử lý, chi phí cao, tiêu thụ năng lượng cao và tạo ra khói. Mô phỏng số về sự truyền nhiệt qua vải có thể cung cấp cơ sở lý thuyết cho việc thiết kế và ứng dụng vải chịu nhiệt. Nó có thể được sử dụng rộng rãi trong thiết kế nhiệt vải dùng cho lính cứu hỏa, thợ hàn... Đã có nhiều nghiên cứu khác nhau để dự đoán tính chất nhiệt của vải dệt thoi. Gong và cộng sự [1] đã thiết lập mô hình truyền nhiệt vải 1-D và phần mềm Ansys được sử dụng để mô phỏng và dự báo thời gian xảy ra vết phá hủy của các mẫu vải. Dupade và cộng sự [2] đã nghiên cứu ảnh hưởng của trình tự phân lớp đến phản ứng nhiệt của vật liệu sợi đa lớp trong trạng thái không ổn định. Vải dệt thoi được phân loại thành dệt hoặc cấu trúc theo kiểu sợi dọc và sợi ngang đan chéo nhau. Kết cấu của vải có ảnh hưởng đáng kể đến các đặc tính như cách nhiệt, hoạt động cơ học và khả năng thấm ẩm [3]. Đặc tính nhiệt của vải thay đổi khi kiểu dệt thay đổi. Vải là vật liệu có độ xốp cao bao gồm chủ yếu là sợi rắn và khoảng trống không khí. Độ xốp của hầu hết các loại vải dao động từ 60-80% [4]. Độ dẫn nhiệt hiệu quả của vải sợi khác nhau được tính toán bởi Muhammad và cộng sự [5].

Bài báo này nghiên cứu hiện tượng truyền nhiệt qua vải dệt bằng sợi thủy tinh (vải sa tanh 5/3 và vải dệt trơn đôi). Sự thay đổi nhiệt độ của vải theo thời gian, sự phân bố nhiệt độ tại các mặt cắt ngang của vải, nhiệt độ môi trường và ảnh hưởng của cấu trúc vải đến nhiệt lượng đã được đánh giá bằng mô phỏng và kiểm nghiệm bằng thực nghiệm.

2. MÔ PHỎNG SỐ QUÁ TRÌNH TRUYỀN NHIỆT

2.1. Xây dựng mô hình hình học

Cấu trúc hình học của vải được xác định chủ yếu bởi các đường đi và hình dạng mặt cắt ngang của các sợi. Phần mềm TexGen được sử dụng để mô tả hình dạng mặt cắt sợi, đường đi của sợi và cách đan xen của sợi. Độ dày vải được kiểm tra bằng máy đo độ dày vải kỹ thuật số J-40-T-25MM dưới diện tích chân ép 20 cm², trọng lượng ép 1 kPa. Hình thái của vải dệt sa tanh và vải dệt trơn đôi được quan sát bằng kính hiển vi điện tử (Dino-Lite AM5212ZT, Dino-Lite, Đài Loan, Trung Quốc). Hình ảnh mặt cắt ngang của sợi được phân tích bằng phần mềm ImageJ. Các thông số (khoảng cách sợi, chiều rộng và chiều cao, hình dạng mặt cắt ngang) đã được đo và giá trị của chúng được hiển thị trong bảng 1. Sau đó, chúng được sử dụng để tạo ra hình học ô đơn vị.

Bảng 1. Đo thông số hình học của mẫu vải [mm]

Cấu trúc	Độ dày	Bề rộng sợi (dọc/ngang)	Chiều cao sợi (dọc/ngang)	Khe hở giữa các sợi	Mặt cắt ngang sợi (dọc/ngang)
Dệt đôi trơn	1.51	0.971/0.969	0.37-0.67/0.43-0.68	1.74/1.26	Elip/Elip
Sa tanh	0.92	0.6/0.61	0.42/0.45	0.65/0.82	Elip/Elip

2.2. Giải số bằng phương pháp phần tử hữu hạn

2.2.1. Phương trình truyền nhiệt

Truyền nhiệt qua vải là một quá trình phức tạp, bao gồm các quá trình dẫn nhiệt, đối lưu và bức xạ. Xét kích thước độ dày của vải nhỏ hơn nhiều so với kích thước chiều rộng và chiều dài của vải, sẽ hợp lý khi cho rằng sự truyền nhiệt qua vải là hiện tượng một chiều. Trong nghiên cứu này, giả định rằng các tính chất vật lý nhiệt của vải và nhiệt độ của nguồn nhiệt là không đổi, quá trình truyền nhiệt là quá trình dẫn nhiệt và đối lưu và truyền nhiệt bức xạ là không đáng kể. Theo định luật Fourier và bảo toàn năng lượng của Newton. Ở điều kiện nhiệt nhất thời, sự truyền nhiệt dẫn qua vải theo chiều dày của tổ hợp vải được biểu thị [6]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_f \phi}{c_f \rho_f} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x_f^2} + \frac{\lambda_g (1-\phi)}{c_g \rho_g} \frac{\partial^2 T_g}{\partial x_g^2} - h \left(\frac{T_r - T_\infty}{\partial x} \right) \quad (1)$$

Trong đó: T , t , λ , c và ρ là nhiệt độ [K], thời gian [s], độ dẫn nhiệt [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$], nhiệt dung riêng [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$], và x [m] là hướng truyền nhiệt, h [Wm^2K^{-1}] là hệ số đối lưu, T_r [K] là nhiệt độ bề mặt bên ngoài của vải, T_∞ [K] là nhiệt độ của không khí xung quanh, ϕ là phần diện tích truyền nhiệt của sợi và $(1-\phi)$ là phần diện tích truyền nhiệt của khe hở không khí, có thể thu được chính xác từ mô hình hình học trong Ansys.

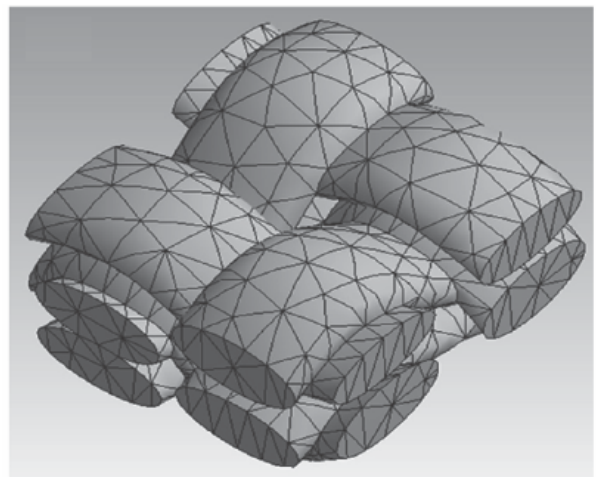
2.2.2. Tạo lưới và điều kiện biên

Nhiệt dung riêng và độ dẫn nhiệt của vải được đo ở 20°C bằng máy phân tích hằng số nhiệt đĩa nóng (TPS2500, Thụy Điển). Ở đây, độ dẫn nhiệt của vải được kiểm tra theo chiều dày của vải. Các phần tử tứ diện tuyến tính mười nút được sử dụng để chia lưới ô đơn vị và chiều dài cạnh phần tử là 0,15 mm. Việc

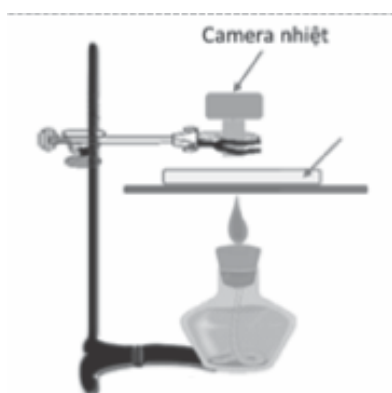
tạo lưới tự động được thực hiện trực tiếp trong các mô hình này. Có 42893 phần tử và 78686 nút cho sa tanh 5/3, 98092 phần tử và 150680 nút cho mô hình vải dệt trơn đôi. Các ô đơn vị có mắt lưới của vải dệt trơn kép được thể hiện trong hình 1. Nhiệt độ ban đầu của vải và môi trường được ấn định là 25°C . Nhiệt độ 950°C được đặt lên mặt sau của vải sợi thủy tinh. Giả định rằng sự truyền nhiệt giữa không khí và vải là đối lưu cưỡng bức. Hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa không khí và vải là $15 \text{ W/m}^2\text{C}$.

2.2.3. Xác minh mô hình

Các thí nghiệm đã được thực hiện để xác nhận kết quả mô phỏng số (hình 2). Một miếng gạch a-mi-ăng được đặt phía trên ngọn lửa và một hình tròn có bán kính 3 cm được cắt ở giữa. Sau đó, vải được đặt trên gạch a-mi-ăng. Mặt trước của vải được làm nóng bằng cách sử dụng đèn đốt còn ở nhiệt độ 950°C và hệ số truyền nhiệt đối lưu $15 \text{ W/m}^2\text{C}$ được xác định cho mặt sau của vải. Một camera nhiệt (ImageIR® 5300, Infratec, Đức) được sử dụng để đo sự thay đổi nhiệt độ ở mặt sau của vải trong quá trình gia nhiệt. Nhiệt độ vải trong cùng thời gian gia nhiệt càng thấp thì khả năng chịu nhiệt càng tốt.



Hình 1. Mô hình ô vải đơn vị của vải dệt trơn đôi

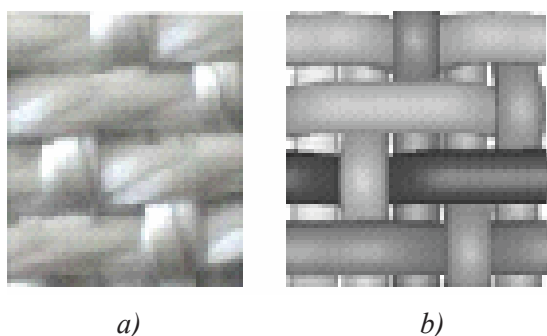


Hình 2. Hệ thống thực nghiệm truyền nhiệt qua vải

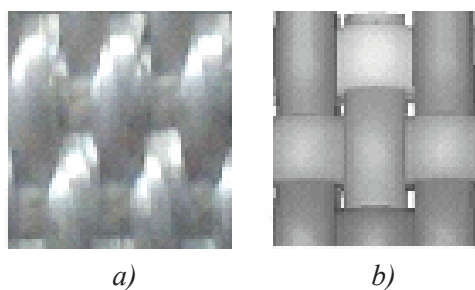
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Ô vải đơn vị

Ô đơn vị vải được mô tả là đơn vị nhỏ nhất của cấu trúc vải. Để đơn giản hóa, các ô đơn vị của vải được sử dụng để điều tra bằng phân tích truyền nhiệt. Với kích thước hình học đo được, các ô đơn vị của vải sợi thủy tinh được tạo bằng phần mềm TexGen. Hình 3(a) là hình ảnh chụp bằng kính hiển vi điện tử của vải sa tanh 5/3, và hình 3(b) thể hiện mô hình hình học của nó. Các đường dẫn sợi của loại vải sử dụng các trục Bezier và kiểu dệt của sợi dọc và sợi ngang giống như vải thật. Vải hai lớp bao gồm hai lớp được dệt chồng lên nhau. Mô hình dệt trơn đôi được tạo ra được thể hiện trong hình 4. Mặt cắt hình elip được gán cho sợi dọc và sợi ngang.



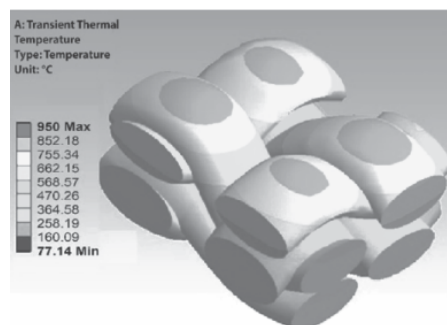
Hình 3. (a) Vải sa tanh dưới kính hiển vi và (b) Mô hình hình học dựng bằng TexGen



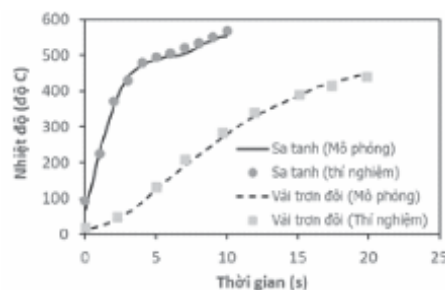
Hình 4. (a) Vải dệt trơn đôi dưới kính hiển vi và (b) Mô hình hình học dựng bằng TexGen

3.2. Truyền nhiệt qua vải sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn

Kết quả mô phỏng sự phân bố nhiệt trong vải trơn kép sau 10 giây được thể hiện trên hình 5. Hình 5 thể hiện ô đơn vị vải (miền không khí đã bị ẩn), kết quả cho thấy nhiệt độ giảm dần từ mặt được làm nóng của vải sang mặt đối diện và vùng gần nguồn nhiệt có nhiệt độ cao.



Hình 5. Phân phối thông lượng nhiệt của vải dệt trơn đôi



Hình 6. So sánh truyền nhiệt của vải sa tanh và vải trơn đôi theo thời gian

Nhiệt độ thử nghiệm được so sánh với kết quả mô phỏng số trong hình 6. Nhiệt độ thực nghiệm của vải tăng nhanh, đạt 492°C trong 5 giây, sau đó nhiệt độ có xu hướng ổn định. Dữ liệu nhiệt độ bằng mô phỏng số tương đối sát với dữ liệu thực nghiệm, điều đó cho thấy mô hình mô phỏng có thể dự đoán tính chất truyền nhiệt của vải. Nhiệt độ thử nghiệm của kiểu dệt trơn đôi tăng lên 370°C trong 15 giây và 445°C trong 20 giây. Nhiệt độ mô phỏng số cao hơn một chút so với dữ liệu thí nghiệm. Độ lệch tương đối trung bình cho vải sa tanh và vải dệt trơn đôi là 7,2%, và 5,8%. Các thông số vật lý nhiệt của vải và không khí được sử dụng trong mô phỏng là các giá trị được đo ở nhiệt độ và độ ẩm tiêu chuẩn, không đổi trong quá trình mô phỏng truyền nhiệt. Tuy nhiên, độ dẫn nhiệt, nhiệt dung riêng và mật độ của vải và không khí thay đổi khi nhiệt độ tăng lên. Rõ ràng cho thấy nhiệt độ của vải sa tanh tăng nhanh hơn và tốc độ gia nhiệt của vải sa tanh cao hơn nhiều so với vải trơn đôi. Điều này là do vải sa tanh là loại vải một lớp và độ dày của vải nhỏ hơn vải hai lớp. Vải hai lớp có nhiều sợi hơn để bảo vệ dòng nhiệt và chúng có thể giữ nhiều không khí tĩnh hơn bên trong vải. Vì vậy, vải hai lớp có khả năng chịu nhiệt tốt hơn. Như được hiển thị trong hình 6, các mô hình số đã được sử dụng thành công để dự đoán đặc tính truyền nhiệt của vải và các kết quả bằng số có mối tương quan tốt so với dữ liệu thực nghiệm.

4. KẾT LUẬN

Trong công trình này, các mô hình hình học của vải đã được thiết lập và phương pháp phần tử hữu hạn được sử dụng để dự đoán sự truyền nhiệt qua vải. Có thể đưa ra những kết luận sau đây: Dựa trên độ dày vải, đường dẫn sợi và hình dạng mặt cắt ngang của sợi, các mô hình hình học của vải sợi thủy tinh sa tanh 5/3, vải trơn đôi đã được thiết lập. Các ô đơn vị vải

bao gồm miền sợi và miền không khí và các mô hình hình học vải rất gần với vải thật. Nhiệt độ tính toán số gần với nhiệt độ thực nghiệm đối với vải sợi thủy tinh, chứng tỏ mô hình phần tử hữu hạn có khả năng dự đoán tính chất truyền nhiệt của vải. Nhiệt độ của vải sa tanh 5/3 tăng nhanh hơn vải hai lớp và tốc độ gia nhiệt của dệt trơn đôi thấp hơn so với vải sa tanh. ❖

Ngày nhận bài: **21/02/2024**

Ngày phản biện: **20/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Song G, Ding D, Chitrphiromsri P., *Numerical simulations of heat and moisture transport in thermal protective clothing under flash fire conditions*. Int J Occup Saf Ergon 2008;14:89–106. <https://doi.org/10.1080/10803548.2008.11076752>.
- [2]. Dupade V, Kumari R, Premachandran B, Rengasamy RS, Talukdar P., *Effect of layering sequence and ambient temperature on thermal insulation of multilayer high bulk nonwoven under extreme cold temperatures*. J Ind Text 2022;51:2709S-2730S. <https://doi.org/10.1177/15280837221097284>.
- [3]. Cao J, Akkerman R, Boisse P, Chen J, Cheng HS, de Graaf EF, et al., *Characterization of mechanical behavior of woven fabrics: Experimental methods and benchmark results*. Compos Part A Appl Sci Manuf 2008;39:1037–53. <https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2008.02.016>.
- [4]. Suppakul P, Bandyopadhyay S., *The effect of weave pattern on the mode-I interlaminar fracture energy of E-glass/vinyl ester composites*. Compos Sci Technol 2002;62:709–17. [https://doi.org/10.1016/S0266-3538\(01\)00220-2](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(01)00220-2).
- [5]. Siddiqui MOR, Sun D., *Finite element analysis of thermal conductivity and thermal resistance behaviour of woven fabric*. Comput Mater Sci 2013;75:45–51. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2013.04.003>.
- [6]. Farnworth B., *Mechanisms of heat flow through clothing insulation*. Text Res J 1983;53:717–25. <https://doi.org/10.1177/004051758305301201>.

NGHIÊN CỨU TÍNH BỀN VỮNG VÀ NHỮNG TÁC ĐỘNG CỦA NGÀNH DỆT MAY

RESEARCH ON SUSTAINABILITY AND IMPACT OF THE TEXTILE INDUSTRY

Nguyễn Thu Thủy

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

TÓM TẮT

Bài báo đã nghiên cứu tổng hợp trong vòng khoảng 20 năm của ngành dệt may, tổng hợp được từ các công trình nghiên cứu. Nội dung nghiên cứu chỉ ra được những vướng mắc mà ngành dệt may gặp phải, ảnh hưởng đến những tác động từ môi trường, nền kinh tế và tính bền vững của ngành dệt may. Bài báo cũng chỉ ra được ngành dệt may là ngành ô nhiễm nhất thế giới, từ đó cũng đưa ra những giải pháp để mang lại tính bền vững cho ngành dệt may trong tương lai.

Từ khóa: Tính bền vững; Dệt may; May mặc; Tác động môi trường.

ABSTRACT

The article has researched about 20 years of the Textile and Garment industry, compiled from research projects. The research content points out the problems that the textile industry faces, affecting the impact on the environment, the economy and the sustainability of the textile industry. The article also points out that the textile industry is the most polluted industry in the world, thereby also offering solutions to bring sustainability to the textile industry in the future.

Keywords: Sustainability; Textiles; Apparel; Environmental Impact.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vấn đề kinh tế nổi tiếng trong nhiều thế kỷ là vấn đề về cách sử dụng tốt nhất các nguồn lực có hạn hoặc khan hiếm. Vấn đề vẫn còn tồn tại nhưng nó có thể còn trở nên tồi tệ hơn trừ khi các biện pháp phòng ngừa cần thiết được thực hiện. Một giải pháp đơn giản là tuân thủ quy luật của một thế giới bền vững. Tính bền vững dựa trên một nguyên tắc đơn giản và tiền đề thực tế đã được công nhận từ lâu: Mọi thứ mà con người yêu cầu vì sự sống còn và hạnh phúc của họ phụ thuộc trực tiếp hoặc gián tiếp

vào môi trường tự nhiên như Marsh [1, 2] đã nêu. Không khí chúng ta hít thở, nước chúng ta uống, thực phẩm chúng ta ăn, tất cả đều được cung cấp bởi môi trường đã bị con người vô tình hủy hoại chúng sinh phải trả giá bằng một nền văn minh bị tàn phá.

Tất cả các xã hội đều phải đối mặt với vấn đề kinh tế này. Paul Samuelson, người đoạt giải Nobel về kinh tế, thường được ghi nhận là người cung cấp lời giải thích rõ ràng và đơn giản đầu tiên về vấn đề kinh tế. Amuelson PA [3] để giải quyết vấn đề khan hiếm; mọi xã hội,

không dù lớn hay nhỏ, phát triển hay không, đều phải nỗ lực giải đáp ba câu hỏi cơ bản: Sản xuất cái gì? Làm thế nào để sản xuất? Sản xuất cho ai?

Trả lời những câu hỏi này không hề đơn giản và chắc chắn có không có câu trả lời chung duy nhất cho điều đó. Mọi người nên quyết định điều tốt nhất sự kết hợp của hàng hóa và dịch vụ để đáp ứng nhu cầu của họ. Các câu trả lời thích hợp cho câu hỏi đó bằng cách nào đó được quy định trong khái niệm bền vững. Ngành dệt may cũng chịu ảnh hưởng chung, cần phải thay đổi tư duy sản xuất cũng như cam kết các điều kiện đầu vào và đầu ra của ngành để đảm bảo tính bền vững.

2. NHỮNG TÁC ĐỘNG CỦA NGÀNH DỆT MAY

Nếu chúng ta hành động theo hiểu biết, chúng ta có xu hướng thịnh vượng; nếu không chúng ta sẽ phải chịu đau khổ. Cuối cùng, sự tiến bộ không ngừng của công nghiệp hóa và sự tinh vi của công nghệ đã cải thiện chất lượng cuộc sống trên chi phí cho sự cạn kiệt tài nguyên, hủy hoại môi trường và sự nóng lên toàn cầu. Một phần do sơ suất, một phần là hành động vô ý thức, hầu hết các cộng đồng đã dần dần làm xấu đi các vấn đề môi trường chúng ta đang phải đối mặt ngày hôm nay. Vì vậy, một lộ trình mới là tất yếu. Ủy ban Thế giới về môi trường và phát triển, do cựu Thủ tướng Na Uy G. Harlem Brundtland, đã cảnh báo thế giới hơn hai mươi năm trước trước sự cấp bách của việc đạt được tiến bộ hướng tới phát triển kinh tế có thể được duy trì mà không bị cạn kiệt tài nguyên thiên nhiên hoặc gây tổn hại đến môi trường. Nó được giới thiệu như phát triển bền vững vào năm 1987. Nó được định nghĩa là “sự phát triển mà đáp ứng nhu cầu hiện tại mà không làm tổn hại đến khả năng đáp ứng các

thế hệ tương lai để đáp ứng nhu cầu của chính họ” trong tương lai chung của chúng ta được gọi là báo cáo Brundtland [4]. Nhìn chung, tính bền vững tập trung vào ba khía cạnh khác nhau: Bền vững kinh tế, bền vững xã hội và bền vững môi trường.

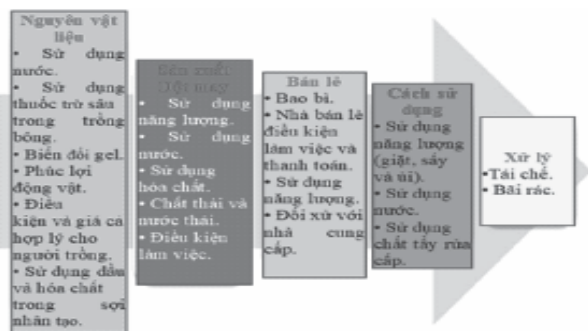
Cho đến nay, tiến bộ hướng tới bền vững các hình thức sản xuất và tiêu dùng đã được chú ý nhưng rất khiêm tốn. Cần phải chú ý đến cả thiết kế và cách tiếp cận mô hình sản xuất và kinh doanh khi áp dụng.

Sự bền vững, mặc dù ngày càng có nhiều tài liệu về phát triển bền vững mô hình kinh doanh và sản xuất bền vững, ít được quan tâm được trả cho ý nghĩa của thiết kế giải pháp đối với tính bền vững.

Hơn nữa, nếu thay thế “phát triển” bằng “thời trang”, nhiệm vụ này trở nên phức tạp hơn. Cho đến thập kỷ vừa qua, hoạt động phát triển sản phẩm ở ngành dệt may tập trung vào công nghệ và chi phí sử dụng, phân phối và xây dựng không hạn chế dựa trên tác phẩm của bạn với mục đích phi thương mại ở các khía cạnh. Sự nhấn mạnh tối đa đã được đặt vào việc duy trì giá thành sản phẩm cuối cùng thấp và tăng hiệu quả trong sản xuất quá trình. Cả nhà sản xuất, nhà bán lẻ lẫn nhà thiết kế đều không chú ý đến các khía cạnh khác như nhu cầu của người tiêu dùng hoặc tác động môi trường. Vì vậy, sản phẩm được thiết kế và sản xuất theo xu hướng thay đổi thường xuyên để tạo ra lợi nhuận nhanh chóng, thay vì hơn là suy nghĩ lại một cách triệt để các cách thiết kế và sản xuất sản phẩm dựa trên nhu cầu của người tiêu dùng và tính bền vững. Xu hướng hiện nay đã thay đổi và cách thức cung cấp hàng dệt may được thiết kế và sản xuất để phù hợp hơn với nhu cầu của người tiêu dùng trong một cách bền vững hơn đã trở thành câu hỏi thường xuyên. Dệt 

may và thời trang là một trong những ngành gây ô nhiễm nhất thế giới. Mỗi giai đoạn trong vòng đời của một sản phẩm may mặc, từ khi có được chất xơ đến việc vứt bỏ (được gọi là “cái nôi đến nấm mồ”), đe dọa đến hành tinh và tài nguyên của nó cũng như các tiêu chuẩn đời sống xã hội. Những giai đoạn này và các tác động xã hội, kinh tế và môi trường có thể được liệt kê trong hình 1, cần khoảng 7.000-29.000 lít nước để sản xuất 1kg quần áo cotton. Điều này gần tương đương với một chiếc áo phông và một chiếc quần jean. Có tới 8.000 loại hóa chất khác nhau được sử dụng để biến nguyên liệu thô để sản xuất quần áo, bao gồm nhiều công đoạn nhuộm và hoàn thiện quá trình. Lượng hóa chất sử dụng cho 1kg vải thành phẩm dao động trong khoảng 1,5-6,9kg. Khoảng một phần tư thế giới tiêu thụ thuốc trừ sâu được dành cho ngành dệt may [5].

Thế giới với mức tiêu thụ sợi trung bình bình quân đầu người năm 2015 đã tăng lên 13kg từ 2kg vào những năm 1900, con số này vượt quá 20kg đối với các quốc gia phát triển. Và quần áo không bán được sẽ bị hỏng hoặc bị hỏng phong cách? Thường xuyên hơn, nó bị vứt bỏ trong các bãi chôn lấp khổng lồ. Các tổng lượng chất thải toàn cầu của ngành dệt may được báo cáo là 90 triệu tấn vào năm 2011 [5]. Làm thế nào ngành thời trang có thể trở nên bền vững hơn?



Hình 1. Vòng đời của ngành dệt may từ khi sinh ra đến khi tàn lụi

Ở Liên minh châu Âu, việc đăng ký, đánh giá, cấp phép và các quy định hạn chế hóa chất (REACH) ban hành ngày 01 tháng 6 năm 2007 yêu cầu các nhà sản xuất và nhập khẩu quần áo phải xác định và định lượng hóa chất được sử dụng trong sản phẩm của họ. Giải độc Greenpeace chiến dịch bắt đầu từ năm 2011 nhằm mục đích loại bỏ các chất độc hại các hóa chất đang được tiếp tục giám sát chặt chẽ và ngày càng tăng. Kể từ đó, Greenpeace đã kêu gọi ngành may mặc để loại bỏ tất cả các hóa chất độc hại khỏi chuỗi cung ứng của mình. Chắc chắn do đó các hạn chế mang tính pháp lý và tự nguyện được thực hiện trên toàn ngành. Một nhóm các hiệp hội dệt may hàng đầu và một số các thương hiệu đã cam kết, vào năm 2011, thiết lập không xả thải hóa chất độc hại (ZDHC) trong chuỗi cung ứng vào năm 2020. The Joint báo cáo lộ trình hợp tác này được xuất bản vào năm 2012 [7], chủ yếu điểm trọng tâm của một số dự án lộ trình là thực hiện nghiên cứu tích cực về các hóa chất khác nhau như chất chống thấm nước bền sẽ đủ khả năng hiệu suất cao với ít tác động đến môi trường. Các nhà sản xuất của máy dệt cũng tham gia vào tính bền vững. Chủ đề trong hội chợ ITMA-2015 vừa qua ở Milan là sự bền vững. Các nhà sản xuất rất quan tâm đến việc giảm mức tiêu thụ năng lượng, hạn chế trong việc sử dụng nước, thu hồi nhiệt và giảm thiểu các loại chất thải. Trong bối cảnh này, một cách tiếp cận mới được trình bày là hóa học xanh. Đó là một cách suy nghĩ chứ không phải là một nhánh hóa học mới và là về việc sử dụng một tập hợp các nguyên tắc nhằm tìm cách giảm bớt những tác động tiêu cực tác động môi trường của các quá trình, sản phẩm hóa học và góp phần phát triển bền vững [8]. Nó liên quan đến khoa học mới và công nghệ để ngăn chặn sự hình thành bất kỳ chất thải nào trong vòng đời đánh giá (LCA). Nguyên tắc và mục tiêu của hóa học xanh rất đa dạng [9, 10]: Loại bỏ hoặc giảm thiểu chất thải, sản phẩm an

toàn hơn và không độc hại, phản ứng trực tiếp với các bước tối thiểu hoặc ít hơn và nguyên liệu có thể tái tạo và không cạn kiệt là một số trong số đó. Thử thách hóa học xanh cũng là mối quan tâm của tất cả các nhà sản xuất và nhà thiết kế được liệt kê trong [9, 11].

Tất cả chúng ta đều cần phải nghĩ rằng tất cả những bộ quần áo này được làm ra như thế nào và nó là gì? Nó đang làm gì với hành tinh của chúng ta? Dệt may bền vững được thiết kế để giải quyết một nhận thức ngày càng tăng về những vấn đề như vậy. Kawamura [12] thảo luận về thời trang đó và quần áo là những khái niệm riêng biệt; thời trang là phi vật chất, trong khi quần áo là vật chất. Một mặt, nó có vẻ hợp lý, đặc biệt trong thời đại của chúng ta khi hình ảnh thời trang có thể thể hiện một thế giới giả tưởng. Cái này nhận thức về thời trang dường như không có vấn đề gì trong bối cảnh sự bền vững. Mặt khác, chúng ta phải thừa nhận rằng thời trang thúc đẩy những thay đổi trong chính quần áo. Ngay khi thời trang được kết hợp với một quá trình và một sản phẩm hoặc được định nghĩa là một ngành công nghiệp văn hóa thiết lập các khía cạnh thẩm mỹ và thực tế của thói quen ăn mặc của chúng ta, chất liệu của sản phẩm và tốc độ thay đổi trở nên quan trọng [13].

Tạp chí thời trang cũng giúp thúc đẩy nhu cầu và mong muốn về những thứ “phải có” mới cho mỗi mùa. Mặt khác, thời trang nhanh để lại dấu chân ô nhiễm theo từng bước trong vòng đời của quần áo tạo ra các nguy cơ tiềm ẩn về môi trường và nghề nghiệp như đã nêu ở trên. Ngược lại, Slow Fashion đề cập đến kiểu dáng, mẫu mã và chất lượng của một bộ quần áo, cũng như ý định đằng sau cách nó được tạo ra. Nó liên quan đến việc mua quần áo làm bằng vải bền và tránh xa khỏi những xu hướng biến động nên bạn vẫn có thể mặc những món

đồ mình yêu thích. Như Papanek [14] đã nêu mục tiêu của sự bền vững trong thời trang có thể khá rõ ràng nhưng các phương pháp đạt được tính bền vững thì chưa rõ ràng chút nào. Thời trang bền vững là một nỗ lực phức tạp, bao gồm rất nhiều chủ nghĩa duy tâm, nhưng nhiều yếu tố của nó phải được xem xét ở mức độ thực tế. Một định nghĩa chặt chẽ về tính bền vững được đưa ra bởi Chouinard [15]: “Bạn chỉ có thể lấy ra khỏi hệ thống một lượng tương tự năng lượng khi bạn đưa vào mà không gây ô nhiễm hoặc lãng phí”. Anh cũng thừa nhận rằng: “Chưa bao giờ có và bây giờ cũng không có một giải pháp bền vững kinh doanh hay thời trang bền vững trên hành tinh này”. Một điểm quan trọng khác là nhận thức của người tiêu dùng hoặc cộng đồng nói chung. Nếu bạn biết mua một số sản phẩm nhất định và các dịch vụ đã giúp cứu hành tinh, bạn có trả nhiều tiền hơn cho chúng không? Theo một báo cáo gần đây của Nielsen [16], hầu hết người dân trên thế giới người tiêu dùng sẽ. Hơn 30.000 người tiêu dùng ở 60 quốc gia đã được thăm dò ý kiến vào năm 2015 về hành vi mua hàng của họ với 66% trong số họ sẵn sàng trả nhiều tiền hơn cho các thương hiệu bền vững, tăng 11% so với năm trước. Năm 2014, trung bình toàn cầu có 55% số người được hỏi ở cuộc khảo sát trách nhiệm xã hội doanh nghiệp của Nielsen cho biết họ sẵn sàng phải trả thêm tiền khi các công ty cam kết mang lại lợi ích xã hội và tác động môi trường. Những kết quả này rất đáng khích lệ nhưng nó cũng sớm để lạc quan.

3. KẾT LUẬN

Về tính bền vững, các hoạt động sản xuất hàng dệt may có tác động đáng kể đến cả phúc lợi môi trường và xã hội. Do đó, các công ty thời trang và nhà sản xuất hàng may mặc nên áp dụng người tiêu dùng tập trung khi xem xét lại chuỗi cung ứng bền vững của họ. 

Tuy nhiên, điều đó vẫn chưa đủ để hầu hết các công ty thời trang sản xuất quần áo thời trang trong hệ thống sản xuất bền vững và phát triển chúng bằng các vật liệu bền vững và có thể tái chế. Việc sử dụng tự nhiên và sợi phân hủy sinh học mới nên được thúc đẩy. Mặt khác, có thể bị hạn chế trong việc sử dụng đất nông nghiệp trong tương lai gần vì lương thực sẽ thiếu hụt do dân số thế giới ngày càng tăng nên được giữ ở mức tối thiểu. Các công ty thời trang được khuyến khích cung cấp thông tin chi tiết hơn và thông tin minh bạch về sản xuất thời trang bền vững, điều này có lợi cho việc tiêu dùng thời trang bền vững và cũng kích thích quyết định mua hàng của người tiêu dùng. Sự sẵn có của thông tin liên quan là một cách hiệu quả để giáo dục người tiêu dùng thời trang và nâng cao nhận thức của họ về tính bền vững. Những nỗ lực này không nên giới hạn ở các công ty thời trang, tất cả các nhà cung cấp trên chuỗi cung ứng dệt may và người tiêu dùng cùng với các nhà sản xuất và bán lẻ cần tham gia và chứng minh sự cam kết. ♦

Ngày nhận bài: **12/02/2024**

Ngày phản biện: **20/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Marsh GP. *Man and Nature: or, Physical Geography as Modified by Human Action*. Cambridge: Belknap Press of Harvard University Press; 1864. p. 582.
- [2]. *National Research Council. Sustainability and the US EPA. The National Academies Press*, Washington, USA; 2011.
- [3]. Amuelsen PA. *Economic Theory and Mathematics--An Appraisal*. The American Economic Review. 1952;42(2):56–66.
- [4]. WCED. *Our Common Future. World Commission on Environment and Development*. Oxford University Press; 1987. p. 1–247.
- [5]. Blackburn RS. *Sustainable textiles: Life cycle and environmental impact*. Cornwall; Woodhead Publishing; 2009. p. 416.
- [6]. Green Peace. *The Detox Campaign*. 2011.
- [7]. ZDHC Programme. *Durable Water and Soil Repellent Chemistry in the Textile Industry-A Research Report*. P05 Water Repellency Project. 2012. p. 1–52.
- [8]. EHSC. *Royal Society of Chemistry: Legal and Ethical Responsibilities for Environmental Protection. Environment, Health and Safety Committee*. London, UK; 2002. p. 1–6.
- [9]. Choudhury AKR. *Green Chemistry and Textile Industry*. J Textile Engineering & Fashion Technology. 2017;2(3):1–12.
- [10]. Clark JH. Green Separation Processes. In: Afonso CAM, Crespo JG, editors. Weinheim: Wiley-VCH Verlag, 2005. p. 383.
- [11]. Poliakov M, Licence P. *Sustainable technology: Green Chemistry*. Nature. 2007;450(7171):810–812.
- [12]. Kawamura Y. *Fashion-ology: An Introduction to Fashion Studies*. Berg, Oxford, USA; 2005. p. 120.
- [13]. Aakko M, Koskenurmi-Sivonen R. *Designing Sustainable Fashion: Possibilities and Challenges*. Research J Textile & Apparel. 2013;17(1):13–22.
- [14]. Papanek V. *Design for the Real World: Human Ecology and Social Change*. 2nd ed. J Design History. 1984;6(4):307–310.
- [15]. Chouinard Y. *Sustainable Fashion: Why Now? A conversation about issues, practices, and possibilities*. In: J Hethorn, C Ulasewicz, editors. Fairchild, New York, USA; 2008. p. 488.
- [16]. Nielsen's 2015. *Global Corporate Sustainability Report*. 2016.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG PHẦN MỀM CLO3D TRONG THIẾT KẾ VÀ DẠY VẼ KẾT CẤU TRANG PHỤC

RESEARCH ON THE APPLICATION OF CLO3D SOFTWARE IN DESIGN AND TEACHING OF GARMENT STRUCTURE DRAWING

Trần Nguyên Lâm

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

TÓM TẮT

Đối với phương pháp thiết kế may mặc truyền thống, việc thiết kế là một quá trình tốn thời gian và công sức từ việc chọn mẫu – thiết kế mẫu trang phục – điều chỉnh mẫu – sản phẩm. Tuy nhiên, khi sử dụng phần mềm CLO3D với chức năng điều chỉnh tấm mẫu thực hiện chuyển đổi tọa độ từ mặt phẳng sang 3D trực quan, giúp tiết kiệm nhân lực và giờ công. Chức năng tạo cơ thể con người, chức năng phối cảnh, chức năng hiển thị suất, chức năng điểm tiếp xúc và các chức năng khác của phần mềm CLO3D có thể phân tích sâu sắc nhiều yếu tố ảnh hưởng đến các phiên bản quần áo thiết kế để làm cho phiên bản phù hợp hơn. Phần mềm CLO3D trong thiết kế kết cấu hàng may mặc cho cái nhìn trực quan, hiệu quả hơn, tiết kiệm thời gian và công sức trong thiết kế may mặc.

Từ khóa: Bản vẽ kết cấu quần áo; CLO3D; Làm mẫu.

ABSTRACT

For traditional garment design methods, designing is a time-consuming and labor-intensive process that includes choosing samples, designing costumes, and adjusting samples and products. However, when using CLO3D software with the function of adjusting the sample plate, converting coordinates from the plane to 3D is intuitive, helping to save manpower and time. The human body generation function, perspective function, pressure display function, contact point function, and other functions of CLO3D software can deeply analyze many factors affecting clothing versions. CLO3D software in garment structural design provides a more intuitive and efficient look, saving time and effort in garment design and teaching garment structure drawing.

Keywords: Clothing Structure drawing; CLO3D software; Sample clothes.



1. GIỚI THIỆU

Toàn bộ quá trình làm vải phụ thuộc vào nghệ thuật tạo mẫu [1]. Đây là một loại hình nghệ thuật bao gồm việc viên và xử lý một mảnh vải phẳng để vừa với đường viên của cơ thể con người. Nó đóng vai trò là cầu nối giữa thiết kế và sản xuất. Một mẫu, đại diện cho thiết kế dưới dạng các phần kết cấu nên trang phục, cho phép nhà thiết kế chuyển bản vẽ thành một sản phẩm quần áo hoàn chỉnh [2]. Việc vẽ ra bản thiết kế cho bất kỳ loại quần áo nào được gọi là tạo mẫu [3]. Các mẫu được sử dụng làm mẫu để cắt vải và khớp với số đo cần thiết để may quần áo.

Phần mềm thử đồ CLO3D là phần mềm thiết kế thời trang được sáng tạo bởi Công ty Trách nhiệm hữu hạn Thời trang áo CLO Hàn Quốc. Nó có bốn chức năng: tạo cơ thể người, thiết kế mẫu, chỉnh sửa lỗi mẫu và hiển thị. Phần mềm này có thể thiết lập ma-nơ-canh với dữ liệu chính xác, chuyển đổi mô hình hai chiều thành trang phục ba chiều trên ma-nơ-canh và thay thế các loại vải để mô phỏng độ mềm, độ dày và độ rủ của vải. Phần mềm thử đồ CLO3D có chức năng hiển thị tĩnh và động, có thể hiển thị hiệu ứng mặc của quần áo từ nhiều góc độ và mô phỏng màn trình diễn động khi mặc đồ. Phần mềm điều chỉnh CLO3D tích hợp thiết kế kiểu dáng quần áo, thiết kế cấu trúc và độ vừa vặn ba chiều, đồng thời thực hiện việc sửa đổi và chuyển đổi đồng thời quần áo từ hai chiều sang ba chiều, cho phép các nhà thiết kế nhìn thấy một cách trực quan hiệu quả mặc quần áo hoàn thiện của quần áo mà không cần cần lấy mẫu trung gian, giúp tiết kiệm nhân lực và giờ công [4].

Nghiên cứu này chỉ ra những thuận lợi vượt trội khi ứng dụng phần mềm CLO3D trong thiết kế và giảng dạy về xây dựng bản vẽ cấu trúc của trang phục.

2. SỰ THUẬN LỢI KHI SỬ DỤNG PHẦN MỀM CLO3D TRONG GIẢNG DẠY THIẾT KẾ TRANG PHỤC

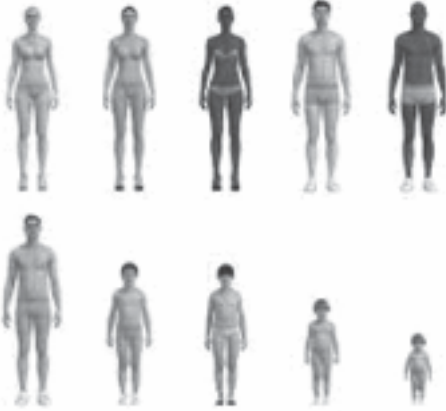
2.1. Chuyển đổi tương tự từ mặt phẳng sang phối cảnh

Bản vẽ cấu trúc quần áo là khâu trung gian từ bản vẽ thiết kế đến thành phẩm may mặc. Bản vẽ cấu trúc có thực sự khôi phục được ý tưởng thiết kế của nhà thiết kế và đạt được hiệu quả mặc như mong đợi của trang phục là một vấn đề rất quan trọng. Cần phải cắt vải, may mẫu và thử trên mẫu thật, sau đó mặc nó để kiểm tra. Việc dạy vẽ cấu trúc quần áo truyền thống về cơ bản áp dụng hình thức giáo viên vẽ và giải thích trên bảng đen trong khi sinh viên theo giáo viên vẽ, sau đó vẽ bản vẽ cấu trúc trên giấy, thêm đường nối và cắt mẫu bằng tay. Dù ở hình thức nào cũng đều đòi hỏi quá trình cắt, may quần áo mẫu rất tốn thời gian. Chức năng điều chỉnh tám mẫu của phần mềm CLO3D có thể nhanh chóng hiển thị trạng thái của người mẫu mặc quần áo mẫu, thực hiện chuyển đổi tọa độ từ mặt phẳng sang tọa độ ba chiều và loại bỏ quy trình thiết kế tẻ nhạt, tốn thời gian và lặp đi lặp lại.

2.2. Tạo hình người 3D bằng phần mềm CLO3D

Bản vẽ cấu trúc quần áo dựa trên cơ thể con người. Trong quá trình học vẽ cấu trúc quần áo, đặc điểm hình dáng cơ thể, đặc điểm cấu trúc của các bộ phận khác nhau, điểm tham chiếu của các bộ phận khác nhau trong thể tích quần áo và số đo ngang của các bộ phận (chu vi đầu, chu vi cổ, chu vi ngực, v.v.). Các mối quan hệ tĩnh và động của cơ thể con người đều là những kiến thức cần phải nắm vững khi vẽ kết cấu. Trong phần mềm CLO3D, sinh viên có thể tạo ra một ma-nơ-canh với kích thước chính xác và hình dáng giống thật theo dữ liệu về kích

thước cơ thể con người (hình 1). Để tạo dữ liệu cơ thể chính xác, chúng ta có thể đặt kích thước của mô hình, chẳng hạn như chu vi ngực, chu vi vòng eo, chu vi hông, chiều cao... Trong quá trình thiết lập các kích thước cụ thể, sinh viên có thể hiểu biết trực quan và sâu sắc hơn về hình dạng và tỷ lệ của cơ thể con người.



Hình 1. Các mẫu ma-nơ-canh khác nhau trong phần mềm CLO3D

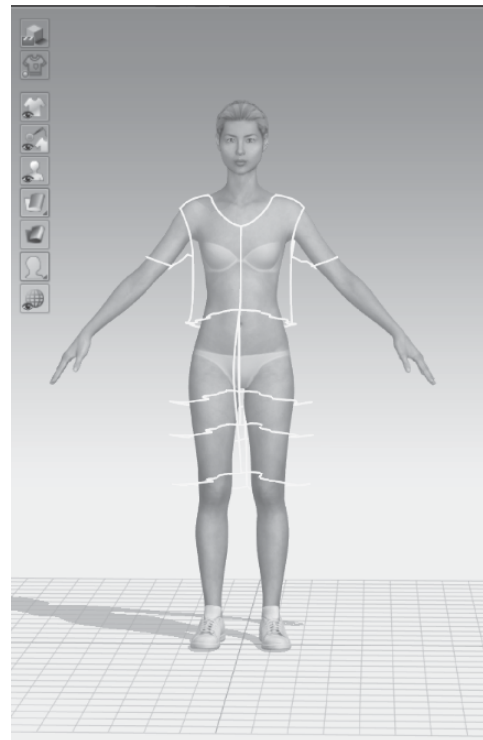
2.3. Phần mềm CLO3D có thể kiểm soát mức độ giãn hiệu quả hơn

Trong bản vẽ cấu trúc quần áo, mức độ giãn ảnh hưởng trực tiếp đến hình thức bên ngoài của quần áo, khả năng di chuyển và sự thoải mái của cơ thể con người, và cách thiết kế chính xác mức độ giãn là chìa khóa cho các thông số thiết kế của quần áo thành phẩm. Làm thế nào để “định lượng” mức độ giãn của quần áo luôn là bài kiểm tra trình độ toàn diện của nhà thiết kế. Trong bài dạy về cấu trúc quần áo trước đây, kích thước thực của cơ thể con người + mức độ giãn = thông số kỹ thuật của quần áo, mức độ giãn chỉ có thể được đánh giá và xác định dựa trên các yếu tố như độ dày của lớp quần áo bên trong, độ dày của chất liệu vải, mức độ hoạt động của con người và hiệu ứng hình ảnh của bề ngoài, chủ yếu dựa vào kinh nghiệm của giáo viên, thiếu chính xác. Phần

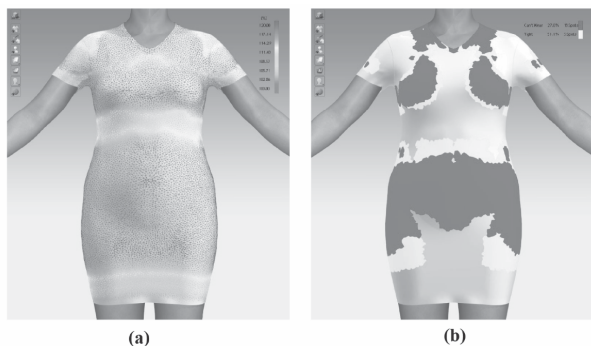
mềm CLO3D có các chức năng phối cảnh quần áo, giá trị áp suất quần áo và điểm tiếp xúc với quần áo, có thể hiển thị trực quan mối quan hệ và áp lực giữa đường viền quần áo và cơ thể con người, từ đó đánh giá sự thoải mái và thư giãn của quần áo.

2.3.1. Chức năng phối cảnh quần áo

Phần mềm CLO3D có thể điều chỉnh độ trong suốt của quần áo trong quá trình lấy mẫu. Sau khi hiển thị chiếc váy áo của cơ thể con người, chúng ta có thể thấy khoảng cách giữa đường viền bên ngoài của quần áo và cơ thể con người, để xác định xem mức độ giãn trong sơ đồ cấu trúc quần áo có phù hợp hay không. Giáo viên có thể trực tiếp cho người học thấy mối quan hệ giữa mức độ giãn và đường viền bên ngoài của quần áo thông qua mô phỏng đồng bộ mẫu giấy và quần áo để tính toán chính xác mức độ giãn, như thể hiện trong hình 2.



Hình 2. Điều chỉnh độ trong để kiểm tra độ giãn 



Hình 3. Bản đồ áp suất (a) và độ vừa của trang phục (b)

2.3.2. Chức năng của giá trị áp suất quần áo

Áp suất quần áo trong phần mềm CLO3D có thể được biểu thị bằng màu sắc và giá trị. Mức độ giãn của quần áo có thể được xác định bằng các màu sắc khác nhau của quần áo "điểm áp lực" và "bề mặt áp lực" trên cơ thể con người. Vùng màu đỏ càng lớn thì giá trị áp suất ở vùng này càng lớn, vùng màu xanh biểu thị trạng thái có giá trị áp suất nhỏ và vùng màu vàng biểu thị trạng thái có giá trị áp suất trung gian. Sử dụng phần mềm CLO3D, sinh viên có thể đánh giá độ vừa vặn của quần áo dựa trên màu sắc của bản đồ áp suất. Ví dụ: khi kiểm tra xem trang phục có vừa hay không, chúng ta có thể sử dụng chức năng hiển thị độ vừa vặn của trang phục. Hình 3 thể hiện mối quan hệ giữa trạng thái áp suất (hình 3-a) và độ vừa vặn của trang phục thiết kế (hình 3-b). Những khu vực màu đỏ là trang phục thiết kế quá chặt.

2.3.3. Chức năng điểm tiếp xúc quần áo

“Điểm áp lực” trong phần mềm CLO3D là điểm tiếp xúc giữa quần áo ảo và cơ thể người ảo, cũng có thể hiểu là điểm mà quần áo trói buộc cơ thể con người. Khi chọn bất kỳ điểm tiếp xúc nào giữa quần áo và cơ thể con người, bề mặt cơ thể con người sẽ hiển thị giá

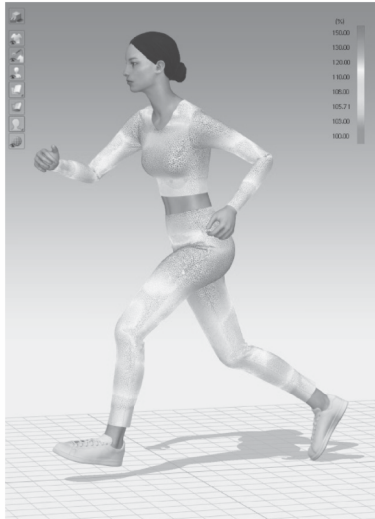
trị áp suất. Số lượng điểm áp lực càng lớn thì lực cản của quần áo lên cơ thể con người trong khu vực càng lớn và quần áo ở trạng thái bị co rút hoặc bó chặt (hình 3).

2.4. Điều chỉnh tính chất của vải

Độ dày của vải, độ chặt của tổ chức vải, độ đàn hồi của vải, độ co của đường may và tốc độ co rút khi ủi đều là những yếu tố quan trọng cần được xem xét trong bản vẽ cấu trúc hàng may mặc. Tuy nhiên, trong quá trình dạy vẽ kết cấu trước đây, những thay đổi của các yếu tố vải này đối với hoa văn và hiệu ứng quần áo thành phẩm rất khó chính xác. Trong phần mềm CLO3D các thông số như mật độ, trọng lượng mét vuông, độ bền đứt và độ bền màu của vải, đồng thời kết quả phát hiện có thể được nhập vào phần mềm CLO3D. Sau đó, các thông số thiết kế như kết cấu vải, độ dày, độ đàn hồi và hướng kết cấu, các tính chất vật lý và kết cấu bề mặt của vải có thể hiển thị hiệu ứng của vải ở trạng thái ảo. Sau đó, mẫu với các thông số vải đã được sửa đổi sẽ được đặt trên phần tương ứng của cơ thể con người và hiển thị bằng đường khâu ảo (hình 4).



Hình 4. Thay đổi độ dày của vải thiết kế



Hình 5. Hiện thị ứng suất khi vận động

2.5. Phần mềm CLO3D có chức năng hiển thị động

Chức năng hiển thị động của phần mềm CLO3D có thể xác minh tính hợp lý của sơ đồ cấu trúc quần áo một cách hiệu quả. Phần mềm CLO3D có thể mô phỏng hiệu ứng mặc của quần áo khi tính đến chuyển động của con người. Cơ thể con người rất phức tạp và dễ thay đổi trong quá trình vận động. Mọi chuyển động sẽ gây ra sự thay đổi chiều dài bề mặt của các bộ phận chuyển động. Nếu độ co giãn của vải kém, độ dài và độ giãn của quần áo không đủ thì quần áo sẽ cản trở cơ thể con người trong quá trình vận động. Thông qua phần mềm CLO3D, chúng ta có thể quan sát những thay đổi cụ thể trên trang phục khi cơ thể con người đi lại, từ đó suy ra liệu phiên bản thiết kế quần áo có vấn đề gì hay không (hình 5), từ đó điều chỉnh sơ đồ

cấu trúc của quần áo và làm cho phiên bản thể hiện hiệu quả mặc tốt nhất.

3. KẾT LUẬN

Việc ứng dụng phần mềm CLO3D mang lại nhiều sự thuận lợi trong quá trình thiết kế và giảng dạy triển khai bản vẽ kết cấu của trang phục. Nó giúp giảm thời gian và chi phí trong quá trình thiết kế và tạo cho người học cái nhìn trực quan sinh động. Ngoài ra, khi sử dụng phần mềm CLO3D, ý tưởng của nhà thiết kế có thể được bảo tồn khi triển khai bản vẽ kết cấu. Cho nên, việc áp dụng phần mềm CLO3D trong điều kiện giảng dạy ở các trường đại học về may mặc và thiết kế thời trang ở Việt Nam là hoàn toàn khả thi. ❖

Ngày nhận bài: **15/02/2024**

Ngày phản biện: **25/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Kershaw G, *Pattern cutting for menswear*, 2021.
- [2]. Amos E, Osei-Poku E, Ahiabor P, Peligah YS, *Exploring digital techniques for fashion illustration*. ADRRI J Arts Soc Sci 2017;15:2343-6891.
- [3]. Jhanji Y, *Computer-aided design garment designing and patternmaking*. Elsevier Ltd; 2017. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-101211-6.00011-2>.
- [4]. Habib MA, Alam MS, *A comparative study of 3D virtual pattern and traditional pattern making*. J Text Sci Technol 2024;10:1-24. <https://doi.org/10.4236/jtst.2024.101001>.

NGHIÊN CỨU TỔNG QUAN VỀ KỸ THUẬT PHÁT HIỆN LỖI VẢI TỰ ĐỘNG

OVERVIEW RESEARCH ON AUTOMATIC FABRIC DEFECT DETECTION TECHNIQUES

Nguyễn Thị Lan Anh

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

TÓM TẮT

Kiểm tra chất lượng là một khía cạnh quan trọng của sản xuất công nghiệp hiện đại. Trong sản xuất ngành dệt may, việc kiểm tra vải tự động là rất quan trọng để duy trì chất lượng vải. Trong một thời gian dài, quy trình kiểm tra lỗi vải vẫn được thực hiện bằng sự kiểm tra trực quan của con người nên không đầy đủ và tốn kém. Vì vậy, việc kiểm tra lỗi vải tự động là cần thiết để giảm chi phí và lãng phí thời gian do lỗi gây ra. Việc phát triển hệ thống kiểm tra web hoàn toàn tự động đòi hỏi các thuật toán phát hiện lỗi vải tiên tiến và hiệu quả. Phát hiện các lỗi vải cục bộ là một trong những vấn đề hấp dẫn nhất trong thị giác máy tính. Phân tích kết cấu đóng một vai trò quan trọng trong việc kiểm tra trực quan tự động các hình ảnh kết cấu để phát hiện các khuyết điểm của chúng. Các phương pháp tiếp cận khác nhau để phát hiện lỗi vải đã được đề xuất trong nghiên cứu. Bài báo đã khảo sát về các kỹ thuật phát hiện khuyết tật của vải, trên cơ sở tính chất của các đặc điểm trên bề mặt vải, các phương pháp đề xuất được chia thành ba loại: thống kê, quang phổ và dựa trên mô hình.

Từ khóa: Kiểm tra; Chất lượng; Hệ thống; Tự động.

ABSTRACT

Quality control is an important aspect of modern industrial production. In textile manufacturing, automatic fabric inspection is very important to maintain fabric quality. For a long time, the fabric defect inspection process was still performed by human visual inspection, which was incomplete and expensive. Therefore, automatic fabric error checking is necessary to reduce costs and wasted time caused by errors. Developing a fully automated web inspection system requires advanced and effective fabric defect detection algorithms. Detecting local fabric defects is one of the most intriguing problems in computer vision. Texture analysis plays an important role in automated visual inspection of texture images to detect their defects. Different approaches for fabric defect detection have been proposed in research. The article has surveyed techniques for detecting fabric defects. Based on the nature of the fabric surface features, the proposed methods are divided into three types: statistical, spectroscopic, and model-based.

Keywords: Inspection; Quality; System; Automatic.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

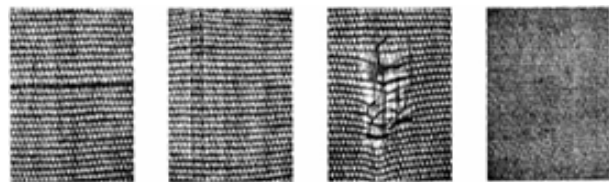
Trong ngành dệt may, việc kiểm tra lỗi vải đóng vai trò quan trọng trong việc kiểm soát chất lượng. Tuy nhiên, nhiệm vụ kiểm tra hiện nay chủ yếu do con người thực hiện và lao động cường độ cao này không phải lúc nào cũng đưa ra đánh giá nhất quán về sản phẩm. Hệ thống kiểm tra trực quan tự động vải (FAVI) là một giải pháp thay thế hấp dẫn cho việc kiểm tra bằng thị giác của con người. Dựa trên những tiến bộ trong công nghệ máy tính, xử lý hình ảnh và nhận dạng mẫu, hệ thống FAVI có thể cung cấp hiệu suất đáng tin cậy, khách quan và ổn định trong việc kiểm tra lỗi vải. Một hệ thống tự động tốt có nghĩa là chi phí lao động thấp hơn [1] và thời gian sản xuất ngắn hơn [2]. Có rất nhiều công trình được báo cáo trong hai thập kỷ qua, trong đó việc kiểm tra dựa trên thị giác máy tính đã trở thành một trong những lĩnh vực ứng dụng quan trọng nhất. Các vật liệu kết cấu có thể được chia thành các kết cấu đồng nhất, ngẫu nhiên hoặc có hoa văn. Brazakovic và cộng sự [3] đã trình bày chi tiết cách tiếp cận dựa trên mô hình để kiểm tra các vật liệu có kết cấu ngẫu nhiên. Vấn đề về họa tiết in yêu cầu đánh giá tính đồng nhất của màu sắc [4] và tính nhất quán của các mẫu in. Ngan H.Y.T và cộng sự [5] đã giới thiệu các phương pháp dải thông thường (RB) mới là phương pháp tiếp cận hiệu quả để kiểm tra kết cấu mẫu. Bài viết này tập trung vào việc kiểm tra các vật liệu có kết cấu đồng nhất và trình bày khảo sát về các kỹ thuật hiện có để kiểm tra các khuyết tật của vải.

2. LỖI VẢI

Các lỗi hoặc khuyết tật của vải là nguyên nhân gây ra gần 85% các khuyết tật được tìm thấy trong ngành may mặc [6]. Các nhà sản xuất chỉ thu hồi được 45-65% lợi nhuận từ hàng hóa kém chất lượng [7]. Vì vậy, việc

phát hiện, xác định và ngăn chặn những khiếm khuyết này tái diễn. Có rất nhiều loại lỗi vải, phần lớn nguyên nhân là do trục trặc của máy và có hướng dọc theo hướng gấp (gãy sợi gấp hoặc thiếu sợi gấp), chúng có xu hướng dài và hẹp. Hệ thống phát hiện và xác định lỗi tự động giúp nâng cao chất lượng sản phẩm và mang lại năng suất được cải thiện nhằm đáp ứng cả nhu cầu của khách hàng và giảm chi phí liên quan đến chất lượng kém. Gần đây, việc phát hiện lỗi được thực hiện thủ công sau khi đã sản xuất đủ lượng vải, lấy ra khỏi máy sản xuất rồi bó thành những cuộn lớn hơn và đưa đến khung kiểm tra. Giải pháp tối ưu cho vấn đề này là tự động kiểm tra vải khi nó được sản xuất và cảnh báo cho nhân viên bảo trì khi máy cần được chú ý để ngăn ngừa lỗi sản xuất, hoặc thay đổi các thông số quy trình để tự động ngăn chặn nhằm cải thiện chất lượng sản phẩm. Điều này được thực hiện bằng cách xác định các lỗi trên vải bằng kỹ thuật xử lý hình ảnh và sau đó dựa trên kích thước của lỗi; vải được phân loại tương ứng. Nickoloy và cộng sự [8] đã chỉ ra rằng việc đầu tư vào hệ thống kiểm tra vải tự động có tính hấp dẫn về mặt kinh tế khi xem xét việc giảm chi phí nhân sự và các lợi ích liên quan.

Kỹ thuật phân tích kết cấu để kiểm tra lỗi vải: Kết cấu là một trong những đặc điểm quan trọng nhất trong việc xác định khuyết tật hoặc sai sót.



Hình 1. Mẫu lỗi vải: a. Sợi đôi; b. Thiếu sợi; c. Sợi đứt; d. Sự biến đổi của sợi

Hình 1 cho thấy một số khuyết tật ở các vật liệu vải khác nhau. Trong thực tế, nhiệm vụ phát hiện khuyết tật phần lớn được xem như

một vấn đề phân tích kết cấu [9-14] đã phân loại các kỹ thuật phân tích kết cấu được sử dụng để kiểm tra trực quan thành bốn cách: phương pháp thống kê, phương pháp cấu trúc, phương pháp tiếp cận dựa trên bộ lọc và phương pháp tiếp cận dựa trên mô hình. M.Tuceryan và Jain [15] đã xác định năm loại tính năng chính để phân tích kết cấu: tính năng thống kê, hình học, cấu trúc, dựa trên mô hình và xử lý tín hiệu.

3. PHƯƠNG PHÁP THỐNG KÊ

Phương pháp phân tích kết cấu thống kê đo lường sự phân bố không gian của các giá trị pixel. Một giả định quan trọng trong phương pháp này là số liệu thống kê về các vùng không có khuyết tật là cố định và các vùng này mở rộng trên một phần đáng kể của hình ảnh kiểm tra. Các phương pháp thống kê có thể được phân loại thành thống kê bậc nhất (một pixel), bậc hai (hai pixel) và bậc cao hơn (ba pixel trở lên) dựa trên một số pixel xác định các đặc điểm cục bộ. Thống kê bậc một ước tính các thuộc tính như trung bình và phương sai của các giá trị pixel riêng lẻ, bỏ qua sự tương tác không gian giữa các pixel hình ảnh. Mặt khác, thống kê bậc hai và cao hơn ước tính các thuộc tính của hai hoặc nhiều giá trị pixel xảy ra tại các vị trí cụ thể tương ứng với mỗi pixel khác. Các phương pháp phát hiện khuyết tật sử dụng các đặc điểm kết cấu được trích xuất từ các kích thước fractal, thống kê bậc nhất, tương quan chéo, phát hiện cạnh, phép toán hình thái, ma trận đồng xuất hiện, bộ lọc riêng, hàm thứ tự xếp hạng và nhiều phép biến đổi tuyến tính cục bộ được phân loại vào lớp này.

- Phát hiện lỗi bằng tính năng ma trận đồng xuất hiện;

- Phát hiện khuyết tật bằng các phép biến đổi tuyến tính cục bộ;

- Phát hiện khuyết tật bằng kích thước fractal (fd);

- Phát hiện khuyết tật bằng cách sử dụng tính năng phát hiện cạnh;

- Phát hiện khuyết tật bằng cách sử dụng tương quan chéo;

- Phát hiện lỗi bằng cách sử dụng ngưỡng hai cấp;

- Phát hiện khuyết tật bằng các thao tác hình thái;

- Phát hiện lỗi bằng mạng thần kinh;

- Phát hiện lỗi bằng cách sử dụng biểu đồ.

4. PHƯƠNG PHÁP QUANG PHỔ

Đây là những phương pháp thị giác máy tính tiên tiến và hiệu quả để phát hiện lỗi vôi. Kết cấu được đặc trưng bởi các kết cấu nguyên thủy hoặc các phần tử kết cấu và sự sắp xếp không gian của những nguyên thủy này [16]. Vì vậy, mục tiêu chính của các phương pháp này trước tiên là trích xuất các kết cấu nguyên thủy và thứ hai là mô hình hóa hoặc khái quát hóa các quy tắc sắp xếp không gian. Mức độ tuần hoàn cao của kết cấu cơ bản các nguyên thủy, chẳng hạn như sợi trong trường hợp vải dệt, cho phép sử dụng các đặc điểm quang phổ để phát hiện các khuyết tật. Tuy nhiên, hình ảnh có kết cấu ngẫu nhiên không thể được mô tả theo các quy tắc nguyên thủy và dịch chuyển vì sự phân bố mức xám trong những hình ảnh như vậy khá ngẫu nhiên. Do đó, phương pháp quang phổ không phù hợp để phát hiện các khuyết tật trong vật liệu có kết cấu ngẫu nhiên. Các cách tiếp cận khác nhau để phát hiện các

khuyết tật trong vật liệu có kết cấu đồng nhất bằng cách sử dụng các đặc điểm miền tần số và không gian tần số đã được báo cáo trong tài liệu. Trong các phương pháp tiếp cận miền phổ, các đặc điểm kết cấu thường bắt nguồn từ phép biến đổi Fourier [17, 18], phép biến đổi Gabor [19, 20] và phép biến đổi Wavelet [21].

- Phát hiện khuyết tật bằng biến đổi phạm vi rời rạc;
- Phát hiện khuyết tật bằng bộ lọc Gabor;
- Phát hiện khuyết tật bằng cách sử dụng biến đổi Wavelet.

5. CÁCH TIẾP CẬN DỰA TRÊN MÔ HÌNH

Các phương pháp phân tích kết cấu dựa trên mô hình dựa trên việc xây dựng một mô hình hình ảnh có thể được sử dụng không chỉ để mô tả kết cấu mà còn để tổng hợp nó. Các phương pháp tiếp cận dựa trên mô hình đặc biệt phù hợp với hình ảnh vải có các biến thể bề mặt ngẫu nhiên (có thể do đồng sợi hoặc nhiễu), hoặc đối với các loại vải có kết cấu ngẫu nhiên mà các phương pháp thống kê và quang phổ chưa cho thấy tính hữu ích của chúng. Các trường ngẫu nhiên Markov (MRF) đã được sử dụng phổ biến để mô hình hóa hình ảnh. Lý thuyết MRF cung cấp một cách thuận tiện và nhất quán để mô hình hóa các thực thể phụ thuộc vào ngữ cảnh như pixel, thông qua việc mô tả đặc tính ảnh hưởng lẫn nhau giữa các thực thể đó bằng cách sử dụng phân phối MRF có điều kiện [22]. Một số mô hình xác suất của kết cấu đã được đề xuất và sử dụng để phát hiện khuyết tật [23], Cohen và cộng sự đã sử dụng trường ngẫu nhiên Gaussian Markov (GRMF) để mô hình hóa web dệt không có khuyết tật. Quá trình kiểm tra được coi là một vấn đề kiểm

tra giả thuyết trên số liệu thống kê thu được từ mô hình GMRF. Hình ảnh vải cần kiểm tra được chia thành các cửa sổ nhỏ trong quá trình kiểm tra; Sau đó, kiểm tra tỷ lệ khả năng được sử dụng để phân loại các cửa sổ là không bị lỗi hoặc bị lỗi. Hình ảnh thử nghiệm được phân chia thành các khối con không chồng chéo, trong đó mỗi cửa sổ sau đó được phân loại là bị lỗi hoặc không bị lỗi. Baykut và cộng sự [24] đã triển khai phương pháp này trong ứng dụng thời gian thực với hệ thống DSP chuyên dụng [25], tác giả đã chỉ ra rằng các phương pháp dựa trên MRF có tính cạnh tranh trong một nghiên cứu so sánh với các phương pháp dựa trên thống kê và quang phổ khác trong việc phát hiện khuyết tật. Brzakovic và cộng sự [26, 27] thảo luận về cách tiếp cận lý thuyết dựa trên mô hình Poisson để kiểm tra các tài liệu web. Mục tiêu kiểm tra là định lượng tính ngẫu nhiên và tính đồng nhất trên toàn bộ vật liệu. Campbell và cộng sự [28] phát hiện mẫu căn chỉnh trong các hình ảnh được xử lý trước thông qua phân cụm dựa trên mô hình và sử dụng hệ số Bayes gần đúng để đánh giá bằng chứng về sự hiện diện của khiếm khuyết.

6. NGHIÊN CỨU SO SÁNH

Một số nghiên cứu so sánh trong tài liệu đánh giá các phương pháp phân tích kết cấu trong các ứng dụng để phát hiện khuyết tật của vải. Ngoài ra, độ phân giải của hình ảnh thu được cũng là một yếu tố quan trọng trong việc lựa chọn phương pháp tiếp cận phù hợp để phát hiện khuyết tật. Do đó, những nhận xét/kết luận về sự phù hợp của một số phương pháp được trích dẫn gần đây trong tài liệu, dựa trên độ phân giải hình ảnh, độ phức tạp tính toán và hiệu suất sẽ rất hữu ích. Các phương pháp được thảo luận trong khảo sát này đã được đánh giá trên mẫu hình ảnh với nhiều độ phân giải khác nhau. Ozdemir và cộng sự [29] đã so

sánh sáu tính năng kết cấu, bao gồm MRF, biến đổi KL, bộ lọc mạng 2D, bộ lọc Luật, ma trận xảy ra đồng thời và phương pháp dựa trên FFT để phát hiện các lỗi dệt. Đối với mỗi phương pháp, ảnh hưởng của các tham số khác nhau đã được kiểm tra và kết luận rằng, mặc dù nhiều phương pháp cho kết quả đầy hứa hẹn, nhưng mô hình kết cấu sử dụng mô hình trường ngẫu nhiên Markov bậc 9 cho kết quả tốt nhất. Ngoài ra, bằng cách xem xét các kết quả thu được liên quan đến tốc độ và độ tin cậy, phương pháp MRF có vẻ khả thi khi triển khai tại nhà máy theo thời gian thực. Bodnarova và cộng sự [30] đã kết luận rằng các bộ lọc Gabor tối ưu (được tối ưu hóa để phát hiện năm loại lỗi) hoạt động tốt hơn so với các phương pháp tiếp cận dựa trên ma trận đồng xuất hiện, tương quan hoặc FFT mức xám. Tuy nhiên, sự so sánh này rất hạn chế trên một bộ 25 hình ảnh và thông tin về độ phân giải của hình ảnh cũng bị thiếu. Lee Tin Chi [31], so sánh hiệu suất của ba phương pháp sử dụng mặt nạ phù hợp, biến đổi sóng con và mạng lưới thần kinh để phát hiện lỗi vải. Một đánh giá về hiệu quả của các phương pháp đã được tiến hành trên tám loại lỗi của vải (Đầu bị đứt, Sợi bẩn, Chộn nhảm, Bội lưới, Đầu xếp, Thanh dày và Vẽ sai). Trong phương pháp đầu tiên, một ngân hàng lọc đa kênh được trang bị năm mặt nạ phù hợp đã được sử dụng. Mặt nạ phù hợp là bộ lọc 2D mô tả các thuộc tính kết cấu cụ thể. Sử dụng phương pháp này, 96% lỗi vải đã được phát hiện thành công và tỷ lệ cảnh báo sai là 6%. Phương pháp thứ hai sử dụng phép biến đổi Wavelet để phân tách hình ảnh vải thành nhiều tỷ lệ và nhiều hướng. Trong giai đoạn đầu, các thông số cần tối ưu hóa bao gồm góc quay và hai ngưỡng áp dụng trên ảnh chuyển đổi theo chiều ngang và chiều dọc. Sử dụng phương pháp này, chỉ có 76% lỗi vải được xác định và tỷ lệ cảnh báo sai là 7%. Phương pháp cuối cùng tận dụng khả năng chịu lỗi và khả năng học hỏi của mạng lưới thần

kinh. Họ đã khám phá cấu trúc kết cấu của các hình ảnh không có khuyết tật để việc trích xuất đặc điểm được tiến hành trên các đơn vị lặp lại với việc lựa chọn vị trí thích hợp. Đối với các hình ảnh bị lỗi, các véc-tơ đặc trưng tương tự sẽ được trích xuất và chuyển đến mạng lưới thần kinh. Sử dụng phương pháp này, tỷ lệ phát hiện cao tới 92% và tỷ lệ cảnh báo sai là 6%. Phương pháp mạng lưới thần kinh là phương pháp tốt nhất tiếp theo. Phương pháp biến đổi Wavelet kém hiệu quả nhất vì nó chỉ có thể phát hiện một cách hiệu quả một số loại lỗi vải nhất định. Các nghiên cứu so sánh được thực hiện bởi Randen et.al [32, 33], Chen và cộng sự [34] chỉ ra rằng các tính năng Gabor trong hầu hết các trường hợp tốt hơn các phương pháp khác về độ phức tạp và tỷ lệ lỗi tổng thể. Khó khăn lớn của phương pháp này là làm thế nào để xác định số lượng kênh Gabor ở cùng tần số xuyên tâm và kích thước của cửa sổ bộ lọc Gabor trong ứng dụng. Phương pháp kiểm tra kết cấu gần đây của Chetorikov và Henbury [35] sử dụng thước đo tính đều đặn của cấu trúc và tính đối xứng hướng của kết cấu cho kết quả thực nghiệm khá thuyết phục. Do đó, sự kết hợp của hai phương pháp này có thể mang lại hiệu suất tốt nhất cho việc kiểm tra lưới dệt và được đề xuất để điều tra và so sánh trong tương lai.

7. KẾT LUẬN

Việc nghiên cứu các phương pháp phát hiện lỗi vải bằng kỹ thuật xử lý hình ảnh cho chúng ta thấy xu hướng khả thi của lĩnh vực ứng dụng này. Những kỹ thuật có sẵn này được phân thành ba loại: thống kê, quang phổ và dựa trên mô hình. Mặc dù nghiên cứu về kiểm tra trực quan rất đa dạng và luôn thay đổi.

- Các phương pháp dựa trên ngân hàng bộ lọc đã rất phổ biến trong việc phát hiện lỗi vải. Các bộ lọc có thể được điều khiển và thiết

kế theo mọi hướng và tỷ lệ để phân tách kết cấu nhằm làm nổi bật các khuyết điểm. Tuy nhiên, các nghiên cứu gần đây đề xuất phân tích theo ngữ cảnh trực tiếp dựa trên các vùng lân cận địa phương mà không cần lọc chuyên dụng là một cách tiếp cận thay thế.

- Để hiểu được sự hình thành và bản chất của các khuyết tật, điều quan trọng là có thể định vị chính xác các vùng bị khuyết tật thay vì phân loại toàn bộ bề mặt. Điều này có thể cung cấp khả năng phân loại các khuyết tật và nghiên cứu sâu hơn về đặc điểm của các khuyết tật.

- Các phương pháp tiếp cận dựa trên thống kê, quang phổ và mô hình cho các kết quả khác nhau và do đó việc kết hợp các phương pháp tiếp cận có thể cho kết quả tốt hơn so với từng phương pháp riêng lẻ và được đề xuất cho nghiên cứu trong tương lai, cũng cần có một số bộ dữ liệu tiêu chuẩn để thực hiện phân tích so sánh. ♦

Ngày nhận bài: 10/02/2024

Ngày phản biện: 19/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Chin R. T. and Harlow C. A (1982), *IEEE Trans Pattern Anal Machine Intell*, 4(6), 557-573.
- [2]. Smith M. L and Stamp R. J (2000), *Computer Ind*, 43, 73-82.
- [3]. Chin R.T (1987), *Computer Vision, Graphics, and Image Processing*, 41(3), 346-381.
- [4]. Yang X. Pang G, and Yung N (2005), *IEE Proceedings Vision, Image Processing*, 152(6), 715-723.
- [5]. Ngan H.Y.T and Pang G.K.H (2009), *IEEE Trans on Automation Science and Engineering*, 6(1).
- [6]. Sengottuvelan P, Wahi A and Shanmugam (2008), *Research Journal of Applied Sciences*, 3(1) pp 26-31.
- [7]. Srinivasan K, Dastor P. H, Radhakrishnaiah P, and Jayaraman S(1992), *J text Inst*, vol. 83, no 3, pp. 431-447.
- [8]. Nickolay B. N and Schmalfub H (1993), *Mellind Textilberichte*, vol. 73, 33-37.
- [9]. Harlick R (1979), *Proceedings of IEEE*, 67(5), 786-804.
- [10]. Wechsler H (1980), *Signal processing*, 2271-282.
- [11]. Van Gool L, Dewaele P, and Oosterlinck (1985), *Computer Vision, Graphics and Image Processing*, 29, 336-357.
- [12]. Vilnrotter F, Nevatia R, and Price K (1986), *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, 8,76-89.
- [13]. Reed T and Buf J (1993), *Computer Vision, Image Processing and Graphics*, 57(3), 359-372.
- [14]. Kumar A (Jan-2008), *IEEE Trans. of Industrial Electronics*, 55(1).
- [15]. Tuceryan M and Jain A (1998), *In Handbook of Pattern recognition and computer vision*, 235-276.
- [16]. F. Vilnrotter, R Nevatia, and K Price (1986), *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, 8:76-89.
- [17]. Wechsler H (1980), *Signal Processing*, 2,271-282.
- [18]. Azencott R, Wang J-P, and Younes L (1997), *IEEE Trans Pattern Anal Mach Intell*, 19,148-153.
- [19]. Daugman J. G (1985), *Journal of the Optical Society of America*, 2, 1160-1169.
- [20]. Clark M and Bovik A. C, (1987), *Pattern Recognition Letters*, 6, 261-267.
- [21]. Mallat S. G, (1989), *IEEE Trans Pattern Anal Mach Intell*, 11, 674-693.
- [22]. Li S (2001), *Markov Random Filed Modeling in Image Analysis*.
- [23]. Cohen F, Fan Z, and Attali S (1991), *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, 13(8) 803-809.
- [24]. Baykut A, Atalay A, Ercil A, and Güler M (2000), *Real-Time Imaging*, 6, 17-27.
- [25]. Ozdemir S, Baykut A, Meylani R, Ercil A, and Ertüzün A (1998), *International Conference on Pattern Recognition*, 1738-1740.
- [26]. Brzaković D.P, Bakić P. R, Vuiovic N. S, and Sari-Sarraf H (1997), *Proc IEEE Intl Conf Robotics and Automation*, 1-8.
- [27]. Brzaković D. P, Bakić P. R, and Liakopoulos A (1995), *Proc SPIE*, 2597. 60-69.
- [28]. Campbell J. G, Fraley C, Murtagh F, and Raftery A. E (1996), *Technical Report No 314*, Dept of Statistics, University of Washington, Seattle, 1-15.
- [29]. Ozdemir S, Baykut A, Meylani R, Ercil A, and Ertüzün A (1998), *International Conference on Pattern Recognition*, 1738-1740.
- [30]. Bodnarova A, Bennamoun M, and Latham S. J (2002), *Pattern Recognition*, 35, 2973-2991.
- [31]. Lee, Tin-Chi (2004), *Fabric defect detection by wavelet transform and neural network*, University of Hong Kong.
- [32]. Randen T and Husoy J. H (1999), *IEEE Trans PAMI*, 21 (4), 291-310.
- [33]. Randen T, Husoy J (1994), *Optical Engineering*, 33 (8), 2617-2625.
- [34]. Chien-Chang Chen, Chaur-Chin Chen (1999), *Pattern Recognition Letters*, 20, 783-790.
- [35]. Chetverikov D and Henbury A (2002), *Pattern Recognition*, 35, 2165-2180.

PHÁT TRIỂN HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CHO ROBOT CÔNG NGHIỆP SỬ DỤNG PLC MITSUBISHI Q

DEVELOPMENT OF A CONTROL SYSTEM FOR INDUSTRIAL ROBOTS USING
PLC MITSUBISHI Q

TS. Dương Văn Lạc

Khoa Cơ Điện tử, Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Việc nghiên cứu phát triển hệ thống điều khiển cho robot công nghiệp là cực kỳ cần thiết trong thực tiễn để làm chủ sản xuất và ứng dụng khôi phục các robot công nghiệp đã bị hư hỏng hệ thống phần điều khiển. Bài báo trình về phát triển một hệ thống điều khiển cho robot công nghiệp ba bậc tự do tích hợp ngôn ngữ lập trình cho người dùng, sử dụng bộ điều khiển PLC Mitsubishi Q02HCPU và mô-đun điều khiển vị trí QD75MH4. Phần mềm có đầy đủ các chức năng cơ bản, cũng như cho phép người dùng có thể soạn mã lập trình để điều khiển robot. Thực nghiệm cho thấy bộ điều khiển robot có thể hoạt động tốt và ổn định.

Từ khóa: Robot công nghiệp; Bộ điều khiển robot; Bộ điều khiển logic PLC.

ABSTRACT

Researching control systems for industrial robots is necessary to master production and to restore industrial robots whose control systems have been damaged. This article presents the development of a control system for three degrees of freedom industrial robots that integrates programming language for users, using a Mitsubishi Q02HCPU PLC controller and QD75MH4 position control module. The software has all the basic functions and allows users to compose programming code to control robots. Experiments show that the robot controller can operate well and stably.

Keywords: Industrial robots; Robot controllers; Programmable logic controller (PLC).

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong thời đại công nghiệp 4.0, robot công nghiệp không chỉ đóng vai trò làm tăng hiệu suất sản xuất mà còn là cốt lõi của tự động hóa và linh hoạt trong quá trình sản xuất. Tính linh hoạt của các hệ thống robot ngày càng trở nên quan trọng trong việc đáp ứng nhu cầu thay

đổi của thị trường và phản ứng nhanh chóng với các biến động. Việc nghiên cứu và phát triển hệ thống điều khiển cho robot công nghiệp ở Việt Nam trong bối cảnh của cuộc cách mạng công nghiệp 4.0 đặt ra một thách thức đặc biệt: làm chủ công nghệ sản xuất cũng như khôi phục các robot công nghiệp đã bị hỏng hệ thống điều khiển.

Hiện nay, phần lớn robot công nghiệp đều phụ thuộc vào các nền tảng phần mềm độc quyền của nhà sản xuất, với việc lập trình robot dựa trên ngôn ngữ lập trình riêng mà mỗi nhà sản xuất cung cấp. Điều này tạo ra những thách thức đối với việc cập nhật, bảo trì và phát triển các chức năng mới để đáp ứng nhu cầu sản xuất hiện tại, do quyền truy cập vào các cấp độ thấp của hệ thống điều khiển bị hạn chế [1]. Để khắc phục những hạn chế này và mở rộng các ứng dụng của robot, có rất ít nghiên cứu học thuật giới thiệu các công nghệ mới và các giải pháp điều khiển thay thế [2]. Ví dụ, Claudio và cộng sự [3] đã phát triển cấu trúc điều khiển sử dụng hai bộ vi điều khiển dsPIC30F4013. Tuy nhiên, việc duy trì hệ thống này trong môi trường công nghiệp trong thời gian dài đặt ra những thách thức lớn.

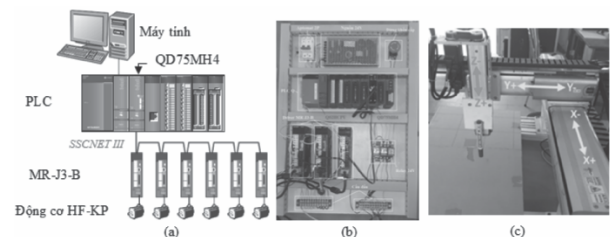
Để giải quyết vấn đề trên, bài báo đưa ra phương án xây dựng phần mềm và hệ thống điều khiển robot dựa trên các bộ điều khiển logic PLC sẵn có trên thị trường. Mục tiêu của nghiên cứu này là làm chủ hệ thống điều khiển, xây dựng mã nguồn mở ứng dụng cho robot công nghiệp để vượt qua các hạn chế kỹ thuật và sự phụ thuộc vào nền tảng phần mềm độc quyền của các nhà sản xuất robot.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Xây dựng hệ thống điều khiển

Hình 1(a), (b), và (c) lần lượt trình bày sơ đồ cấu trúc của hệ thống điều khiển, tủ điều khiển và mô hình robot ba bậc tự do được sử dụng để kiểm chứng hoạt động. Hệ thống bao gồm máy tính, mô-đun PLC Q02HCPU và các động cơ AC servo dẫn động cho các khớp của robot. Trong nghiên cứu này, dòng động cơ servo HF-KP và driver MR-J3B của hãng Mitsubishi đã được lựa chọn. Để thực hiện điều

khiển các động cơ này, mô-đun điều khiển vị trí QD75MH4 đã được sử dụng. Đặc điểm nổi bật của mô-đun này là khả năng điều khiển đồng thời 4 trục với nhiều tính năng điều khiển, bao gồm điều khiển riêng lẻ và điều khiển nội suy. Tín hiệu về vận tốc và vị trí sẽ được nhập trên giao diện phần mềm máy tính. Chương trình sẽ quét lệnh và chuyển dữ liệu điều khiển đến PLC, và sau khi nhận được dữ liệu, PLC sẽ ghi vào các thanh ghi chức năng trên mô-đun điều khiển chuyển động QD75MH4. Mô-đun này được kết nối với các bộ điều khiển động cơ AC servo MR-J3B thông qua truyền thông mạng SSCNET III. PLC sau đó nhận lại tín hiệu về vị trí của các khớp và gửi lại lên máy tính để hiển thị trạng thái hoạt động của hệ thống.



Hình 1. (a) Sơ đồ hệ thống điều khiển; (b) Tủ điều khiển; (c) Mô hình robot.

Việc điều khiển động cơ AC servo thông qua mô-đun QD75MH4 tương đối dễ dàng. Trong bộ nhớ của mô-đun phân chia thành các thanh ghi bộ nhớ với các chức năng tương ứng. Lấy ví dụ với việc điều khiển trục X (trục 1). Nếu ta muốn di chuyển trục X theo một vận tốc nhất định đến một điểm, cần hai thông số cơ bản là vị trí và vận tốc. Danh sách 600 điểm di chuyển của trục 1 được nhà sản xuất quy định là từ 2000 đến 7999. Mỗi một điểm được cấp phát 10 thanh ghi, mỗi thanh nhớ gồm 16 bit. Chức năng của mỗi thanh ghi như sau:

- Data No: Số thứ tự của điểm, khi cần di chuyển đến điểm nào chỉ cần đưa giá trị thứ tự tương ứng của điểm đó vào thanh ghi G1500. 

• Positioning identifier: Định danh địa chỉ của điểm, ô nhớ chứa các thông tin về kiểu điều khiển, kiểu di chuyển, thời gian tăng và giảm tốc,...

• M code: Tùy chọn giá trị M code nếu cần.

• Dwell time: Thời gian chờ cho đến khi di chuyển đến điểm kế tiếp.

Command speed: Thanh ghi tốc độ, cấu thành từ 02 thanh ghi 16 bit, tương đương thanh ghi 32 bit và kiểu giá trị nguyên.

Positioning address: Thanh ghi địa chỉ.

Arc data: Thanh ghi địa chỉ phụ, dùng khi điều khiển nội suy cung tròn.

Bằng cách phối hợp điều khiển các động cơ một cách hợp lý, robot có thể thực hiện các yêu cầu di chuyển theo quỹ đạo mà người vận hành mong muốn.

Item	Axis #1	Axis #2	Axis #3
Basic parameters 1			
Unit setting	0mm	0mm	0mm
No. of pulses per rotation	262144 pulses	262144 pulses	262144 pulses
Movement amount per rotation	10000.0 um	10000.0 um	10000.0 um
Unit magnification	1 x 1 Times	1 x 1 Times	1 x 1 Times
Basic parameters 2			
Speed limit value	Set according to the machine and applicable motor when system is started up. (This parameter becomes valid when the PLC READY signal is ON)	3000.00 mm/min	3000.00 mm/min
Acceleration time 0	1000 ms	1000 ms	1000 ms
Deceleration time 0	1000 ms	1000 ms	1000 ms
Detailed parameters 1			
Feedhatch compensation amount	0.0 um	0.0 um	0.0 um
Software stroke limit upper limit value	214748364.7 um	214748364.7 um	214748364.7 um
Software stroke limit lower limit value	-214748364.8 um	-214748364.8 um	-214748364.8 um
Software stroke limit selection	0: Set Software Limit to Sending Current value	0: Set Software Limit to Sending Current value	0: Set Software Limit to Sending Current value
Software stroke limit valid/invalid selection	0: Invalid	0: Invalid	0: Invalid
Command position width	32.0 um	32.0 um	32.0 um
Torque limit setting value	200 %	100 %	100 %
Mode Chn signal output wiring	1: APT200 Mode	0: I1774 Mode	0: APT200 Mode
Speed switching mode	0: Standard Speed Switch Mode	0: Standard Speed Switch Mode	0: Standard Speed Switch Mode
Interpolation speed designation method	0: Composite Speed	0: Composite Speed	0: Composite Speed
Current feed value during speed control	0: Not update of sending current value	0: Not update of sending current value	0: Not update of sending current value
Input signal logic selection (over)	0: AND	0: AND	0: AND

Hình 2. Giao diện cấu hình cho mô-đun QD75MH4.

2.2. Lập trình điều khiển PLC

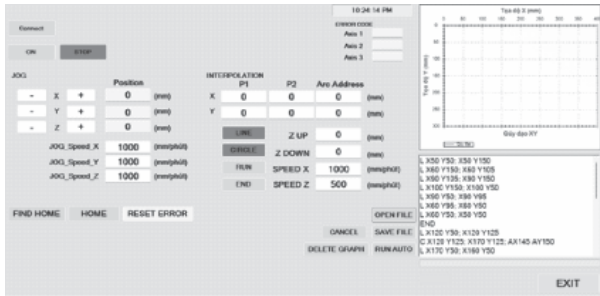
Chương trình điều khiển PLC được xây dựng trên phần mềm GX Work 2 của hãng Mitsubishi. Trước khi lập trình điều khiển chuyển động cho các trục, cần cài các tham số

cho mô-đun QD75MH4 như Hình 2, bao gồm như đơn vị, số xung trên một vòng quay, tỷ số truyền động,... Chương trình được thiết kế với đầy đủ các chức năng cho mục đích điều khiển các khớp của robot như chế độ chạy JOG (chạy thử), chế độ OPR (dò góc) và FAST OPR (về gốc nhanh), chế độ Interpolation (chạy nội suy).

Trong phần lập trình liên quan đến dò góc (Home) của robot, mỗi khi khởi động hệ thống, cần đưa các khớp của robot về gốc. Để thực hiện quá trình này, chức năng OPR của mô-đun QD75MH4 được sử dụng, robot sẽ tìm gốc dựa trên cảm biến Home, vị trí gốc sẽ được tự động lưu lại, làm cơ sở cho các dịch chuyển cho robot sau này. Trong chế độ chạy nội suy, quy tắc di chuyển của robot là trục Y nội suy theo trục X (nên vận tốc trục Y cũng sẽ phụ thuộc vào trục X) để tạo ra quỹ đạo mong muốn, trục Z chạy phối hợp với hai trục X và Y vẽ ra quỹ đạo chuyển động cho robot. Các thông số cần xác định gồm địa chỉ điểm đầu và điểm cuối với trường hợp nội suy đường thẳng. Với nội suy đường tròn cần thêm điểm trung gian. Các thông số quan trọng khác cần xác định bao gồm: địa chỉ điểm đầu và cuối của trục Z, tốc độ nội suy của trục X và Y, tốc độ tiếp cận của trục Z.

2.3. Phần mềm điều khiển

Hãng Mitsubishi Electric cung cấp các phần mềm lập trình cũng như hỗ trợ các thư viện lập trình khi làm việc với các thiết bị của hãng. Nghiên cứu này sử dụng phần mềm MX Component để thực hiện kết nối giữa phần mềm lập trình trên máy tính và PLC của hãng. Chuẩn USB được sử dụng làm chuẩn giao tiếp giữa máy tính với PLC. Hình 3 là giao diện phần mềm điều khiển được thiết kế trên Windows Form sử dụng phần mềm lập trình Visual Studio 2022.



Hình 3. Giao diện phần mềm điều khiển trên máy tính.

Phần mềm điều khiển được phát triển đầy đủ các chức năng cơ bản trong điều khiển robot bao gồm: chạy JOG các trục độc lập, về gốc, hiển thị mã lỗi, chạy nội suy, hiển thị quỹ đạo robot, điều chỉnh tốc độ, hiển thị trạng thái của hệ thống theo thời gian thực. Một điểm nổi bật của phần mềm là có tích hợp ngôn ngữ lập trình cho người vận hành.

3. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM

3.1. Đánh giá sai số

Để đánh giá độ chính xác lặp của robot, một thí nghiệm đã được thực hiện để đánh giá sai số chuyển động của robot. Một đồng hồ so được đặt sao cho phương di chuyển của đầu so trùng với phương chuyển động của trục cần đo. Sau đó cho robot di chuyển theo trục cần đo, khi mặt tiếp xúc chạm vào mũi đo của đồng hồ, kim đồng hồ sẽ chỉ một giá trị nhất định nào đó. Giữ nguyên trạng thái của robot, xoay mặt đồng hồ sao cho mũi kim chỉ giá trị trùng với vạch “0”, và ghi nhớ vị trí hiện tại của robot đang hiển thị trên giao diện điều khiển. Tiếp đó, cho robot quay về gốc xuất phát và quay lại vị trí của robot đã lưu trước đó trong 20 lần đo. Khi đó, nếu có bất kỳ sai số nào so với vị trí quy ước “0”, sai số sẽ hiển thị trên kim chỉ thị của đồng hồ so. Kết quả độ chính xác lặp được đánh giá bằng độ lệch chuẩn và được tính theo công thức sau:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Trong đó, n là tổng số mẫu đo, $\bar{x}$ là trung bình của mẫu đo, x_i là giá trị mẫu đo thứ i. Qua tính toán, sai số của các khâu X, Y, và Z sau 20 lần đo như sau:

Bảng 1. Kết quả sai số

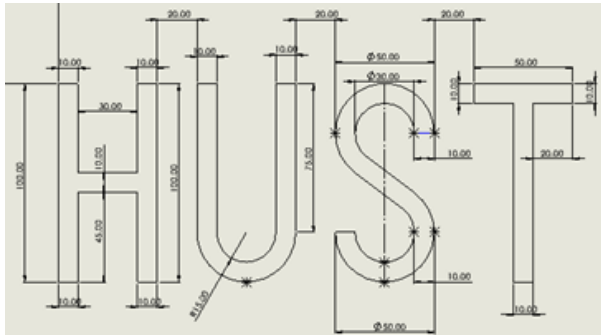
	X	Y	Z
Độ lệch chuẩn (σ)	0.01	0.00607	0.007255

Các sai số trên cho thấy rằng robot có khả năng hoạt động khá ổn định và chính xác. Theo độ phân giải của động cơ, các khâu của robot có thể thực hiện chuyển động với độ chính xác đến cỡ 1 μ m, cho thấy rằng các sai số thực nghiệm chủ yếu đến từ sai số cơ khí của các trục chuyển động. Vì vậy, nếu cơ khí của các trục được sản xuất chính xác, robot có thể đạt được độ chính xác cao hơn nhiều. Điều này làm nổi bật vai trò quan trọng của sự kết hợp giữa các yếu tố điều khiển và cơ khí trong việc đảm bảo hiệu suất và độ chính xác của robot trong quá trình hoạt động.

3.2. Quỹ đạo thử nghiệm

Cuối cùng, để kiểm tra hoạt động của robot với phần mềm điều khiển được phát triển, một quỹ đạo hình chữ “HUST” đã được thử nghiệm, như trong Hình 4(a). Quỹ đạo chạy thực tế của robot được thể hiện trong Hình 4(b). Kết quả thu được cho thấy rằng quỹ đạo thực tế đáp ứng đúng với quỹ đạo mong muốn. Tuy nhiên, trong quá trình hoạt động, thời gian xử lý lệnh còn tương đối chậm. Điều này đặt ra yêu cầu tiếp tục nghiên cứu và xây dựng các

giải thuật điều khiển để nâng cao tốc độ và tính mượt mà trong chuyển động của robot.



(a)



(b)

Hình 4. (a) Quỹ đạo mong muốn; (b) Quỹ đạo thực tế của robot.

4. KẾT LUẬN VÀ KHUYẾN NGHỊ

Bài báo đã trình bày một hệ thống điều khiển cho robot công nghiệp dựa trên sử dụng bộ điều khiển PLC. Mặc dù các chức năng còn tương đối đơn giản, nhưng hệ thống cơ bản đã đáp ứng được các yêu cầu của bài toán điều

khiển: gồm chức năng điều khiển bằng tay, điều khiển theo chương trình và hiển thị trạng thái hoạt động của hệ thống theo thời gian thực. Kết quả của nghiên cứu hoàn toàn có thể mở rộng lên các cấu hình robot có nhiều bậc tự do hơn, như sử dụng mô-đun điều khiển 16 trục QD77MS16. Mã nguồn mở của nghiên cứu được công bố theo đường dẫn sau: <https://github.com/lacduong/RobotController>. ❖

Ngày nhận bài: 12/02/2024

Ngày phản biện: 04/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Daiki Kondo, Kazuaki Kusakabe, “Development of Robot Controller MRC01 and Example for Introducing Robot to Equipment”. Oriental Motor, 2022.
- [2]. A. Nakamura, Y. Ohyama, K. Ito, K. Saito, “Controller for industrial robots”. Proceedings, 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, USA, 1986, pp. 254-259.
- [3]. Claudio Urrea, John Kern, “Development of an electronic controller applied to a robotized manipulator”. Computers & Electrical Engineering, vol. 56, pp. 648-658, 2016.
- [4]. MELSOFT, MELSEC-Q QD75MH Positioning Module User's Manual, <http://dl.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/manual/ssc/ib0300117/ib0300117b.pdf>.

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT VÀI THÔNG SỐ ĐẾN ĐỘ BỀN KÉO CỦA VẢI DỆT THOI

SURVEYING THE EFFECTS OF SOME PARAMETERS ON THE TENSION STRENGTH OF WOVEN FABRICS

Bùi Thị Thu Hiền

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

TÓM TẮT

Vải là nguyên liệu thiết yếu trong gia dụng, công nghiệp và các ứng dụng kỹ thuật. Các yêu cầu về độ bền cơ học của vải là rất quan trọng nhằm đáp ứng yêu cầu của người dùng về độ bền và tuổi thọ. Nghiên cứu này cung cấp cái nhìn tổng quan về độ bền kéo của vải dệt thoi cũng như các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền kéo. Các tính chất cơ học của vải dệt thoi được thể hiện đối với vật liệu dệt nguyên chất và có lớp phủ, chủ yếu về độ bền kéo. Tùy thuộc vào các trường hợp, các vùng điển hình trong đường cong chuyển vị tải trọng (tức là độ uốn, độ đàn hồi, hư hỏng phi tuyến tính, đứt ren) được làm nổi bật. Nghiên cứu cũng khảo sát tác động của cấu trúc, khoảng cách và kích thước sợi cũng như độ xoắn của sợi đến độ bền kéo của vải dệt thoi.

Từ khóa: *Vải dệt Thoi; Bền kéo; Sợi dọc; Sợi ngang.*

ABSTRACT

Fabric is an essential material in life, industry, and technical applications. The mechanical strength requirements of fabrics are very important to meet user requirements for durability. The purpose of this work was to provide an overview of the tensile strengths of woven textiles and factors affecting tensile strength. The mechanical properties of woven textiles for neat and coated textiles were given, especially in terms of tensile strength. Typical regions in the load-displacement curve (crimp, elastic, non-linear failure, thread breakage) were highlighted. The effect of architecture, yarn spacing and size, and yarn twisting on fabric tensile strength was then demonstrated.

Keywords: *Textile; Tensile Strength; Warp; Weft.*

1. GIỚI THIỆU

Vải là nguyên liệu quan trọng của cuộc sống. Ngày nay, vải được sử dụng cho nhiều mục đích từ may mặc đến công nghiệp và kỹ thuật. Nhìn chung, hàng dệt may phải đáp ứng các yêu cầu về độ bền, độ bền màu, tính thẩm

mỹ, v.v.. Những phẩm chất này là cần thiết để sử dụng hàng ngày. Truyền ẩm, chịu nhiệt độ, thấm hút, chống nước và chống cháy là những chức năng khác của vải hiệu suất cao. Cho nên việc phân tích về đặc tính cơ học là rất quan trọng trong thiết kế và phát triển hàng dệt may. 

Các thông số ảnh hưởng đến tính chất cơ học của vải như: mật độ của sợi, độ xoắn của sợi, đặc tính uốn của sợi, hệ số ma sát và mô-đun ban đầu của sợi, mật độ sợi dọc và sợi ngang, cấu trúc dệt hoặc kiểu đan sợi và các điều kiện môi trường như nhiệt độ và độ ẩm.

Độ bền kéo của sợi hoặc vải là tải trọng lớn nhất có thể chịu được mà không bị đứt khi mẫu chịu tải trọng kéo một chiều. Độ bền kéo là một trong những tính chất cơ học cần thiết nhất để đảm bảo độ bền, sự thoải mái và tuổi thọ của sản phẩm dệt may. Vải dệt thoi là một trong những vật liệu kết cấu được sử dụng nhiều nhất. Nó có tính phù hợp cho các ứng dụng kỹ thuật cao cấp và đang trở nên phổ biến hơn như một vật liệu gia cố [1]. Vải dệt thoi có tính dị hướng và đàn hồi. Tính chất cơ học của chúng được xác định bởi sự kết hợp phức tạp của bố sợi, khoảng cách sợi, trình tự xếp chồng, kích thước sợi, hướng sợi, cấu trúc sợi và tỷ lệ thể tích sợi. Vải dệt thoi có khả năng chống hư hại cực cao và độ biến dạng rất cao khi bị phá hủy dưới lực căng, nén và tải trọng va đập do sự đan xen của các bố sợi [2].

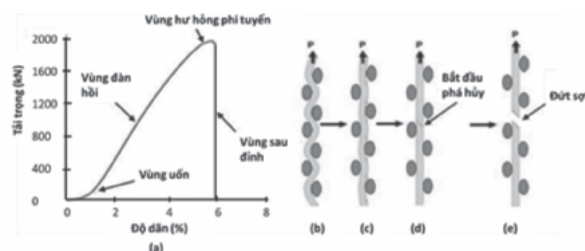
Bài báo này trình bày tổng quan về ảnh hưởng của các thông số dệt (tức là kết cấu, chiều dài khoảng cách sợi và cấu trúc sợi) đến đặc tính kéo của vải dệt thoi.

2. ĐỘ BỀN KÉO CỦA VẢI DỆT THOI

Một thông số quan trọng để mô tả cấu trúc vải là “độ uốn” tương quan với độ gọn sóng của sợi. Nó được biểu thị bằng phần trăm, công thức (1), là chênh lệch giữa toàn bộ chiều dài của sợi (L_0) và chiều dài của nó khi được dệt trong cấu trúc vải (L_1):

$$\text{Độ uốn} = \frac{L_0 - L_1}{L_0} \times 100 \quad (1)$$

Khi vải dệt thoi chịu tải trọng kéo, có thể phân biệt bốn vùng trên đường cong tải trọng – độ giãn dài (Hình 1): (i) Vùng uốn, trong đó độ uốn tăng đối với một bộ sợi và giảm đối với bộ sợi đối diện. Khi lực kéo được tác dụng theo một hướng (sợi ngang hoặc sợi dọc), tải trọng về cơ bản sẽ làm thẳng các sợi và độ uốn theo hướng ngược lại sẽ tăng lên; (ii) Vùng đàn hồi, nơi các sợi duỗi thẳng bắt đầu chịu tải nhiều hơn và độ dốc của đường cong tăng lên so với vùng bị giãn trước đó (vùng uốn). Ở giai đoạn này, không thể giảm thêm độ gọn sóng của các sợi theo hướng của lực kéo, tải trọng tăng rất mạnh và đặc tính kéo có liên quan đến độ giãn dài của chính sợi đó; (iii) Vùng phá hủy phi tuyến tính, ở vùng này sự phá hủy xảy ra và lan truyền từ các sợi riêng lẻ ngẫu nhiên trong bố sợi; (iv) Vùng sau đỉnh, ở đây tải trọng giảm đột ngột sau độ bền kéo, là dấu hiệu của sợi bị hư hỏng dần dần [3].



Hình 1. Đường cong tải trọng-chuyển vị điển hình trong quá trình thử kéo của vải dệt thoi (a). Sơ đồ: vùng uốn (b); vùng đàn hồi (c); vùng hư hỏng phi tuyến tính (d) và đứt sợi (e) [3].

3. MỘT SỐ YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN ĐỘ BỀN KÉO CỦA VẢI DỆT THOI

3.1. Ảnh hưởng của cấu trúc đến độ bền kéo của vải dệt thoi

Độ bền kéo, độ rách, mài mòn, vón cục và độ cứng của vải làm từ bông được so sánh trong tài liệu [4]. Máy dệt thoi ở độ căng sợi dọc không đổi được sử dụng để sản xuất vải chéo

trơn 1/1, vải chéo 2/1 và vải chéo 2/2. Kiểu dệt trơn có độ bền kéo, khả năng chống mài mòn, độ cứng và khả năng chống vón cao hơn so với kiểu dệt chéo vì các tính chất cơ học này được tăng lên bằng cách tăng số lượng xen kẽ của sợi dọc, sợi ngang và giảm số lượng chiều dài nổi trong kiểu dệt. Ngược lại, số chiều dài nổi trong sợi dệt càng cao thì độ đan xen càng thấp và độ bền xé càng lớn.

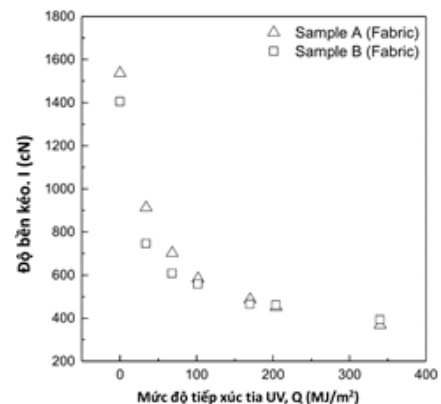
3.2. Ảnh hưởng của khoảng cách sợi đến độ bền kéo của vải dệt thoi

Khoảng cách giữa các sợi là một nhân tố quan trọng khi xem xét chất lượng vải dệt thoi và nó có tác động đáng kể đến hình thức của vải. Vải phải có khoảng cách sợi đồng đều và sự thay đổi đáng kể của khoảng cách này có thể được coi là lỗi trong khi dệt. Các thí nghiệm được tiến hành để nghiên cứu ảnh hưởng của các sợi đan, khoảng cách giữa chúng và kiểu đan lên đặc tính kéo của vải dệt thoi. Vải trơn và vải sa tanh được sản xuất ở ba mật độ sợi (18, 22 và 26 ppcm: lượt chọn trên mỗi cm (pick per cm - số sợi trên 1 cm), số sợi trên mỗi chiều dài). Không có xu hướng rõ ràng về độ bền kéo sau khi thay đổi mật độ chọn và cấu trúc mẫu. Cấu trúc sa tanh khi đó có độ bền kéo thấp hơn vải chéo trong khi có cùng chỉ số đan xen, số lượng sợi chịu lực trong các mẫu và độ uốn. Những phát hiện này đã xác nhận tác động của sự phân bố xen kẽ đến độ bền của vải [5]. Đặc tính kéo của vải dệt thoi (100% cotton) đã được nghiên cứu theo hai cấu trúc, vải chéo 3/1 và sa tanh 4/1, chỉ khác nhau ở kiểu đan xen [5]. Tải trọng đứt và độ giãn đứt của vải sa tanh cao hơn so với cấu trúc vải chéo.

3.3. Ảnh hưởng của chỉ số sợi đến độ bền kéo của vải dệt thoi

Chỉ số sợi là một biểu thức bằng số

xác định độ mịn của sợi, là chỉ số được tính theo trọng lượng của sợi dệt chia cho chiều dài quy định theo từng loại đơn vị có trọng lượng 1kg. Chỉ số càng nhỏ thì sợi càng mảnh, đường kính sợi càng nhỏ. Chỉ số sợi là một thành phần khác có thể ảnh hưởng đến tính chất cơ học của vải dệt. Ảnh hưởng của chỉ số sợi lên đặc tính kéo của vải hai lớp m-aramid (100%) đã được nghiên cứu trong [6]. Hình 2 mô tả sự so sánh giữa hai mẫu A và B, khác nhau về chỉ số sợi (tương ứng là 18,9 và 25 Ne). Kết quả cho thấy độ bền kéo cao hơn ở các sợi có kích thước lớn hơn (tức là chỉ số sợi cao hơn). Tuy nhiên, về mặt vải, mẫu A và B hoạt động tương tự nhau và ảnh hưởng của cỡ sợi đến đặc tính kéo của vải dệt thoi được coi là không đáng kể.



Hình 2. Độ bền kéo là hàm số của mức độ tiếp xúc với tia cực tím của sợi và vải (100% aramid, hai lớp). Chỉ số sợi trong mẫu A và mẫu B lần lượt là 18,9 Ne và 25,0 Ne [6]

Mặt khác, khả năng đứt gãy và độ giãn của vải giảm khi chỉ số sợi tăng lên, đặc biệt với sợi kéo thành nổi cọc [7].

3.4. Ảnh hưởng của độ xoắn khi se sợi đến độ bền kéo của vải dệt thoi

Các cấu trúc sợi khác nhau được sử dụng rộng rãi trong ngành dệt may: (i) Sợi đơn; (ii) Sợi xe, tức là hai hoặc nhiều sợi xoắn lại

với nhau; (iii) Sợi cáp hoặc sợi bấp; (iv) Sợi kéo lõi, tức là sợi có lõi ở giữa là một sợi và lớp ngoài là một sợi khác; (v) Sợi trang trí; và (vi) Các sợi tơ liên tục, tức là các sợi tơ, mượt và trơn khi tiếp xúc được kết hợp với nhau.

Ảnh hưởng của độ xoắn lên độ bền và độ cứng của các loại sợi hiệu suất cao khác nhau [8]. Kết quả thực nghiệm cho thấy mô-đun ban đầu của sợi giảm đều khi độ xoắn tăng dần. Độ xoắn cao sẽ phá hủy sợi và làm giảm độ bền kéo của sợi. Độ giãn dài đến đứt của sợi tăng đều theo mức độ xoắn.

4. KẾT LUẬN

Mục đích của nghiên cứu này là cung cấp một cái nhìn tổng quan về ảnh hưởng của một số thông số đến độ bền của vải, chẳng hạn như cấu trúc vải, chiều dài và kích thước khoảng cách sợi và độ xoắn.

Các dạng cấu trúc dệt khác nhau (dệt, dệt kim, bện và không dệt) có thể được thực hiện thông qua nhiều loại sợi lồng vào nhau. Đồng thời, có thể phát triển các kết hợp vải dệt khác nhau, chẳng hạn như dệt trơn, vải chéo và sa tanh dựa trên số lượng sợi nhồi xen kẽ trên và dưới các sợi khác.

Dưới ứng suất kéo, đường cong tải trọng-chuyển vị của vải dệt thoi được chia thành bốn vùng (uốn, đàn hồi, hư hỏng phi tuyến tính, đứt sợi). Các điều kiện thời tiết gây ra bởi độ ẩm, nhiệt độ và tia UV làm giảm đặc tính kéo của vật liệu dệt và cơ chế chủ yếu là quá trình ô-xy hóa quang.

Hơn nữa, việc tăng số lượng sợi đan xen của sợi dọc và sợi ngang và việc giảm chiều dài nổi trong sợi dệt đã làm tăng đặc tính kéo của vải dệt thoi. Nói cách khác, vải dệt trơn có độ bền kéo cao hơn vải dệt chéo. Độ bền kéo của hàng dệt sau đó có thể được cải thiện bằng cách

giảm khoảng cách sợi-sợi (tức là tăng tương tác sợi-sợi) và tăng kích thước sợi. Tuy nhiên, độ bền kéo của vải dệt thoi dường như cũng bị ảnh hưởng bởi sự phân bố của các sợi đan xen bên trong cấu trúc dệt. Cuối cùng, mức độ xoắn sợi lớn hơn có tác động bất lợi đến tính năng cơ học của hàng dệt vì sợi bị căng hơn và có thể bị hư hỏng trong điều kiện này. ❖

Ngày nhận bài: **16/02/2024**

Ngày phản biện: **18/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Aruchamy K, Mylsamy B, Palaniappan SK, Subramani SP, Velayutham T, Rangappa SM, et al. *Influence of weave arrangements on mechanical characteristics of cotton and bamboo woven fabric reinforced composite laminates*. J Reinf Plast Compos 2023;42:776–89. <https://doi.org/10.1177/07316844221140350>.
- [2]. Tan P, Tong L, Steven GP. *Modelling for predicting the mechanical properties of textile composites - A review*. Compos Part A Appl Sci Manuf 1997;28:903–22. [https://doi.org/10.1016/S1359-835X\(97\)00069-9](https://doi.org/10.1016/S1359-835X(97)00069-9).
- [3]. Ahmad Z, Sirkova BK, Ahmad S, Naeem MS, Hassan SZ. *Effect of material and stitching on tensile properties of woven fabrics*. IOP Conf Ser Mater Sci Eng 2018;414. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/414/1/012049>.
- [4]. Grosberg P. *The Mechanical Properties of Woven Fabrics Part II: The Bending of Woven Fabrics*. Text Res J 1966;36:205–11. <https://doi.org/10.1177/004051756603600301>.
- [5]. Banerjee PK, Mishra S, Ramkumar T. *Effect of sett and construction on uniaxial tensile properties of woven fabrics*. J Eng Fiber Fabr 2010;5:8–21. <https://doi.org/10.1177/155892501000500202>.
- [6]. Wakatsuki K, Onoda S, Matsubara M, Watanabe N, Bao L, Morikawa H. *Quantitative Assessment of Tensile Strength and Degradation Coefficient of m-Aramid/p-Aramid Blended Yarns Used for Outer Layers of Firefighter Clothing under Ultraviolet Light and Correlation with Fabrics Data*. Polymers (Basel) 2022;14. <https://doi.org/10.3390/polym14193948>.
- [7]. Abou-Nassif GA. *A Comparative Study between Physical Properties of Compact and Ring Yarn Fabrics Produced from Medium and Coarser Yarn Counts*. J Text 2014;2014:1–6. <https://doi.org/10.1155/2014/569391>.
- [8]. Rao Y, Farris RJ. *Modeling and experimental study of the influence of twist on the mechanical properties of high-performance fiber yarns*. J Appl Polym Sci 2000;77:1938–49. [https://doi.org/10.1002/1097-4628\(20000829\)77:9<1938::AID-APP9>3.0.CO;2-D](https://doi.org/10.1002/1097-4628(20000829)77:9<1938::AID-APP9>3.0.CO;2-D).

NGHIÊN CỨU GIẢI PHÁP XÂY DỰNG HỆ THỐNG CHẨN ĐOÁN Ô TÔ ONLINE PHỤC VỤ GARA SỬA CHỮA Ô TÔ

RESEARCHING SOLUTIONS TO BUILD AN ONLINE CAR DIAGNOSTIC SYSTEM TO SERVE CAR WORKSHOP

ThS. Nguyễn Đức Trung
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Trên các ô tô ngày nay, các hệ thống tổng thành ngày càng phức tạp. Để sửa chữa xe, kỹ thuật viên sửa chữa cần tham khảo cơ sở dữ liệu chẩn đoán để có thể sửa chữa, bảo dưỡng chính xác hệ thống tổng thành xe. Các dữ liệu chẩn đoán rất lớn, để cài đặt, yêu cầu cấu hình và phương pháp cài đặt phức tạp gây nên nhiều khó khăn cho kỹ thuật viên truy cập. Trên cơ sở đó, nội dung nghiên cứu của bài báo là tìm ra một giải pháp xây dựng hệ thống chẩn đoán đầy đủ cơ sở dữ liệu chẩn đoán nhiều dòng xe, có khả năng truy cập online phục vụ sửa chữa, bảo dưỡng các dòng xe.

Từ khóa: *Car diagnostic services; Car diagnostic system.*

ABSTRACT

Today, the systems in car are increasingly complex. To repair a vehicle, repair technicians need to refer to the diagnostic database to be able to accurately repair and maintain the vehicle's systems. The diagnostic data is very large, installation requires complex configuration and installation methods, making it difficult for technicians to access. On that basis, the research content of the article is to find a solution to build a complete diagnostic system with a diagnostic database for many vehicle models, with online access for repair and maintenance of all vehicle models.

Keywords: *Car diagnostic services; Car diagnostic system.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong chẩn đoán bảo dưỡng, sửa chữa ô tô, việc có thể truy cập cơ sở dữ liệu chẩn đoán rất quan trọng. Kỹ thuật viên khi cần đại tu máy, cần có quy trình tháo lắp máy, bảng thông tin kỹ thuật lực siết, quy trình đặt cam khi lắp ráp lại máy. Tương tự, khi sửa chữa điện, cần có sơ đồ đi dây hệ thống, các quy trình khắc phục sự cố điện.

Hệ thống cơ sở dữ liệu chẩn đoán hoàn chỉnh cần có: chu kỳ bảo dưỡng, nội dung bảo dưỡng định kỳ, các quy trình tháo lắp hệ thống, các thông số kỹ thuật kiểm tra, lực siết, các quy trình cài đặt điện, sơ đồ đi dây hệ thống và các bản tin dịch vụ kỹ thuật cho các lỗi đặc biệt. Hiện các hãng xe trên thị trường đều có hệ thống cơ sở dữ liệu chẩn đoán riêng, giúp cho kỹ thuật viên hãng có khả năng truy cập để sửa chữa xe của riêng hãng đó. Hệ thống cơ sở dữ liệu này rất lớn được thiết lập trên một server 

riêng, chỉ kỹ thuật viên của hãng mới có tài khoản truy cập. Các gara, xưởng dịch vụ ngoài hoàn toàn không thể truy cập nguồn tài liệu này để phục vụ sửa chữa.

Từ đó, mục tiêu của bài báo là thiết kế một hệ thống chẩn đoán chứa hệ thống cơ sở dữ liệu chẩn đoán ô tô nhiều nhà sản xuất xe, dữ liệu chẩn đoán này có thể truy cập bằng nhiều thiết bị di động qua mạng 4G.

2. CÁC HỆ THỐNG CƠ SỞ DỮ LIỆU CHẨN ĐOÁN Ô TÔ HIỆN NAY

Hiện nay, ngoài các hãng xe, một số công ty thứ ba cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán ô tô. Dưới đây là một số cơ sở dữ liệu chẩn đoán ô tô bắt nguồn từ hãng và công ty thứ ba thông dụng:

- Alldata: Alldata là công ty có trụ sở tại Hoa Kỳ, chuyên cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán ô tô các dòng xe. Hiện công ty đang cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán cả thị trường ô tô Bắc Mỹ và thị trường chung, trong đó có Việt Nam. Công ty hiện chỉ cung cấp dữ liệu chẩn đoán theo hình thức truy cập online. Bản cơ sở dữ liệu chẩn đoán có thể sử dụng offline sau cùng là bản Alldata 10.53, cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán cho các dòng xe đến năm 2014 tại thị trường Mỹ.

- Mitchell Ondemand: Mitchell Ondemand là công ty có trụ sở tại Hoa Kỳ, chuyên cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán cho các dòng xe bán tại thị trường Bắc Mỹ. Công ty hiện chỉ cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán theo hình thức truy cập online. Bản cơ sở dữ liệu chẩn đoán offline sau cùng là bản Mitchell Ondemand 5.8.2.35, có cơ sở dữ liệu chẩn đoán các dòng xe đến năm 2015 cho thị trường Bắc Mỹ.

- Identifix: Identifix là công ty có trụ sở tại Hoa Kỳ, chuyên cung cấp cơ sở dữ liệu cho một số dòng xe tại thị trường Hoa Kỳ. Identifix chỉ cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán online. Cơ sở dữ liệu chẩn đoán Identifix không lớn như Alldata cũng như Mitchell Ondemand, tuy nhiên họ thường xuyên cập nhật các bản tin dịch vụ kỹ thuật của hiệp hội kỹ sư ô tô Mỹ – là nguồn kỹ thuật sửa chữa xe lớn nhất nước Mỹ.

- Autodata: Autodata là công ty chuyên cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán các dòng xe thị trường châu Âu. Autodata hiện nay cũng chỉ cung cấp cơ sở dữ liệu chẩn đoán dựa trên truy cập online. Bản cơ sở dữ liệu chẩn đoán offline mới nhất là Autodata 3.45.

- Mercedes Wis: Mercedes Wis là phần mềm cơ sở dữ liệu chẩn đoán của hãng Mercedes cho chỉ dòng xe Mercedes. Kỹ thuật viên sửa chữa tại các đại lý xe Mercedes ngoài truy cập online theo tài khoản của hãng còn có thể truy cập phần mềm này để sửa chữa ô tô. Mercedes Wis là phần mềm cơ sở dữ liệu chẩn đoán hoàn chỉnh đầy đủ các thông tin về quy trình tháo lắp, sơ đồ điện, quy trình cài đặt, thông số kỹ thuật kiểm tra điều chỉnh.

- BMW ISTA+: BMW ISTA+ là phần mềm chẩn đoán của hãng xe BMW. Phần mềm này tích hợp đầy đủ cơ sở dữ liệu chẩn đoán các dòng xe BMW, Mini. Kỹ thuật viên trong hãng ngoài truy cập online còn có thể sử dụng phần mềm này để hỗ trợ sửa chữa.

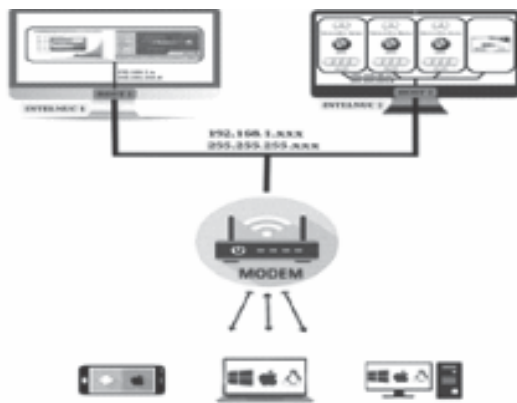
- Elsa Win: Elsa Win là phần mềm cơ sở dữ liệu chẩn đoán của hãng Audi, VW. Đây là cơ sở dữ liệu chẩn đoán đầy đủ. Kỹ thuật viên hãng ngoài việc truy cập tài khoản online còn có thể sử dụng phần mềm này để hỗ trợ sửa chữa.

- Hyundai GDS: Hyundai GDS là phần mềm chẩn đoán xe của hãng Hyundai, phần mềm tích hợp cơ sở dữ liệu chẩn đoán các xe Hyundai.

- Kia GDS: Kia GDS là phần mềm chẩn đoán của hãng Kia, phần mềm tích hợp cơ sở dữ liệu chẩn đoán các dòng xe Kia.

3. XÂY DỰNG HỆ THỐNG CHẨN ĐOÁN TRUY CẬP ONLINE

3.1. Thiết bị cần thiết để xây dựng hệ thống chẩn đoán online



Hình 1. Sơ đồ hệ thống chẩn đoán truy cập online

Hệ thống chẩn đoán truy cập online bao gồm:

- Một modem Linksys, modem được nối mạng Internet, giúp cho hai máy chủ truy cập mạng thông qua cổng Lan trên modem.

- Hai máy chủ để xây dựng hệ thống chẩn đoán là hai máy Intel Nuc, một máy có 16 GB RAM, dung lượng 1 TB; một máy có 32 GB RAM, dung lượng 1,5 TB.

Các thiết bị di động của người dùng có thể truy cập hai máy chủ thông qua nối kết internet.

3.2. Cài đặt, cấu hình hệ thống chẩn đoán truy cập từ xa

Hệ thống chẩn đoán được xây dựng trên cơ sở dữ liệu sau:

- Phần mềm Alldata 10.53, dung lượng 600 GB;
- Phần mềm Mitchell Ondemand 5.8.2.35, dung lượng 200 GB;
- Phần mềm Mercedes Wis;
- Phần mềm chẩn đoán ISTA+;
- Phần mềm Elsa Win;
- Phần mềm chẩn đoán Hyundai+Kia GDS, dung lượng 250 GB.

Các cơ sở dữ liệu chẩn đoán được phân bổ như hình 1. Máy Intel Nuc 1, RAM 16 GB, được cài đặt hai máy ảo cài Alldata 600 GB và Mitchell Ondemand 200 GB; máy Intel Nuc 2, RAM 32 GB cài đặt ba máy ảo cài phần mềm Mercedes Wis, BMW ISTA+, Elsa Win 960 GB, một máy ảo cài phần mềm Hyundai-KIA GDS 250 GB.



Hình 2. Các công việc cài đặt cấu hình hệ thống chẩn đoán truy cập từ xa

Việc cài đặt, cấu hình hệ thống chẩn đoán, bao gồm các công việc:

- Thiết lập các máy ảo: Việc thiết lập các máy ảo giúp cài đặt các phần mềm hoạt động riêng rẽ, độc lập nhau, phân quyền để người dùng chỉ có quyền đọc, download file PDF cơ sở dữ liệu cần thiết, tuy nhiên người

dùng không có quyền can thiệp sâu vào hệ điều hành máy;

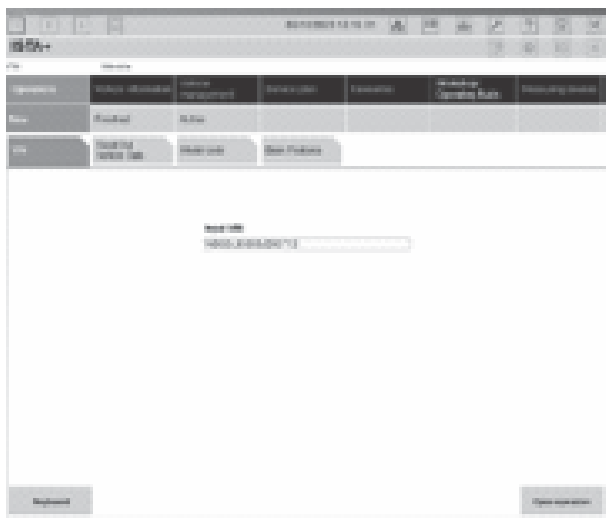
- Cài đặt các phần mềm cơ sở dữ liệu chẩn đoán;

- Thiết lập kết nối và truy cập online: Để truy cập được online, các máy ảo được cấu hình mạng NAT, và Bridge để kết nối với máy mạng và kết nối với máy thật qua 02 card NIC ảo. Để điều khiển quá trình truy cập online, hệ thống chẩn đoán sử dụng tiện ích Parsec, tiện ích này cho phép việc truy cập máy từ xa, và có nhiều thiết lập tùy chọn để cấu hình máy chủ.

3.3. Một số kết quả



Hình 3. Máy Intel Nuc dùng làm máy chủ hệ thống chẩn đoán truy cập từ xa



Hình 4. Truy cập từ xa hệ thống chẩn đoán xe BMW ISTA+



Hình 5. Truy cập từ xa hệ thống chẩn đoán xe Mercedes Wis



Hình 6. Truy cập từ xa hệ thống chẩn đoán xe Audi Elsa Win

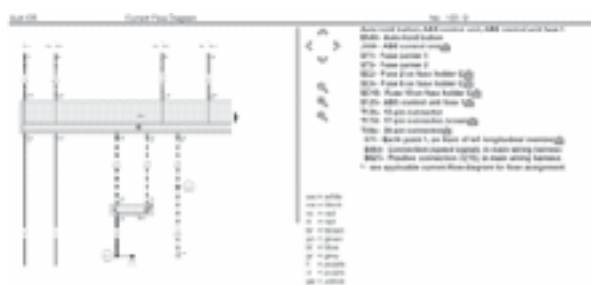
Trên hình 3, 4, 5, 6 lần lượt là hình máy Intel Nuc dùng để làm server hệ thống chẩn đoán. Máy Intel Nuc luôn được nối mạng thông qua cổng LAN đến modem, hình truy cập lần lượt vào các hệ thống phần mềm chẩn đoán BMW ISTA+, Mercedes Wis, Elsa Win. Việc thử nghiệm truy cập được thực hiện qua mạng wifi chỗ đặt server thử nghiệm, và qua truy cập mạng 4G. Để truy cập được hệ thống, các thiết bị người dùng cần cài đặt phần mềm Parsec.



Hình 7. Dữ liệu chẩn đoán cho xe Audi Q5

Để chi tiết hơn, lấy ví dụ truy cập vào hệ thống chẩn đoán Audi như hình 6, khi truy cập vào hệ thống chẩn đoán xe Audi-VW (phần mềm cơ sở dữ liệu Elsa Win), lựa chọn xe Audi Q5, chương trình cho phép ta truy cập vào cơ sở dữ liệu chẩn đoán xe lựa chọn bao gồm: Vehicle-specific information (thông tin riêng xe), Maintenance Manual (hướng dẫn bảo dưỡng), Repair Manual (hướng dẫn sửa chữa), Wiring Diagrams & Component Location (sơ đồ đi dây và vị trí bộ phận)...

Sau khi lựa chọn phần sơ đồ đi dây, mục hệ thống phanh ABS, chương trình cho ta dữ liệu về sơ đồ đầu dây hệ thống phanh ABS như hình 8.



Hình 8. Sơ đồ đi dây điện hệ thống phanh ABS xe Audi Q5

Qua một số thử nghiệm và các kết quả có được như trên, có thể thấy thiết bị người dùng hoàn toàn có thể truy cập hệ thống chẩn đoán thành công qua cả mạng wifi hoặc khi sử dụng mạng 4G để truy cập từ xa.

4. KẾT LUẬN

- Đề tài có ý nghĩa thực tiễn, giúp cho kỹ thuật viên các gara ngoài hãng có thể truy cập nguồn cơ sở dữ liệu chẩn đoán để thực hiện sửa chữa.

- Hệ thống cơ sở dữ liệu chẩn đoán đã xây dựng có khả năng chẩn đoán nhiều dòng xe

như BMW, Mercedes, Audi và nhiều dòng xe khác. Việc truy cập chỉ cần có máy tính cài đặt sẵn phần mềm Parsec và có truy cập mạng.

- Hệ thống cơ sở dữ liệu chẩn đoán lớn, khoảng 2 TB được thiết lập trên hai máy chủ có dung lượng lưu trữ lớn, bộ nhớ RAM cao, do đó hoàn toàn không yêu cầu máy người dùng mạnh, và chỉ yêu cầu cài phần mềm Parsec duy nhất để truy cập.

- Cơ sở dữ liệu chẩn đoán được xây dựng trên các máy ảo, được cô lập với máy chính. Các máy ảo được phân quyền để các user chỉ có quyền đọc và lưu file dữ liệu chẩn đoán, hoàn toàn không có quyền chỉnh sửa máy ảo và máy thật nên đảm bảo độ an ninh cao. ❖

Ngày nhận bài: 11/02/2024

Ngày phản biện: 15/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. <https://www.alldata.com/>, Nhà cung cấp hệ thống chẩn đoán ô tô Alldata online.
- [2]. <https://www.prodemand.com/>, Nhà cung cấp hệ thống chẩn đoán Mitchell Ondemand.
- [3]. <https://www.identifix.com/>, Nhà cung cấp hệ thống chẩn đoán Identifix.
- [4]. <https://b2bconnect.mercedes-benz.com/gb/shop/workshop-solutions/xentry-wis>, Hệ thống chẩn đoán đại lý dòng xe Mercedes.
- [5]. <https://www.bimmerdiagnostics.com/>, Nhà cung cấp hệ thống chẩn đoán đại lý dòng xe BMW.
- [6]. <https://erwin.volkswagen.de/erwin/showHome.do>, Nhà cung cấp hệ thống chẩn đoán đại lý dòng xe Audi, VW.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG CÔNG CỤ SIMULATION-X KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC Ô TÔ CÓ HỘP SỐ TỰ ĐỘNG AT

INVESTIGATING THE DYNAMICS OF VEHICLE WITH AUTOMATIC TRANSMISSIONS AT BASED ON SIMULATION X

Phạm Anh Tuấn, Nguyễn Văn Trà, Vũ Ngọc Tuấn

Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Ô tô trang bị hộp số tự động AT hiện nay đang trở thành ưu tiên lựa chọn phổ biến cho người dùng, đặc biệt là tại thị trường Việt Nam. Hộp số AT có nhiều loại, phân loại chủ yếu theo số bậc tự do khi hộp số hoạt động ở trạng thái không tải hoặc theo kiểu tổ hợp dãy hành tinh sử dụng trong hộp số. Loại hộp số này đem lại nhiều ưu điểm so với hộp số cơ khí đơn giản như: dễ tự động hóa điều khiển, thích hợp với các bộ truyền động thủy lực, loại trừ được sử dụng ly hợp, tăng được mô-men xoắn, truyền lực êm dịu, kích thước nhỏ gọn, khoảng động học lớn, ... Để làm rõ các ưu điểm này của hộp số AT, bài báo trình bày “Nghiên cứu khảo sát động lực học ô tô có hộp số tự động AT dựa trên SIMULATION X”. Trong đó, trình bày lý thuyết động lực học của ô tô sử dụng hộp số AT và dựa vào đó để xây dựng mô hình và khảo sát quá trình tăng tốc của ô tô có hộp số AT trên SIMULATION X.

Từ khóa: Hộp số tự động; Động lực học ô tô; Đặc tính kéo.

ABSTRACT

In the automotive industry, vehicles equipped with automatic transmissions (AT) are becoming a popular choice for users, particularly in the Vietnamese market. Automatic transmissions come in various types, primarily classified based on the number of gear ratios when the transmission is in an unloaded state or according to the configuration of the planetary gear. This type of transmission offers numerous advantages over simple mechanical transmissions, such as ease of automation, suitability for hydraulic powertrains, elimination of the need for a clutch, increased torque, smooth power transmission, compact size, and significant dynamic range. This article focuses on: "Investigating the Dynamics of Vehicle with Automatic Transmissions based on SIMULATION X". This paper discusses the theoretical dynamics of vehicles employing automatic transmissions, and a model is constructed based on this theory to investigate the dynamic characteristics of automatic transmissions using SIMULATION X.

Keywords: Automatic transmission; Vehicle Dynamics; Traction characteristics.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Kinh tế Việt Nam ngày càng phát triển, mức sống của người dân ngày càng được nâng lên, do đó mà nhu cầu về phương tiện đi lại bằng ô tô, vận tải hàng hóa là rất lớn. Không chỉ dừng lại về nhu cầu chỉ có cho mình một chiếc xe mà chiếc xe đó phải đảm bảo tính tiện nghi, tính an toàn và tính kinh tế nhiên liệu cao. Trong đó, xe trang bị hộp số tự động là một trong những ưu tiên phổ biến hàng đầu của người dùng và nó dần thay thế cho hộp số cơ khí thông thường bởi nó đảm bảo tốt được các yêu cầu trên. Vậy tại sao lại thế? Để trả lời câu hỏi này, nghiên cứu xây dựng mô hình và khảo sát động lực học hộp số tự động AT là nội dung quan trọng, có tính thời đại. Từ kết quả nghiên cứu của bài báo, có thể làm rõ hơn về tính ưu việt của hộp số AT và làm cơ sở xác định phương pháp khai thác, sử dụng phù hợp để bảo đảm tốt tính năng kỹ thuật và tính kinh tế nhiên liệu của xe.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT ĐỘNG LỰC HỌC XE TRANG BỊ HỘP SỐ TỰ ĐỘNG AT

Cơ sở để xây dựng đặc tính kéo và đặc tính động lực học của của ô tô là dựa trên đặc tính ngoài của động cơ. Đối với xe trang bị hộp số tự động thì liên kết giữa động cơ và hộp số cơ khí là biến mô, nên đường đặc tính đầu ra của trục ra trên biến mô là sự kết hợp giữa đặc tính ngoài của động cơ và đặc tính không thứ nguyên của biến mô-men.

2.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ

Xây dựng đặc tính ngoài của động cơ dựa vào công thức thực nghiệm Lây-đéc-man:

$$M_e = M_{en} \cdot \left[a + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] [\text{Nm}] \quad (1)$$

$$N_e = N_{emax} \cdot \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] [\text{Kw}] \quad (2)$$

Trong đó:

+ N_e – Công suất của động cơ ở số vòng quay bất kỳ [Kw];

+ n_e – Tốc độ góc trục khuỷu động cơ tại công suất N_e [vg/ph];

+ N_{emax} – Công suất lớn nhất của động cơ [Kw];

+ n_N – Tốc độ góc trục khuỷu động cơ tại công suất N_{emax} [vg/ph];

+ M_e – Mô-men xoắn của động cơ tại n_e ;

+ a, b, c – Các hệ số thực nghiệm.

2.2. Đặc tính không thứ nguyên của biến mô

Đường đặc tính không thứ nguyên biểu thị mối liên hệ giữa hệ số mô-men bánh bơm λ_b (hoặc $\gamma\lambda_b$), hệ số mô-men bánh tuabin λ_{tb} (hoặc $\gamma\lambda_{tb}$) và hiệu suất η của bộ truyền thủy lực với tỷ số truyền động i_{bm} . Các quan hệ này nhận được theo các phương trình (3) và (4):

$$M_b = \gamma\lambda_b \cdot n_b^2 D^5 \quad (3)$$

$$M_{tb} = \gamma\lambda_{tb} \cdot n_{tb}^2 D^5 \quad (4)$$

2.3. Đường đặc tính làm việc đồng bộ động cơ – biến mô-men

- Đường đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ – biến mô thủy lực là sự kết hợp giữa hai đường đặc tính: $M_b = f(M_{tb})$ và $M_e = f(n_e)$, với $n_e = n_b$, cụ thể:

$$M_b = \lambda_b \cdot \gamma \cdot n_e^2 \cdot D^5 \quad (5)$$

$$M_e = M_{en} \cdot \left[a + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] [\text{Nm}] \quad (6)$$

- Đường đặc tính đầu ra của biến mô là đường biểu diễn mối quan hệ giữa mô-men trên trục ra của biến mô, hay nói cách khác là đặc tính ngoài của động cơ mới mà ta sẽ dùng để xây dựng đặc tính kéo của ô tô:

$$M_{tb} = f(n_{tb}) \quad (7)$$

$$N_2 = N_{tb} = f(n_{tb}) \quad (8)$$

3. KHẢO SÁT ĐỘNG LỰC HỌC XE TRANG BỊ HỘP SỐ TỰ ĐỘNG AT BẰNG PHẦN MỀM SIMULATION X

3.1. Thông số đầu vào

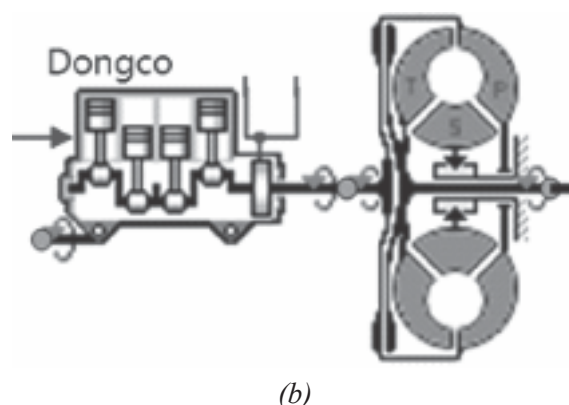
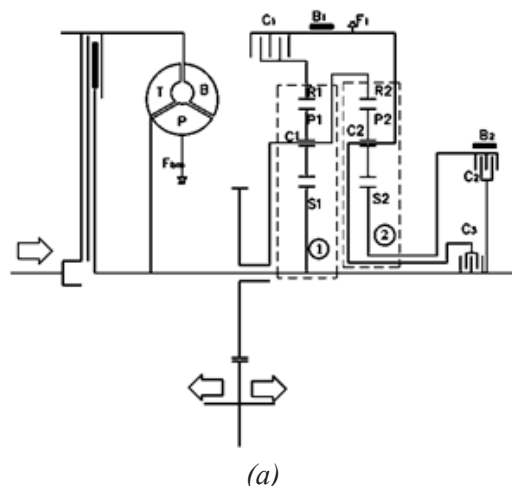
Lựa chọn ô tô KIA MORNING Si 2016 để khảo sát với thông số cho trong bảng 1:

Bảng 1. Các thông số đầu vào khảo sát động lực học của ô tô

ĐỘNG CƠ		
Loại động cơ	Xăng, 1.25 lít	
Công suất cực đại	64.5 kW ở số vòng quay 6000 vg/ph	
Mô-men xoắn cực đại	120 N.m ở số vòng quay 4000 vg/ph	
HỘP SỐ AT		
Tỷ số truyền	Số 1	3.1
	Số 2	1.5
	Số 3	1
	Số 4	0.8
	Số lùi	-3
	TL chính	3.9
KÍCH THƯỚC Ô TÔ		
Dài x Rộng x Cao	3595 x 1595 x 1490 (mm)	
Trọng lượng toàn bộ	1390 Kg	
Lốp xe	175/50R15	
Công thức bánh xe	4 x 2	

3.2. Xây dựng mô phỏng trên SIMULATION X

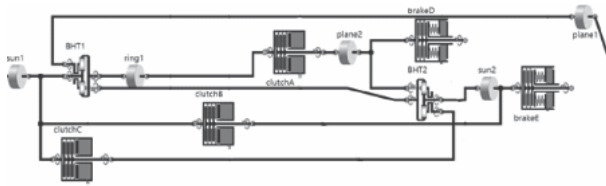
Trong đó, hộp số AT gồm hai thành phần chính là biến mô và bộ truyền hành tinh được mô tả theo sơ đồ nguyên lý như hình 1a, hình 1b mô tả sơ đồ kết nối động cơ và bộ biến mô-men trong phần mềm SimulationX. Bộ truyền hành tinh được sử dụng trên xe KIA MORNING Si 2016 là bộ truyền hai dãy hành tinh. Việc thay đổi các tỉ số truyền được thực hiện bằng cách phối hợp đóng hoặc mở các ly hợp C_1 , C_2 , C_3 và các phanh B_1 , B_2 .



Hình 1. a) Sơ đồ nguyên lý hộp số AT, b) Mô hình mô phỏng kết nối động cơ và biến mô

Dựa vào cơ sở trên, ta xây dựng được sơ đồ hệ thống động truyền lực trên phần mềm SimulationX như sau:

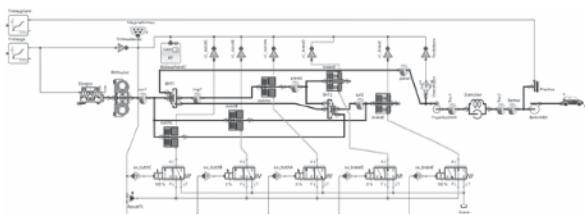
- Bộ truyền hành tinh:



Hình 2. Mô phỏng bộ truyền hành tinh

Ta sử dụng các khối BHT1 và BHT2 để mô phỏng hai dãy hành tinh trong hộp số AT. Trong đó, các khối sun1, ring1, plane2, sun2 và plane1 mô phỏng các bánh răng thành phần của hệ hành tinh, cho phép ta điều chỉnh thông số và thiết lập quan hệ động học với các phần tử khác trong hộp số. Sử dụng các khối ClutchA, ClutchB, ClutchC lần lượt để mô phỏng các ly hợp C_1 , C_2 , C_3 , còn các khối BrakeD và BrakeE để mô phỏng các khối phanh B_1 , B_2 . Mỗi liên kết động học giữa các phần tử trong hệ hành tinh với các ly hợp và phanh trong hộp số AT được biểu diễn bởi các đường nối tương ứng như trên sơ đồ hình 2.

Kết hợp các khối mô phỏng chính với liên kết tín hiệu điều khiển và liên kết quan hệ động lực học phù hợp, ta xây dựng được sơ đồ mô phỏng hệ thống động truyền lực của ô tô KIA MORNING Si 2016 như hình 3.

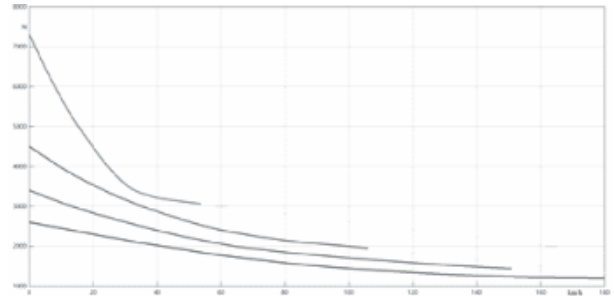


Hình 3. Sơ đồ mô phỏng sử dụng trên SimulationX

3.3. Các kết quả khảo sát động lực học của xe

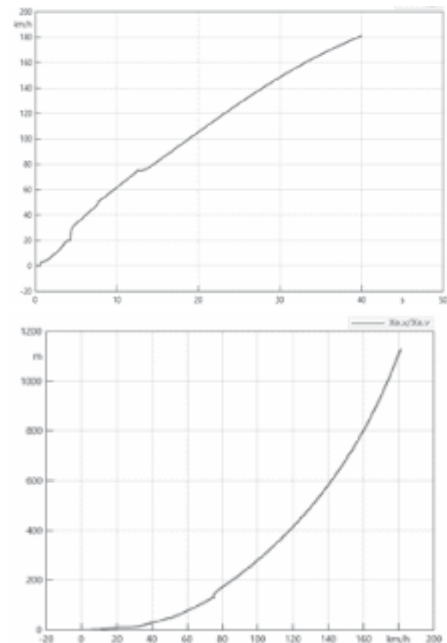
Cho chương trình chạy 40 giây, tương ứng với tốc độ vòng quay động cơ trong mô phỏng là 6000 vòng/phút, ta thu được các kết

quả chính: Đồ thị đặc tính đầu ra của biến mô, đồ thị đặc tính kéo, đồ thị thời gian tăng tốc, đồ thị quãng đường tăng tốc, đồ thị lực cản gió và lực cản lăn.



Hình 4. Đồ thị đặc tính kéo

Nhận thấy, tại mỗi số truyền, đặc tính kéo khảo sát trên ô tô KIA MORNING Si 2016 có dạng gần với dạng lý tưởng của đặc tính kéo động cơ. Khi so sánh với đặc tính kéo ở ô tô sử dụng hộp số cơ khí đơn giản, nhận thấy ở xe có sử dụng hộp số AT sẽ cho phép chuyển số êm dịu, đặc tính kéo có thể bám sát đường đặc tính kéo tối ưu hơn. Nhờ đó giúp xe tiết kiệm nhiên liệu hơn trong quá trình sử dụng.



Hình 5. Đồ thị thời gian và quãng đường tăng tốc

Đồ thị thời gian tăng tốc và đồ thị quãng đường tăng tốc trên hình 5 cho thấy quá trình tăng tốc diễn ra gần như liền mạch, không bị ảnh hưởng bởi quá trình chuyển số (yêu cầu nhiều hơn về kỹ năng điều khiển ly hợp và ga sao cho phù hợp) như trên ô tô sử dụng hộp số cơ khí đơn giản. Điều này cho phép xe đạt hiệu quả sử dụng cao, tiết kiệm nhiên liệu, tạo cảm giác lái êm dịu.

4. KẾT LUẬN

Dựa trên cơ sở lý thuyết động lực học ô tô trang bị hộp số tự động AT, bài báo đã xây dựng mô hình và khảo sát động lực học ô tô có hộp số tự động AT dựa trên phần mềm SimulationX. Trong đó, số liệu đầu vào tham chiếu đối với đối tượng mẫu là ô tô KIA Morning Si 2016. Kết quả xây dựng được: Đồ thị đặc tính ngoài động cơ, đồ thị đặc tính đầu ra của biến mô, đồ thị đặc tính kéo, đồ thị thời gian tăng tốc, đồ thị quãng đường tăng tốc, đồ thị lực cản gió và lực cản lăn, đồ thị lên số theo thời gian. Các đồ thị này giúp làm ta hiểu rõ hơn về ưu điểm của hộp số AT và đặc điểm hoạt động của nó. Các kết quả đã đạt được là tài liệu tham khảo có giá

trị khoa học cho các nghiên cứu sâu hơn có liên quan đến hộp số AT và động lực học ô tô. ❖

Ngày nhận bài: **06/02/2024**

Ngày phản biện: **13/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Phúc Hiểu, Vũ Đức Lập (2002); *Lý thuyết ô tô quân sự*, NXB. Quân đội Nhân dân.
- [2]. Nguyễn Hữu Cần, Phan Đình Kiên (1984); *Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo*. NXB. Đại học và Trung học Chuyên nghiệp.
- [3]. Vũ Đức Lập (1992); *Tính toán kéo ô tô*, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [4]. Hà Quang Minh (2002); *Lý thuyết động cơ đốt trong*, NXB. Quân đội Nhân dân.
- [5]. Reza N.Jazar (2008); *Vehicle dynamics: Theory and applications*. Springer.
- [6]. *SimulationX tutorial for Automotive Powertrain*.
- [7]. <https://www.esi-group.com/products/simulationx>.

NGHIÊN CỨU THUẬT TOÁN ĐIỀU KHIỂN ROBOT 4 CHÂN

STUDY ON QUADRUPEL ROBOT CONTROLLING ALGORITHM

Luu Thanh Tùng^{1,2}, Nguyễn Đức Thiên Ân^{1,2}, Phan Khánh Duy^{1,2}, Tô Nghĩa Nhân^{1,2}¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUT)²Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (VNU-HCM)

TÓM TẮT

Trong thời đại hiện đại, việc điều khiển robot 4 chân đang đặt ra những thách thức đáng kể. Các khó khăn bao gồm việc đồng bộ hóa chuyển động của các chân, duy trì cân bằng trên mặt đất không đồng đều và thích ứng với môi trường xung quanh. Các phương pháp điều khiển truyền thống thường gặp khó khăn trong việc xử lý các yếu tố phi tuyến và sự ngẫu nhiên từ môi trường, dẫn đến hạn chế về hiệu suất và sự linh hoạt của robot. Để vượt qua những thách thức này, chúng tôi đề xuất sử dụng thuật toán học tăng cường, cùng với đó sử dụng trình mô phỏng máy tính để thiết lập thuật toán, mở ra cơ hội để điều khiển robot 4 chân một cách linh hoạt và hiệu quả hơn, từ đó có thể điều khiển robot 4 chân di chuyển linh hoạt trên địa hình gồ ghề.

Từ khóa: Robot 4 chân; Mô phỏng; Học tăng cường.

ABSTRACT

In the modern era, controlling quadruped robots poses significant challenges. Difficulties include synchronizing the motion of the legs, maintaining balance on uneven terrain, and adapting to the surrounding environment. Traditional control methods often struggle to handle nonlinear and uncertain factors, leading to limitations in the performance and flexibility of robots. To overcome these challenges, we propose using reinforcement learning algorithms, building simulation environment to opening up opportunities to control quadrupedal robots more flexibly and effectively over rough terrain.

Keywords: Quadruped robot; Simulation; Reinforcement learning.



1. TỔNG QUAN

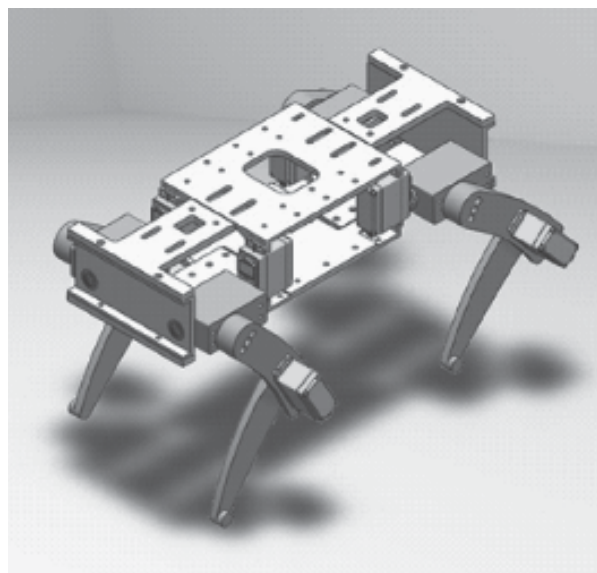
Bài toán di chuyển là một yếu tố quan trọng đối với robot di động và đặc biệt là trong lĩnh vực thiết kế robot 4 chân, như robot chó. Trong quá trình làm việc, robot có thể gặp phải những loại địa hình, hay vật cản chưa từng gặp trước đây, hay việc hoạt động trong các môi trường có tính ngẫu nhiên cao gây khó khăn cho các thuật toán điều khiển thông thường. Các tiến triển gần đây trong lĩnh vực thiết kế và giải thuật điều khiển của robot bốn chân đã đánh dấu một bước phát triển đáng kể, mở ra những cơ hội mới với khả năng di chuyển linh hoạt của chúng.

Trên thế giới, hiện nay, các phương pháp điều khiển robot 4 chân sử dụng học tăng cường tiêu biểu như [1], [2], gồm một bộ điều khiển sử dụng thuật toán học tăng cường và một bộ hành động tham chiếu để thực hiện dáng đi của robot. Hay như [3], [4], [5] sử dụng phương pháp học sinh-giáo viên (student-teacher method), một mạng nơ ron nhân tạo có đầy đủ thông tin từ môi trường (teacher network) và tạo hành động cho robot, cùng lúc đó một mạng nơ ron khác không truy cập đầy đủ được các thông số của môi trường (student network) sẽ học theo mạng nơ ron giáo viên để sinh ra hành động phù hợp cho robot. Một phương pháp khác khá nổi bật gần đây, được trình bày bởi [6], [7], đó là sử dụng những bộ dữ liệu MoCap (Motion Capture), là bộ dữ liệu ghi lại chuyển động của động vật để từ đó làm tham chiếu cho thuật toán học tăng cường. Tuy nhiên, những phương pháp trên đòi hỏi thời gian huấn luyện thuật toán lâu, đồng thời lượng tham số của mô hình học sâu rất lớn và thuật toán huấn luyện rất phức tạp. Việc huấn luyện thuật toán điều khiển đơn giản là một nhu cầu cần thiết và đáng được quan tâm.

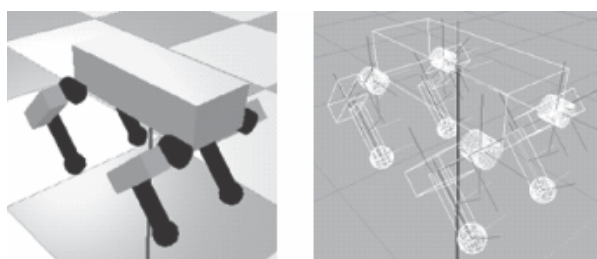
2. PHƯƠNG PHÁP

2.1. Mô hình robot

Để thực hiện công việc phát triển thuật toán, ta cần một mô hình robot đơn giản nhưng đầy đủ để có thể chạy được trong mô phỏng. Thiết kế hoàn thiện của robot 4 chân thường rất phức tạp, nếu sử dụng trực tiếp trong mô phỏng có thể gây chậm trễ và hao tốn tài nguyên tính toán. Vì vậy, một mô hình đơn giản (Hình 1) sẽ giúp dễ dàng thực hiện mô phỏng.



Hình 1. Mô hình robot 4 chân chi tiết



Hình 2. Mô hình robot 4 chân đơn giản.

Mô hình robot sử dụng trong mô phỏng có các thông số cơ bản trong bảng sau:

Bảng 1. Thông số cơ bản của mô hình mô phỏng.

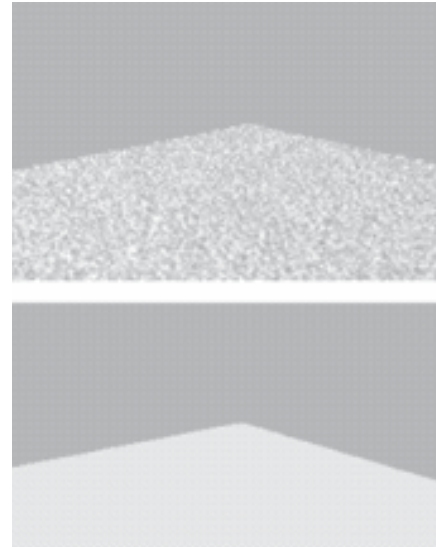
Thông số	Giá trị
Khối lượng thân	2 kg
Kích thước thân	$0,4 \times 0,15 \times 0,1$ m
Khối lượng vai	0,1 kg
Kích thước vai	$0,025 \times 0,05$ m
Khối lượng đùi	0,1 kg
Kích thước đùi	$0,05 \times 0,05 \times 0,15$ m
Khối lượng bắp	0,1 kg
Kích thước bắp	$0,03 \times 0,03 \times 0,1$ m

Các kích thước này được lấy từ bản vẽ thiết kế robot, để đảm bảo mô hình mô phỏng sát với mô hình thực tế nhất có thể.

2.2. Môi trường mô phỏng

Môi trường mô phỏng được xây dựng trên trình mô phỏng Pybullet [8]. Mô hình robot sau khi thiết kế chi tiết sẽ được chuyển thành dạng file .urdf để tải lên mô phỏng. Trong môi trường mô phỏng của Pybullet, các bài toán va chạm sẽ được tính toán trong thời gian thực để đảm bảo mô phỏng sát với thực tế.

Các loại địa hình sẽ được mô hình hóa để huấn luyện thuật toán bao gồm địa hình phẳng và địa hình gồ ghề. Trong địa hình gồ ghề, các chỏm đá nhỏ được sinh ngẫu nhiên với cao độ lớn nhất là 5 (cm). Hình 2 thể hiện các địa hình huấn luyện thuật toán học tăng cường.



Hình 3. Trên: Địa hình gồ ghề với các mỏm đá nhỏ; Dưới: Địa hình mặt phẳng.

2.3. Thuật toán học tăng cường

Thuật toán học tăng cường Vanilla Policy Gradient (VPG) được sử dụng để huấn luyện thuật toán. Một số khái niệm để xây dựng thuật toán bao gồm:

- Bộ điều khiển π .
- Trạng thái của môi trường s .
- Đầu ra của thuật toán a .
- Phần thưởng từ môi trường r .
- Bộ điều khiển, là một hàm số có đầu

vào là trạng thái quan sát được từ môi trường và đầu ra là một hành động. Policy thường được ký hiệu là: $\pi(a|s)$.

• Quỹ đạo, là một chuỗi các hành động, trạng thái môi trường và phần thưởng từ môi trường, thường được biểu diễn dưới dạng một tập hợp nhiều trạng thái, hành động và phần thưởng xếp theo thứ tự như sau:

$$\tau = (s_0, a_0, r_0, s_1, a_1, r_1, \dots, s_t, a_t, r_t). \quad (1)$$

Hàm chuyển tiếp, giả sử trạng thái của 

môi trường tại một thời điểm chỉ phụ thuộc vào trạng thái của môi trường tại thời điểm trước đó, thì hàm chuyển tiếp được định nghĩa là: $p(s'|s,a)$.

Tổng tích lũy phần thưởng, là giá mà môi trường trả về khi được tính trên một quỹ đạo, với γ là hệ số lạm phát: $\gamma \in (0,1)$, có giá trị như sau:

$$G(\tau|t) = \sum_{k=0}^{\infty} \gamma^k R_{t+k+1} \quad (2)$$

Xác suất để ta bắt gặp một quỹ đạo có T bước thời gian là:

$$P(\tau|\pi) = p(s_0) \prod_{t=0}^{T-1} p(s_{t+1}|s_t) = p(s_0) \prod_{t=0}^{T-1} p(s_{t+1}|s_t, a_t) \pi(a_t|s_t) \quad (3)$$

Từ đó, ta có thể đưa ra khái niệm phần thưởng kỳ vọng trong một quỹ đạo là:

$$J(\tau) = \sum_{\tau} P(\tau|\pi) G(\tau) = E[G(\tau)] \quad (4)$$

Vì vậy, để tìm một bộ điều khiển tốt nhất để tối đa phần thưởng mà ta nhận về khi thực hiện một quỹ đạo chính là thực hiện bài toán tối ưu sau:

$$\pi^* = \arg \max_{\pi} J(\tau) \quad (5)$$

Để trực tiếp tìm được bộ điều khiển tốt nhất, ta thực hiện đạo hàm $\nabla_{\theta} E_{\tau \sim \pi_{\theta}}[G(\tau)]$, sau đó cập nhật tham số mô hình theo công thức Gradient Ascent cơ bản, với θ là thông số mạng nơ ron của bộ điều khiển π :

$$\theta \leftarrow \theta + \beta \nabla_{\theta} E_{\tau \sim \pi_{\theta}}[G(\tau)] \quad (6)$$

Trong đó, $\nabla_{\theta} E_{\tau \sim \pi_{\theta}}[G(\tau)]$ được biến đổi như sau:

$$\nabla_{\theta} E_{\tau \sim \theta}[G(\tau)] = E_{\tau \sim \theta}[\sum \nabla_{\theta} \log \pi_{\theta}(a_t|s_t) G(\tau|s_t)] \quad (7)$$

Theo lý thuyết của VPG [9], [10], cập nhật thuật toán theo (6) sử dụng thuật toán tối ưu Gradient Ascent sẽ đạt được bộ điều khiển tối ưu π^* .

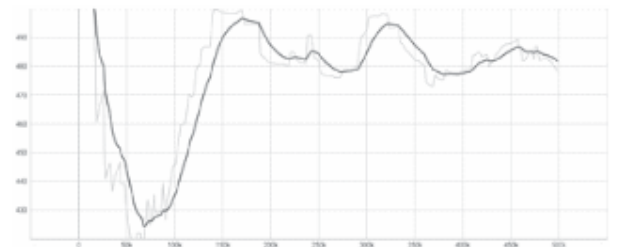
3. THÍ NGHIỆM

3.1. Huấn luyện thuật toán

Thuật toán được huấn luyện 500.000 bước, với learning rate là 0,005. Tổng thời gian trong mô phỏng là 6 giờ và thời gian thực là 2 giờ đồng hồ. Bộ điều khiển được chọn là một mạng nơ ron đơn giản có 3 lớp và lớp ẩn có 256 nút. Ta sử dụng thuật toán tối ưu Adam để tối ưu thuật toán VPG. Các kết quả huấn luyện được thể hiện trên các Hình 3, Hình 4, Hình 5. Bộ dữ liệu để huấn luyện thuật toán sẽ được thu thập song song với việc thực toán chạy trong mô phỏng. Để tiết kiệm thời gian và tối ưu tài nguyên tính toán, 8 môi trường mô phỏng được chạy cùng lúc để thu thập dữ liệu cho thuật toán.



Hình 4. Tổng phần thưởng tích lũy của mô hình.



Hình 5. Độ dài một lần mô phỏng.

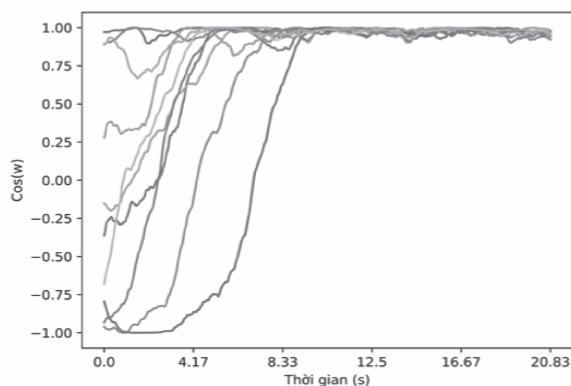


Hình 6. Mắt mắt của bộ điều khiển.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

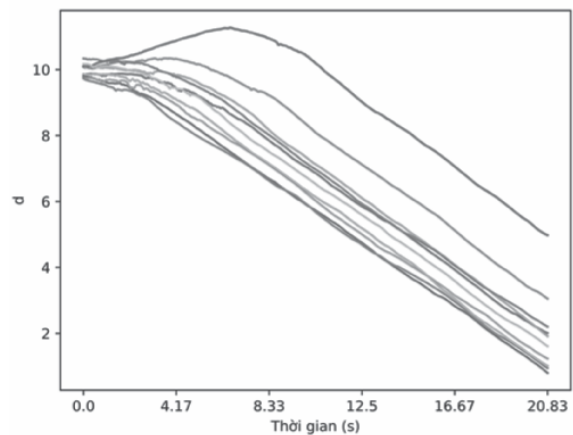
Trong số các thông số đánh giá của thuật toán thì tổng phần thưởng tích lũy là quan trọng bậc nhất, thông số này phản ánh khả năng đạt được mục tiêu đã đề ra của thuật toán. Giá trị càng cao chứng tỏ trong một vòng lặp mô phỏng, thuật toán của ta đã điều khiển robot đi đúng hướng.

Một yếu tố khác có thể dùng để đánh giá thuật toán chính là bằng cách nhìn vào đáp ứng của thuật toán đối với một điểm mục tiêu bất kỳ trong môi trường mô phỏng. Vì đầu vào của thuật toán bao gồm một véc-tơ chỉ phương trong hệ tọa độ robot, chỉ đến mục tiêu, vì thế, ta có thể thực hiện tính toán và khảo sát khoảng cách cosin (cosine distance) giữa góc quay mặt hiện tại và véc-tơ chỉ phương để biết được đáp ứng thuật toán.



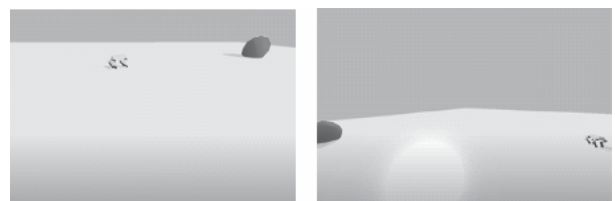
Hình 7. Đáp ứng khoảng cách cosin của góc quay robot.

Theo như quan sát, hầu hết các đường đáp ứng đều đạt đến giá trị lớn hơn 0,75 sau 5 giây, tuy chỉ có hai trường hợp cá biệt đó là đường xanh lá và đỏ là đáp ứng chậm so với các đường còn lại, đó là vì khi này mục tiêu nằm sau lưng robot và thuật toán điều khiển cần tốn một khoảng thời gian để cho robot quay đầu.



Hình 8. Khoảng cách giữa robot và mục tiêu theo thời gian.

Từ hình trên, có thể thấy robot di chuyển với vận tốc gần như tuyến tính, và cần nhiều thời gian hơn để có thể đi đến được vị trí của mục tiêu nếu vị trí mục tiêu không thuận lợi với hướng quay ban đầu của robot.



Hình 9. Trái: Di chuyển đến mục tiêu trên đường thẳng; Phải: Quay đầu sau đó tiến về mục tiêu.

5. KẾT LUẬN

Thuật toán huấn luyện đã điều khiển robot di chuyển trên địa hình phẳng và gồ ghề 🙌

đến mục tiêu với độ tin cậy cao. Kết quả thử nghiệm trên mô phỏng cho thấy robot có thể hoàn thành nhiệm vụ di chuyển đến mục tiêu trong thời gian ngắn và dễ dàng vượt qua địa hình gập ghềnh trong mô phỏng. Với độ phức tạp thấp và thời gian huấn luyện không cao, đây chính là nền móng cho việc triển khai thuật toán vào thiết bị phần cứng dễ dàng và nhanh gọn hơn.

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-2023-CK-26. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **17/02/2024**

Ngày phản biện: **27/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Tan, J., Zhang, T., Coumans, E., Iscen, A., Bai, Y., Hafner, D., ... & Vanhoucke, V. (2018). Sim-to-real: *Learning agile locomotion for quadruped robots*. Preprint arXiv: 1804.10332.
- [2]. Lee, J., Hwangbo, J., Wellhausen, L., Koltun, V., & Hutter, M. (2020). *Learning quadrupedal locomotion over challenging terrain*. Science robotics, 5(47), eabc5986.
- [3]. Ma, Y., Farshidian, F., Miki, T., Lee, J., & Hutter, M. (2022). *Combining learning-based locomotion policy with model-based manipulation for legged mobile manipulators*. IEEE Robotics and Automation Letters, 7(2), 2377-2384.
- [4]. Miki, T., Lee, J., Hwangbo, J., Wellhausen, L., Koltun, V., & Hutter, M. (2022). *Learning robust perceptive locomotion for quadrupedal robots in the wild*. Science Robotics, 7(62), eabk2822.
- [5]. Agarwal, A., Kumar, A., Malik, J., & Pathak, D. (2023). *Legged locomotion in challenging terrains using egocentric vision*. Conference on robot learning (pp. 403-415). PMLR.
- [6]. Peng, X. B., Andrychowicz, M., Zaremba, W., & Abbeel, P. (2018). *Sim-to-real transfer of robotic control with dynamics randomization*. 2018 IEEE international conference on robotics and automation (ICRA) (pp. 3803-3810). IEEE.
- [7]. Bohez, S., Tunyasuvunakool, S., Brakel, P., Sadeghi, F., Hasenclever, L., Tassa, Y., ... & Heess, N. (2022). *Imitate and repurpose: Learning reusable robot movement skills from human and animal behaviors*. arXiv preprint arXiv:2203.17138.
- [8]. Coumans, E., & Bai, Y. (2016). *Pybullet, a python module for physics simulation for games, robotics and machine learning*.
- [9]. Sutton, R. S., McAllester, D., Singh, S., & Mansour, Y. (1999). *Policy gradient methods for reinforcement learning with function approximation*. Advances in neural information processing systems, 12.
- [10]. Schulman, J. (2016). *Optimizing expectations: From deep reinforcement learning to stochastic computation graphs*. Doctoral dissertation, UC Berkeley.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG NHẬN DẠNG PHI TUYẾN HỆ LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN C-EPS TRÊN XE Ô TÔ SỬ DỤNG MATLAB – SIMULINK

STUDY ON SIMULATION OF NONLINEAR IDENTIFICATION OF C-EPS ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM FOR VEHICLES USING MATLAB – SIMULINK

Đào Quang Khanh, Hứa Xuân Long, Tống Lâm Tùng
Khoa Điện – Điện tử, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Trong bài báo này, trình bày cơ sở lý thuyết của hệ thống lái trợ lực điện C-EPS, từ đó xây dựng mô hình phi tuyến của hệ. Trên cơ sở đó, xây dựng mô phỏng các thành phần của hệ thống và sử dụng công cụ Identification System của Matlab & Simulink để nhận dạng hệ phi tuyến C-EPS về hệ tuyến tính. Kết quả, các đặc tính đầu ra là mô-men trợ lực lái của hệ tuyến tính C-EPS nhận dạng được so sánh với hệ phi tuyến C-EPS cho thấy sự tương đồng giữa hệ tuyến tính và hệ phi tuyến đáp ứng được yêu cầu đặt ra trong suốt quá trình điều khiển. Ngoài ra, kết quả mô phỏng hệ thống cho thấy tính ưu việt của phương pháp nhận dạng hệ phi tuyến so với phương pháp tuyến tính hóa hệ thống, giúp cho việc tính toán điều khiển hệ thống lái trợ lực C-EPS được đơn giản và hiệu quả hơn.

Từ khóa: Hệ thống lái trợ lực điện C-EPS; Nhận dạng hệ thống; Công cụ nhận dạng trong Matlab.

ABSTRACT

This paper, the theoretical basis of the C-EPS electric power steering system is presented, from which a nonlinear model of the system is built. On that basis, build a simulation of the system's components and use the System Identification tool of Matlab & Simulink to identify the C-EPS nonlinear system and different linear systems. As a result, the output characteristics of the power steering torque of the identified C-EPS linear system are compared with the C-EPS nonlinear system, showing the similarity between the linear system and the nonlinear system to meet the requirements set during the control process. In addition, the system simulation results show the superiority of the nonlinear system identification method compared to the system linearization method, helping to simplify the calculation and control of the C-EPS power steering system and more effective.

Keywords: Electric power steering system on C-EPS steering column; Identification system in Matlab. 

1. TỔNG QUAN

Hệ thống lái có hai nhiệm vụ chính là: điều hướng cho xe ô tô theo quỹ đạo chuyển động như mong muốn của người lái, tạo cảm giác lái chân thực, dễ dàng cho người điều khiển xe ô tô. Hai nhiệm vụ đó trên được thực hiện bởi hệ thống lái, trong đó, hệ thống lái trợ lực điện trên trụ lái (C-EPS) có tính ưu việt, căn cứ vào vận tốc của xe, mô-men của vô lăng hệ thống bổ sung thêm mô-men lái cần thiết thông qua động cơ điện trợ lực lái, giúp xe ô tô chuyển hướng dễ dàng khi chỉ cần một lực quay vô lăng nhỏ, giúp người điều khiển xe di chuyển nhẹ nhàng. Hệ thống lái là một hệ phi tuyến phức tạp, có tải động, vì vậy để điều khiển hệ thống lái, chúng ta cần đơn giản hóa mô hình điều khiển.

Kết quả tổng hợp bộ điều khiển phụ thuộc rất nhiều vào mô hình mô tả của đối tượng. Người ta thường sử dụng hai phương pháp mô hình hóa đối tượng: phương pháp lý thuyết và phương pháp nhận dạng. Hệ thống lái trợ lực điện trên trụ lái C-EPS đã có nhiều nghiên cứu được công bố [4-7] được các tác giả tập trung vào xây dựng mô hình phi tuyến phức tạp. Trong bài báo này, đề xuất phương pháp nhận dạng phi tuyến hệ thống lái trợ lực điện C-EPS nhằm mục tiêu đơn giản hóa mô hình điều khiển và mô phỏng bằng công cụ Matlab & Simulink.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN

2.1. Cấu trúc hệ thống lái trợ lực điện

Trong Hình 1a mô tả cấu tạo vật lý của hệ thống lái. Các thành phần trong cấu trúc của hệ thống lái bao gồm: vô lăng, cột lái, thanh răng và cơ cấu bánh răng. Mô-men xoắn từ vô

lăng được đo bằng cảm biến mô-men gắn trên cột lái và kết nối với bộ điều khiển điện tử ECU. Mô-men xoắn hỗ trợ được sinh ra bởi động cơ PMSM trợ lực lái thông qua bánh răng, thanh răng với các giá trị mô-men xoắn hỗ trợ khác nhau tùy thuộc vào vận tốc của xe, nó cung cấp mô-men xoắn hỗ trợ cho người lái điều hướng của xe ô tô.

2.2. Mô hình toán các phần tử trong hệ thống lái trợ lực điện C-EPS

a. Động học của hệ thống lái trợ lực điện C-EPS

Động học của hệ thống lái trợ lực điện trên cột lái C-EPS (Hình 1b) được thể hiện như sau [6]:

- Động học của vô lăng và cột lái:

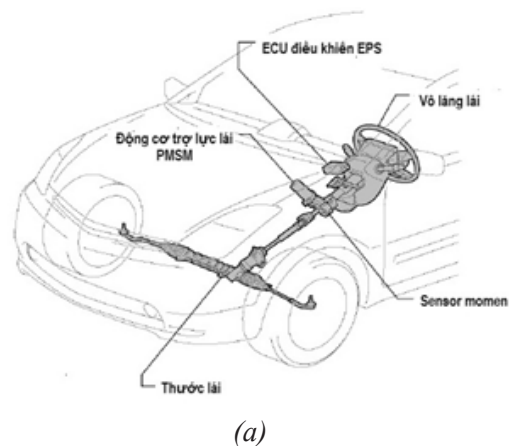
$$J_s \ddot{\theta}_s = T_d - K_s (\theta_s - \theta_r) - B_s \dot{\theta}_s \quad (1)$$

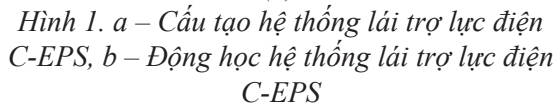
- Động học của hệ thống trợ lực lái:

$$J_m \ddot{\theta}_m = T_m - K_m (\theta_s - i_m \theta_r) - B_m \dot{\theta}_m \quad (2)$$

- Động học của hệ thống thanh răng truyền lực lái:

$$m \ddot{x} = \frac{1}{r_p} [K_m (\theta_m - i_m \theta_r) i_m + K_s (\theta_s - \theta_r)] - B_r \dot{x} - K_r x \quad (3)$$





Bộ điều khiển ECU có nhiệm vụ nhận tín hiệu mô-men xoắn từ vô lăng và vận tốc của xe ô tô. Hai tín hiệu đầu vào đó được đưa vào hàm thực hiện chức năng lựa chọn mô-men xoắn phù hợp [6].

$$trq(v) = (4 - 0,0606 + 0,0003v^2)(T_d - T_{d0}) \quad (5)$$

Hình 2. a – Cấu trúc nhận dạng mô hình hệ thống,
b – Các bước nhận dạng hệ thống

3.2. Ước lượng mô hình trong không gian trạng thái

Dự báo đáp ứng của hệ thống được mô tả trong Hình 2, bộ dự báo có dạng như sau:

$$\hat{y}(k, \theta) = \varphi(k, \theta) \theta \quad (6)$$

Phương trình (6) được gọi là bộ dự báo dạng hồi quy tuyến tính có cấu trúc như Hình 4, vì bộ dự báo tuyến tính theo tham số θ .

Hệ tuyến tính được mô tả bằng phương trình trạng thái [1], [2]:

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) + w(k) \\ y(k) = Cx(k) + Du(k) + v(k) \end{cases} \quad (7)$$

Cần ước lượng các ma trận A, B, C, D để mô tả được quan hệ giữa vào – ra của hệ thống. Vấn đề gây ra khó khăn ở đây là có vô số phương trình dạng (7) có thể mô tả được hệ thống tùy thuộc vào cách chọn biến trạng thái. Tuy nhiên, phương trình trạng thái (7) được rút ra từ mô hình vật lý thì các biến trạng thái hoàn toàn xác định. Giả sử trong thí nghiệm thu thập số liệu, ta không những đo được $y(k), u(k)$ mà còn đo được cả các biến trạng thái $x(k), k = 1, 2, \dots, N$. Do các biến trạng thái đã xác định nên phương trình (7) các ma trận A, B, C, D cũng đã xác định [1], [2]:

$$Y(k) = \begin{bmatrix} x(k+1) \\ y(k) \end{bmatrix} \quad (8)$$

- Vector tham số: $\theta = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$, vector hồi

quy: $\varphi(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ u(k) \end{bmatrix}$, vector nhiễu: $E(k) = \begin{bmatrix} w(k) \\ e(k) \end{bmatrix}$

3.3. Ước lượng tham số của mô hình

Nguyên tắc ước lượng tham số: giả sử chúng ta đã chọn được cấu trúc mô hình thích

hợp với hệ thống cần nhận dạng và đồng thời đã thu thập được N mẫu dữ liệu, đưa ra bộ dự báo $\hat{y}(k|\theta)$:

$$Z^N = \{u(1), y(1), \dots, u(N), y(N)\} \quad (9)$$

- Vấn đề đặt ra là xác định tham số θ_N dựa vào Z^N , chúng ta có thể tính được sai số dự báo:

$$\varepsilon(k, \theta) = y(k) - \hat{y}(k, \theta) \quad (10)$$

Ta cần xác định tham số θ_N sao cho sai số dự báo càng nhỏ càng tốt, có hai phương pháp xác định: một là, lọc sai số dự báo bằng bộ lọc tuyến tính $L(q)$, hai là sử dụng hàm đánh giá $V_N(\theta, Z^N)$ [1], [2].

- Phương pháp bình phương tối thiểu có bộ dự báo hồi quy tuyến tính có dạng:

$$\hat{y}(k, \theta) = \varphi^T(k) \theta + \mu(k) \quad (11)$$

Sai số dự báo là:

$$\varepsilon_F(k, \theta) = y(k) - \varphi^T(k) \theta - \mu(k) \quad (12)$$

Tiêu chuẩn bình phương tối thiểu:

$$v_N(\theta, Z^N) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [y(k) - \varphi^T(k) \theta - \mu(k)]^2 \quad (13)$$

Do V_N có dạng toàn phương nên chúng ta có thể tìm cực tiểu bằng cách cho đạo hàm bậc 1 theo tham số bằng 0 [1], [2]:

$$\Rightarrow \sum_{k=1}^N \varphi(k) [y(k) - \mu(k)] = \sum_{k=1}^N \varphi(k) [\varphi^T(k) \theta] \quad (14)$$

Suy ra, tham số ước lượng được xác định như sau:

$$\theta = \left[\sum_{k=1}^N \varphi(k) \varphi^T(k) \right]^{-1} \sum_{k=1}^N \varphi(k) [y(k) - \mu(k)] \quad (15)$$

4. NHẬN DẠNG HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN C-EPS

Bộ công cụ nhận dạng (Identification Toolbox) của Matlab hỗ trợ đầy đủ các tiện ích để có thể dễ dàng giải bài toán nhận dạng mô hình [2]:

Một là, xử lý dữ liệu: Lọc nhiễu, phân đoạn dữ liệu, kết hợp dữ liệu từ nhiều thí nghiệm, lấy mẫu lại. Cấu trúc mô hình: Ident có thể nhận dạng mô hình không tham số và mô hình có tham số;

Hai là, ước lượng tham số: Các phương pháp ước lượng mô hình không tham số là phương pháp bình phương tối thiểu, phương pháp tương quan,... [2].

Giao diện của bộ công cụ System Identification thể hiện trên Hình 3. Giao diện này cho phép dễ dàng thực hiện các bước nhận dạng hệ thống như xử lý dữ liệu, ước lượng thông số, đánh giá mô hình [2].

Tùy vào vận tốc của xe ô tô, mô-men xoắn trợ lực được tính bằng (4), (5). Ngưỡng T_{d0} đặt ở mức 1Nm, nếu đầu vào từ vô lăng có mô-men xoắn nhỏ hơn ngưỡng này, mô-men trợ lực lái không được trợ lực lái và cho người lái cảm giác lái tốt hơn. Nếu mô-men xoắn từ vô lăng cao hơn ngưỡng tối đa T_{dMax} là 7Nm thì động cơ trợ lực lái sẽ cung cấp mô-men xoắn tối đa 24Nm.

Trong nghiên cứu này sử dụng phương pháp nhận dạng hệ phi tuyến thành hệ tuyến tính. Việc nhận dạng mô hình hệ C-EPS được tiến hành bằng việc thu thập dữ liệu vào/ra tác động vào mô hình là dạng hình sin với hệ C-EPS tín hiệu vào Input = Td, tín hiệu ra Output = Ts, với động cơ trợ lực PMSM tín hiệu vào Input =

Tm, tín hiệu ra Output = Te.

Khi cập nhật tập tín hiệu vào/ra vào giao diện Hình 3, ta tiến hành chọn cấu trúc của mô hình. Theo (1), (2), (3) của C-EPS và mô hình động cơ PMSM, nhóm tác giả lựa chọn cấu trúc mô hình nhận dạng của hai thành phần là mô hình không gian trạng thái tuyến tính có dạng:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (17)$$

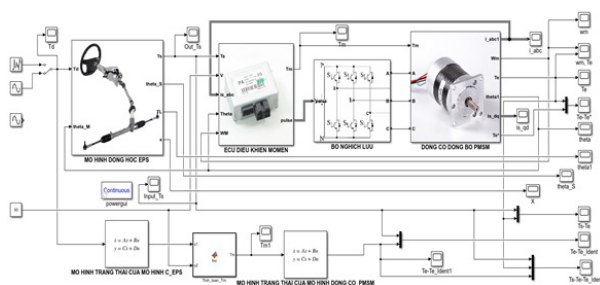


(a)



(b)

Hình 3. a – Giao diện nhận dạng hệ lái trợ lực C-EPS; b – Giao diện nhận dạng động cơ PMSM



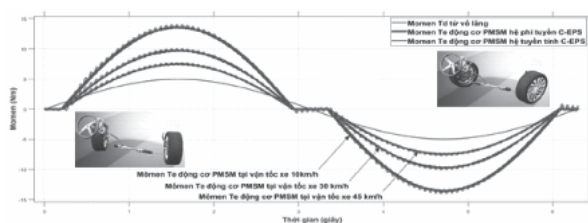
Hình 4. Mô hình mô phỏng và nhận dạng hệ thống lái trợ lực điện C-EPS

Việc ước lượng các tham số do Matlab thực hiện bằng phương pháp hồi quy như thể hiện trong Hình 2a, mô hình cần nhận dạng hệ C-EPS dạng phi tuyến như phương trình (1), (2), (3) nên chọn bậc của mô hình là bậc 3. Ta tiến hành chạy mô phỏng với các thông số từ Bảng 1, sơ đồ Simulink Hình 4 và thu thập dữ liệu, sử dụng giao diện công cụ nhận dạng Hình 3 tiến hành nhận dạng, ta thu được các ma trận

hệ thống trong mô hình không gian trạng thái của hệ C-EPS, với độ chính xác của mô hình đạt $B_{\text{bestfit}} = 97\%$.

$$A = \begin{bmatrix} -0,0003919 & -1,725 & 0,06243 \\ 1,723 & 0,03386 & 10,49 \\ 0,08449 & -8,967 & -9,593 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} -11,05 \\ 9,242 \\ -63,7 \end{bmatrix} \quad C = [-0,8428 \quad 0,0173 \quad 0,001734] \quad D = [0] \quad (18)$$



Hình 5. Đặc tính mô-men hệ phi tuyến và tuyến tính của hệ thống lái trợ lực điện C-EPS

Bảng 1. Bảng thông số của hệ thống lái trợ lực điện C-EPS

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Công suất của động cơ	P_{dm}	[kW]	2,2	Mô-men quán tính vô lăng lái	J_s	[Kg.m ²]	0,0012
Tốc độ định mức động cơ	n_{dm}	[v/p]	1000	Hệ số ma sát của cột lái	B_s	[Nm/rad]	0,26
Điện áp định mức động cơ	U	[V]	13	Độ cứng cột lái	K_s	[Nm.rad ^{-1.s}]	115
Dòng điện của động cơ	I_{dm}	[A]	175	Góc lái của vô lăng lái	θ_s	[rad]	
Mô-men quán tính động cơ	J_m	[Kg.m ²]	0,00048	Góc lái trên cột lái	θ_r	[Rad]	
Hệ số ma sát	B_m	[Nm/rad]	0,0198	Mô-men đặt từ vô lăng	T_d	[Nm]	
Điện cảm phản ứng	L_{dq}	[mH]	150	Mô-men của động cơ	T_m	[Nm]	
Điện trở phản ứng	R_s	[Ω]	0,02	Tỷ số truyền của hộp giảm tốc	i_m		7,225

Số cực từ của Rotor động cơ	p		4	Góc quay của động cơ	θ_m	[Rad]	
Mô-men định mức	T_N	[Nm]	24	Hệ số ma sát trên thước lái	B_r	[Nm.s]	653,203
Độ cứng trục động cơ trợ lực	K_m	[Nm.rad ⁻¹]	125	Bán kính bánh răng thước lái	r_p	[m]	0,007783
Độ cứng của thước lái	K_r	[N/m]	91061,4	Trọng lượng của thước lái	m	[kg]	32

Với mô hình cần nhận dạng là động cơ đồng bộ nam châm vĩnh cửu PMSM [3] dạng phi tuyến nên chọn bậc của mô hình là bậc 3. Chạy mô phỏng sơ đồ Simulink Hình 4 và thu thập dữ liệu, sử dụng giao diện công cụ nhận dạng Hình 3, ta thu được các ma trận hệ thống trong mô hình không gian trạng thái của động cơ đồng bộ nam châm vĩnh cửu PMSM với độ chính xác của mô hình đạt $B_{\text{bestfit}} = 97\%$.

$$A = \begin{bmatrix} -1.761 & -99.91 & -3.772 \\ 98.51 & 1.029 & -0.6899 \\ -2.099 & -0.5494 & -6.687 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 66.28 \\ -30.31 \\ 2.008 \end{bmatrix}$$

$$C = [-1.311 \quad 2.333 \quad -0.8302] \quad D = [0] \quad (19)$$

5. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Sau khi nhận dạng lái trợ lực điện C-EPS dạng phi tuyến thành hệ lái trợ lực điện C-EPS dạng tuyến tính như trong Hình 4. Dữ liệu của động cơ PMSM và hệ thống lái trợ lực điện C-EPS (Bảng 1) được thay vào trong Hình 4 vận tốc của xe, mô-men lái từ vô lăng đặt cho hệ thống dạng sin tại các thời điểm như thể hiện trong Hình 5. Sơ đồ mô phỏng Hình 4 được chạy đồng thời trong môi trường Simulink tại thời điểm là 0 giây đến 6,3 giây với các giá trị vận tốc của xe khác nhau: 10km/h, 30km/h, 45km/h, mô-men lái dạng hình sin biên độ lớn nhất là $\pm 5\text{Nm}$, từ đó có kết quả so sánh mô-men trợ lực lái ứng với vận tốc xe khác nhau của hệ

phi tuyến và hệ tuyến tính (Hình 5). Kết quả mô phỏng trong Hình 8 với hệ lái trợ lực điện C-EPS hệ phi tuyến cho thấy, mô-men lái đặt ban đầu là hình sin với biên độ $\pm 5\text{Nm}$ với vận tốc xe nhỏ 10km/h thì mô-men trợ lực lái là lớn nhất 14Nm; với vận tốc xe lớn 45km/h thì mô-men trợ lực lái là nhỏ 7,5Nm. Mô-men trợ lực lái chỉ được hỗ trợ khi mô-men đặt từ vô lăng lớn hơn 1Nm. Kết quả mô phỏng hệ lái trợ lực điện C-EPS hệ tuyến tính cho thấy đặc tính đầu ra mô-men trợ lực lái bám sát với mô-men trợ lực lái của hệ C-EPS hệ phi tuyến tại các thời điểm và vận tốc của xe khác nhau.

6. KẾT LUẬN

Hệ thống lái trợ lực điện C-EPS hệ phi tuyến sử dụng trợ lực lái bằng động cơ đồng bộ ba pha nam châm vĩnh cửu PMSM được nhận dạng gần đúng về hệ tuyến tính. Trong kết quả nghiên cứu cho thấy việc nhận dạng được tiến hành bằng công cụ Identification Toolbox cho ra được mô hình nhận dạng tuyến tính là các phương trình trạng thái với các ma trận thông số A, B, C, D, kết quả so sánh độ chính xác của mô hình tuyến tính và phi tuyến đạt $B_{\text{bestfit}} = 97\%$. Các đặc tính mô phỏng tại các thời điểm và vận tốc khác nhau của đồng thời hai hệ lái trợ lực điện C-EPS hệ tuyến tính và C-EPS phi tuyến cho thấy đặc tính đầu ra mô-men trợ lực lái C-EPS hệ tuyến tính bám sát với

mô-men trợ lực lái của hệ C-EPS hệ phi tuyến. Vấn đề nghiên cứu phương pháp nhận dạng hệ phi tuyến lái trợ lực điện C-EPS trên xe ô tô là hướng nghiên cứu mới cho việc giải các bài toán điều khiển hệ phi tuyến phức tạp trên xe ô tô.

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong Đề tài mã số DT23-24.46.❖

Ngày nhận bài: **25/02/2024**

Ngày phản biện: **15/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Phương Hà, Huỳnh Thái Hoàng (2005); *Lý thuyết điều khiển thông minh*, NXB. Đại học Quốc gia.
- [2]. Lennart Ljung (2015); *System Identification Toolbox user's guide – Matlab & Simulink*, The MathWorks, Inc.
- [3]. Đào Quang Khanh, Hứa Xuân Long, Tống Lâm Tùng (2024); *Nghiên cứu mô phỏng hệ thống lái trợ lực điện C-EPS cho xe ô tô sử dụng trợ lực điện bằng hệ biến tần SVPWM – động cơ điện đồng bộ ba pha nam châm vĩnh cửu (PMSM) áp dụng phương pháp điều khiển PI -Fuzzy logic*, Tạp chí Giao thông Vận tải, Số 740, 4-2024.
- [4]. Vũ Văn Tuấn, Mai Đức Anh, Đặng Đình Huy, Đỗ Trọng Tú (2023); *Thiết kế bộ điều khiển tối ưu cho hệ thống lái trợ lực điện dạng C-EPS trên ô tô con*, Tạp chí Khoa học Công nghệ, Đại học Công nghiệp Hà Nội, tập 59 – số 4.
- [5]. Lê Văn Nghĩa, Đàm Hoàng Phúc (2021); *Nghiên cứu ứng dụng bộ điều khiển PID trong trợ lực lái điện trên ô tô*, Hội nghị Khoa học & Công nghệ Cơ khí – Động lực, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải.
- [6]. Raul-Octavian Nemes, Mircea Ruba, Claudia Martis (2018), *Integration of Real-Time Electric Power Steering System Matlab/Simulink Model into National Instruments VeriStand Environment*, Conference Paper, EPEPEMC, 2018.
- [7]. Bustanul Arifin, Bhakti Yudho Suprpto, (2022), *Steering control in electric power steering autonomous vehicle using Type-2 Fuzzy logic control and PI control*, World Electric Vehicle Journal.

THIẾT KẾ CHẾ TẠO MÁY UỐN THÉP HÌNH H200

DESIGN AND MANUFACTURING MACHINE OF BENDING SHAPE STEEL H200

Nguyễn Hữu Ngoạn

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh

TÓM TẮT

Ngày nay, các công trình sử dụng kết cấu thép rất phổ biến, đặc biệt là các loại thép hình cán nóng như thép hình H, I, U, C, O.... Trong quá trình sản xuất, thường phải uốn theo định dạng các loại thép hình. Trên thị trường hiện nay có các loại máy uốn, lóc thép hình, thông dụng nhất là máy lóc ống hoặc các loại thép hộp kích thước nhỏ. Một số loại máy lóc thép hình H, U nhập ngoại có giá thành rất cao. Chúng thường được trang bị trong các nhà máy chuyên môn hóa hoặc các nhà máy được đầu tư lớn.

Ở các cơ sở sản xuất nhỏ thường không phù hợp để đầu tư các loại máy đó. Vì vậy, việc chế tạo máy có thể uốn được các loại thép hình như H100, H150, H200, I150, I200 với giá thành rẻ là rất cần thiết.

Bài báo này trình bày phương pháp thiết kế và chế tạo máy uốn thép hình H200 với bán kính cong nhỏ nhất 2,5m, phù hợp với điều kiện sản xuất của Việt Nam hiện nay.

Từ khóa: Định dạng; Lóc thép; Uốn thép; Thép hình; Kích thước.

ABSTRACT

Nowadays, projects using steel structures are very popular, especially hot-rolled steel shapes such as H, I, U, C, O shaped steel.... During the production process, bending is often required, formats of shaped steel. On the market today there are different types of bending and bending machines for shaped steel, the most common are tube bending machines or small sized steel boxes. Some types of imported H and U shaped steel rolling machines have very high prices. They are often equipped in specialized factories or factories with large investments.

In small production facilities, it is often not appropriate to invest in such machines. Therefore, manufacturing a machine that can bend steel shapes such as H100, H150, H200, I150, I200 at low prices is very necessary.

This article presents the method of designing and manufacturing the H200 shaped steel bending machine with a minimum curvature radius of 2.5m, suitable for current production conditions in Vietnam.

Keywords: Format; Steel block; Steel bending; Shaped steel; Size.



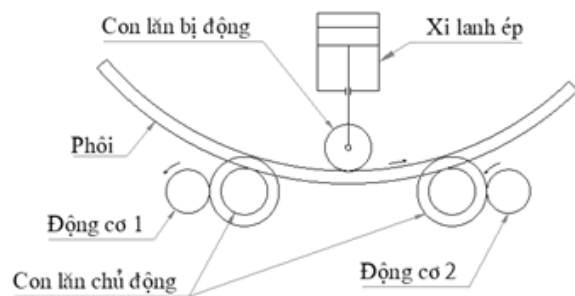
1. GIỚI THIỆU

Chế tạo thiết bị để uốn thép hình đáp ứng yêu cầu sản xuất là một nhu cầu tất yếu của chúng ta hiện nay. Để chế tạo, lắp ráp khung nhà tiền chế cần có nhiều loại thép hình phù hợp với các yêu cầu thiết kế [1]. Khi kết cấu nối các mối ghép khung xà trong xây dựng lắp ráp cần có nhiều tấm ghép, nhiều chủng loại để nối, liên kết các khung sườn [2]. Các khung dầm chịu lực chịu tải trọng theo chu kỳ thường được kéo cáp văng và kết nối theo khung dầm sau đó đổ bê tông [6]. Tính toán thiết kế các khung dầm chịu lực, thi công các cầu vòm việc uốn ghép các khung sườn để đảm bảo an toàn giao thông là việc được thiết kế và kiểm tra nghiêm túc [3, 4]. Đặc biệt, khi sử dụng các thanh giằng dầm hồi có giản chấn móc thép, việc tạo các loại thép hình phù hợp càng cần thiết [5]. Như vậy, để phù hợp với các ngành sản xuất và tiết kiệm chi phí, việc thiết kế, chế tạo thiết bị uốn thép hình là rất cần thiết đối với nền sản xuất của chúng ta hiện nay.

2. CÁC BƯỚC TIẾN HÀNH

2.1. Nguyên lý làm việc của máy uốn thép hình

Máy được dẫn động bởi hai động cơ giảm tốc 1 và 2 chạy đồng tốc, truyền động cho hai con lăn chủ động để truyền chuyển động cho phôi. Con lăn bị động được ép bởi xi-lanh thủy lực để tạo độ cong cho phôi. Sau mỗi hành trình chuyển động của phôi, xi-lanh đẩy con lăn ép cong thanh thép một lượng nhất định. Quá trình được lặp đi lặp lại cho đến khi đạt độ cong cần thiết.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý máy lóc thép hình

Thông số kỹ thuật của máy:

- Bán kính cong nhỏ nhất uốn được:
 $R_{\min} = 2,5m$;

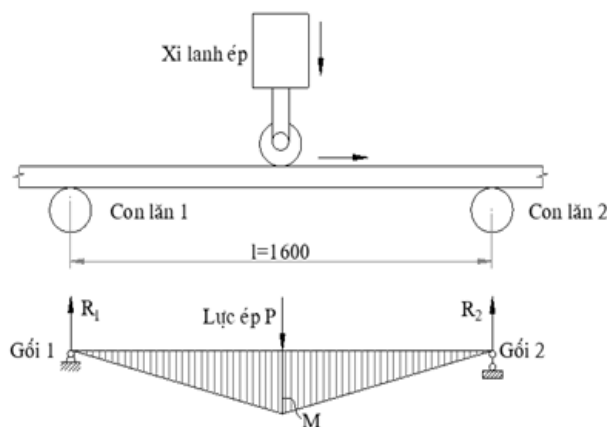
- Phôi lớn nhất có thể uốn: Thép hình H250 hoặc tương đương;

- Vận tốc chuyển động của phôi: $v = 0,1$ m/s;

- Đường kính lô: $D = 140$ mm.

2.2. Tính lực ép cần thiết của xi-lanh thủy lực

Khi lóc, cần một mô-men uốn cần thiết để làm cho vật liệu bị chảy dẻo nhưng không bị phá hủy, mô-men cần thiết để làm biến dạng dẻo kim loại:



Hình 2. Sơ đồ tính toán

$$M = 1,5 \cdot \beta \cdot W \cdot \sigma_s$$

Trong đó:

- W: Mô-men chống uốn của tiết diện ngang của phôi;

- B: Hệ số thay đổi tính đến sự ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến bước chuyển quy ước của kim loại ở trạng thái dẻo, hệ số này đạt được trị số lớn nhất ở trạng thái biến dạng phẳng ($\beta = 1 \div 1,5$);

- σ_s : Giới hạn chảy của phôi ($\sigma_s = 240$ MPa).

Với thép hình H200 có mô-men chống uốn $W = 461638 \text{ mm}^3$, vậy mô-men uốn cần thiết là:

$$M = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 461638 \cdot 240 = 166189820,4 \text{ (Nmm)}$$

Lực ép cần thiết của xi-lanh:

$$P = 4 \cdot M / l = 4 \cdot 166189820,4 / 1600 = 415474 \text{ (N)} = 42,4 \text{ (T)}$$

Vậy, để đảm bảo khả năng ép uốn cong phôi, chọn xi-lanh thủy lực có lực ép tối thiểu là 60 tấn.

2.3. Tính công suất cần thiết của động cơ dẫn động

Công suất trên trục dẫn được xác định theo công thức:

$$N = \frac{T \cdot n}{9,55 \cdot 10^{-6}} \text{ (kW)}$$

Trong đó: - T: Mô-men xoắn trên trục (Nmm);

- N: Số vòng quay của trục (vòng/phút).

Mô-men xoắn trên trục chủ động được xác định trên cơ sở mô-men do lực gây biến

dạng và lực do ma sát.

Mô-men do ma sát:

$$T_1 = \frac{M \cdot D}{2 \cdot \rho} = \frac{166189820,4 \cdot 140}{2 \cdot 2500} = 4653314,97 \text{ (Nmm)}$$

Trong đó:

- D: Đường kính trục dẫn;

- ρ : Bán kính cong của sản phẩm, $\rho = 2500$ (mm).

Mô-men do lực gây biến dạng:

$$T_2 = \mu \left(P + 2Q + f \left(P \cdot \frac{D_1}{D} \cdot \frac{d_1}{d} + Q \cdot D_1 \right) \right)$$

Trong đó:

- μ : Hệ số ma sát lăn, $\mu = 0,004$;

- f: Hệ số ma sát trượt, $f = 0,01$;

- d_1 , d: Đường kính trục ép và trục chủ động của máy lóc, $d = d_1 = 140$;

- D_1 , D: Đường kính cổ trục của trục ép và trục chủ động của máy lóc ($D = D_1 = 105$);

- Q: Áp lực lên lô chủ động ($Q = P/2$).

$$T_2 = 0,004 \left(415474 + 2 \cdot \frac{415474}{2} + 0,01 \left(415474 \cdot \frac{105}{105} \cdot \frac{140}{140} + \frac{415474}{2} \cdot 105 \right) \right) = 4213 \text{ (Nmm)}$$

Vậy, mô-men xoắn cần thiết trên trục dẫn:

$$T = T_1 + T_2 = 4653314,97 + 4213 = 4657527 \text{ (Nmm)}$$

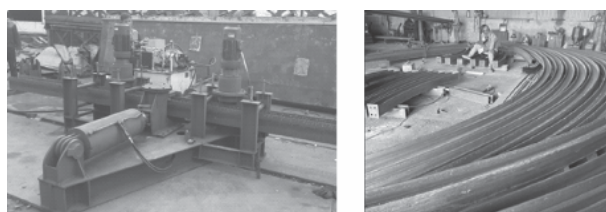
Từ đó, xác định được công suất trên trục dẫn:

$$N = \frac{T \cdot n}{9,55 \cdot 10^{-6}} = \frac{4657527 \cdot 13,6}{9,55 \cdot 10^{-6}} = 6,63 \text{ (kW)}$$

Máy được bố trí hai động cơ dẫn động nên mỗi động cơ cần công suất $6,63/2 = 3,315$ (kW). Vậy chọn động cơ có công suất $N_0 = 4,5$ (kW). 

2.4. Thảo luận kết quả

Sản phẩm cần gia công là các thanh thép hình H và I có bán kính cong nhỏ nhất khoảng 2,5m. Sản phẩm chúng tôi đưa vào thiết kế và thử nghiệm là hệ vì vòm thép dùng cho kết cấu chống đỡ hầm đường bộ cao tốc Bắc Nam. Vật liệu uốn là thép CT38 có giới hạn chảy là 205-245 MPa, giới hạn bền là 400-510 MPa.



Hình 3. Sản phẩm máy lóc và thép hình sau khi uốn



Hình 4. Kết cấu thép sử dụng sản phẩm của máy lóc

Từ thực tế việc thiết kế, chế tạo máy lóc thép hình, ta thấy trong điều kiện sản xuất của các doanh nghiệp vừa và nhỏ để mua máy móc của nước ngoài là việc làm khó, do kinh tế còn khó khăn, eo hẹp, nên việc tự thiết kế chế tạo máy lóc thép hình là hướng đi đúng, phù hợp trong việc xây lắp nhà tiền chế [1]. Xây dựng các hầm cầu đường bộ, uốn các khung vòm

hầm cầu đường bộ [6], uốn các tấm ghép để nối các chi tiết khung, giằng các kết cấu là rất cần thiết để giảm chi phí cho các công trình, bảo đảm được năng suất, chất lượng và giá thành của sản phẩm.

3. KẾT LUẬN

Sau một thời gian nghiên cứu tính toán, chúng tôi đã chế tạo được máy lóc thép hình có thể uốn cong được loại thép hình H200 có bán kính cong nhỏ nhất $R = 2,5m$. Máy được chế tạo, vận hành tốt, sản phẩm uốn đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật của các kết cấu sử dụng trong các công trình dân dụng và công nghiệp. Sản phẩm uốn của máy đang được dùng làm kết cấu chống đỡ hầm Thần Vũ thuộc cao tốc Bắc Nam.

Ưu điểm của máy là giá thành rẻ, kết cấu đơn giản và dễ vận hành. Vì vậy, nó phù hợp cho các cơ sở sản xuất có vốn đầu tư nhỏ hoặc các dự án sản xuất có sản lượng không quá lớn.

Lời cảm ơn:

Tôi xin chân thành cảm ơn Ban lãnh đạo Công ty Cổ phần Cơ khí Xây dựng Đoàn Kết đã giúp tôi hoàn thành nội dung bài báo này. ❖

Ngày nhận bài: **12/3/2024**

Ngày phản biện: **02/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Yu Zhang, Xiuli Wang a*, Hong Yang, Jie Li (2024), *Experimental and numerical investigation on the flexural performance of spatial weathering steel composite girders with concrete-filled tubular flange*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-105986.

- [2]. Chun-xiu Han, Huan-lin He, Qiang-jun Luo, Yun-long Zhao, Jiu-chang Zhang a* (2024), *Experimental and theoretical study on static performance of prefabricated steel-bar truss frame-precast concrete composite hollow-core slabs*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-105.971.
- [3]. Yuan Wang, Jun-ze Li b*, Chong Bai, Hong-xia Shen, Li-min Tian (2024). *Novel beam-column joint with the folded plates for improving progressive collapse resistance of steel-frame structures*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-106.047.
- [4]. Shaohua He, Xu Huang, Luoquan Zou, Cheng Zheng, Haohui Xin*, Junshun Liang (2024). *Performance assessment of channel beam bridges with hollow track bed decks*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-105.988.
- [5]. Alfin Suprayugo, H.L. Hsu*(2024). *Resilient brace member with steel hook dampers: Development and performance evaluation*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-105.994.
- [6]. Dong-Hee Son, Baek-Il Bae b*, Jangjae Lee, Chang-Sik Choi (2024). *Shear strength of steel fiber reinforced concrete exterior beam-column joints with various anchorage details under cyclic loading*, www.elsevier.com/locate/structures. pp. 61-105.940.

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ KHUNG CHÍNH CỦA MÁY ÉP CỘC THỦY LỰC ROBOT DI CHUYỂN TRÊN CỘC

STUDYING CALCULATE, DESIGN OF THE MAIN FRAME OF PRESS-IN MACHINE

TS. Nguyễn Thùy Chi, TS. Nguyễn Ngọc Trung
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt về cấu tạo, nguyên lý làm việc của máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc. Tác giả sử dụng phần mềm Solidworks – Simulation để mô phỏng và phân tích phần tử hữu hạn khung chính của máy nhằm xác định khả năng làm việc của khung chính đã đưa ra.

Từ khóa: Xi-lanh thủy lực; Khung chính; Máy ép cọc.

ABSTRACT

This article introduces the structure as well as the working principle of the pressing platform of press-in machine. The author uses Solidworks – Simulation software to simulate and to conduct the finite element analysis of the main frame to determine the working capacity of the clamp.

Keywords: Hydraulic cylinder; Main frame; Press-in machine.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trên thế giới, việc sử dụng máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc đã được áp dụng từ lâu tại các công trường xây dựng trụ cầu, hồ móng lớn kê chắn sệt lở trong các công trình ở nội đô hay kê bờ sông, bờ biển, thậm chí các công trình vượt đại dương (Dự án Construction of New Water Intake Pumping Station ở Sri Lanka, hay dự án Crossrail Canary Wharf Isle of Dogs Station ở Anh quốc,...) [1],

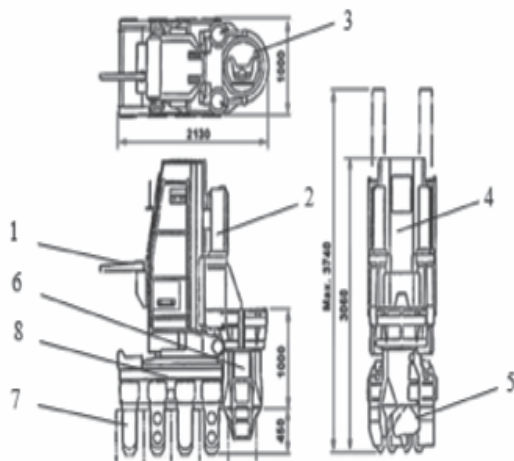
[2], [3]. Ở Việt Nam, máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc cũng đã được sử dụng rộng rãi trong khoảng mười năm trở lại đây phục vụ thi công các công trình đô thị, chung cư,... và hiện nay số lượng và chủng loại máy đang ngày càng tăng lên như: Máy ép cọc robot kiểu Latest F101, máy ép cọc robot kiểu PP150A, GRV 0926-SP4, GRV 1026-SP7,... Tuy nhiên, hầu như các dòng máy ép này đều được nhập khẩu từ các nước như Nhật, Đức và các nước khác với giá thành cao. Do đó, việc nghiên cứu

loại thiết bị này, đặc biệt là bộ công tác của máy (khung chính) nhằm 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.

2. NỘI DUNG

2.1. Khái niệm máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc

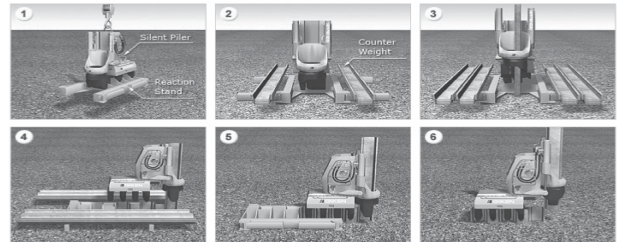
Máy ép cọc thủy lực tự hành kiểu robot di chuyển trên đài cọc là loại máy ép cọc thủy lực sử dụng để ép các loại cọc thép (ống thép hoặc ván thép) thích hợp với nhiều loại nền khác nhau như nền thông thường, nền yếu, nền cứng,... Máy ép sử dụng dầu thủy lực và hoạt động dựa trên nguyên lý của truyền động thủy lực nên rất êm và không gây ra tiếng ồn cũng như rung động mạnh, thích hợp với việc thi công nhiều dạng công trình, đặc biệt máy phát huy hiệu quả cao khi thi công ở địa hình chật hẹp hoặc mật độ công trình cao.



Hình 1. Sơ đồ cấu tạo máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc, [4]:

- 1 – Tay cần dẫn hướng cho máy; 2 – Xi-lanh ép;
3 – Má kẹp cọc; 4 – Tấm tăng cường;
5 – Cụm xi-lanh – piston kẹp cọc; 6 – Khung chính;
7 – Chân kẹp; 8 – Bàn trượt thân máy

*) Nguyên lý hoạt động của máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên đài cọc:

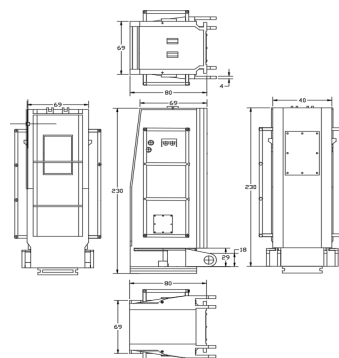


Hình 2. Các bước thực hiện ép cọc

Di chuyển máy vào vị trí làm việc, quá trình này cần có sự hỗ trợ của các thiết bị khác, bản thân máy ép cọc không thể tự di chuyển. Việc lắp đặt máy, thiết bị, bộ đỡ phụ thuộc vào điều kiện thi công cũng như chiều dài và trọng lượng cọc. Cọc được đưa vào bộ phận công tác của máy nhờ xe cầu cọc đi kèm, sau đó xi-lanh kẹp cọc (5) được điều khiển kẹp chặt vào cọc đồng thời các xi-lanh ép cọc (2) sẽ ép cọc vào sâu trong nền. Khi ép hết hành trình, xi-lanh kẹp cọc (5) nhả ra, xi-lanh (2) kéo bàn kẹp cọc (6) đi lên để tiếp tục thực hiện một chu kỳ ép mới. Sau khi ép hết chiều dài cọc, các chân kẹp (7) sẽ nhả ra, kết hợp việc nâng máy và sử dụng bàn trượt (8) giúp máy tiến về phía trước để thực hiện ép cọc tiếp theo, [5].

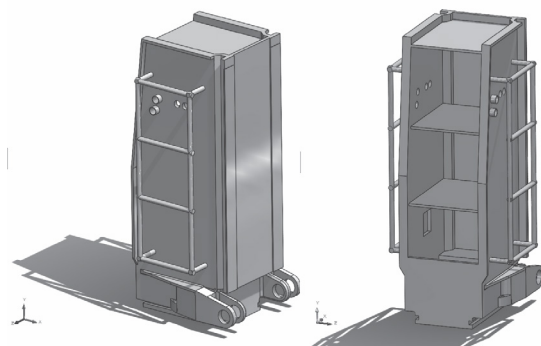
2.2. Phân tích phần tử hữu hạn khung chính

2.2.1. Mô hình hình học của khung chính



Hình 3. Hình vẽ tổng thể của khung chính.

Nhóm tác giả tiến hành xây dựng mô hình 3D khung chính của máy ép cọc thủy lực kiểu robot tự hành di chuyển trên đài cọc dựa trên các kích thước ở hình 3 để tiến hành việc phân tích, tính toán ở các bước sau. Mô hình 3D của khung chính được trình bày ở dưới đây.



Hình 4. Mô hình 3D của khung chính trên phần mềm Solidworks.

2.2.2. Đặc điểm vật liệu

Vật liệu mà nhóm tác giả chọn cho các phần tử của khung chính đều là thép Alloy Steel 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: 7700 (kg/m³); Cường độ kéo: 723825600 (N/m²).

2.2.3. Tải trọng tác dụng vào khung chính

Với loại máy đã lựa chọn nghiên cứu, tính toán có lực ép cọc lớn nhất là 130 tấn. Do đó, lực tác dụng lớn nhất vào mỗi tai bắt chốt (04 tai bắt) trên khung chính để giữ xi-lanh thủy lực ép cọc là 32,5 tấn, tương đương 325000 N. Vị trí lực tác dụng vào mặt trong tai bắt chốt của xi-lanh thủy lực ép cọc.

2.2.4. Phân tích phần tử hữu hạn

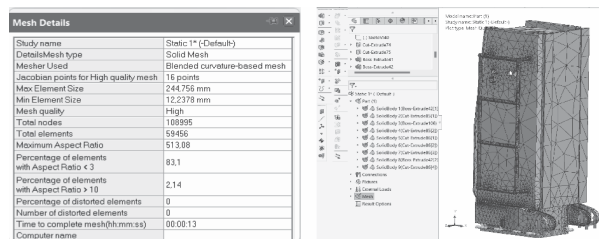
Để xác định nội lực phát sinh trong khung chính trong các quá trình làm việc,

nhóm 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 khung chính

Sau khi tiến hành tạo lưới, các thông số tạo lưới của khung chính như sau:

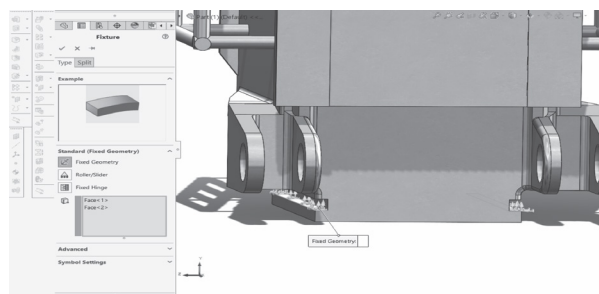
- Kích thước phần tử: 12,2 mm;
- Tổng số nút: 108995;
- Tổng số phần tử: 59456.



Hình 5. Mô hình khung chính sau khi được tạo lưới.

2.2.4.2. Điều kiện biên

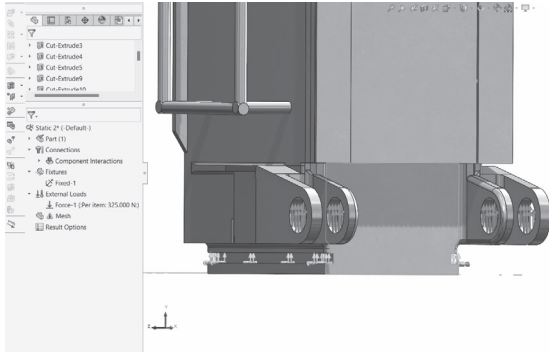
Với trường hợp ép cọc, có thể thấy rằng trường hợp làm việc bất lợi nhất của máy là khi tiến hành ép cọc với lực ép lớn nhất và cọc không xuống được nữa do lực cản ma sát quá lớn tác dụng vào cọc hoặc cọc gặp phải vật cản không xuyên qua được. Khi đó, điều kiện biên của khung chính máy được xác định với bề mặt tiếp xúc giữa bàn trượt của khung chính và chân kẹp cọc được coi là liên kết ngàm.



Hình 6. Đặt điều kiện biên khung chính máy cho trường hợp ép cọc.

2.2.4.3. Đặt lực cho các chi tiết

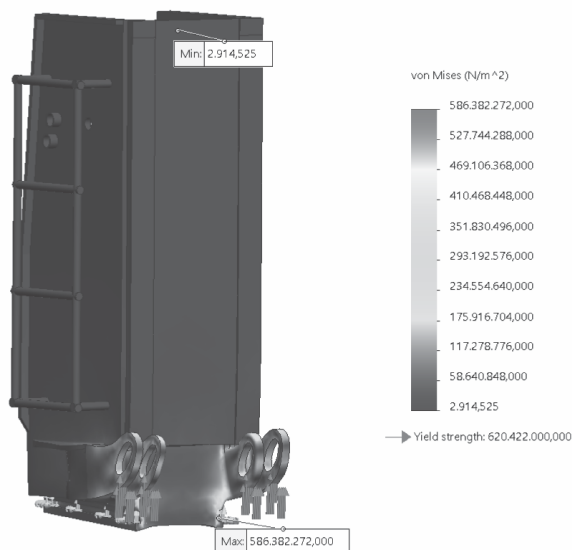
Quá trình đặt lực vào mô hình 3D khung chính trường hợp ép cọc được thể hiện ở hình dưới đây:



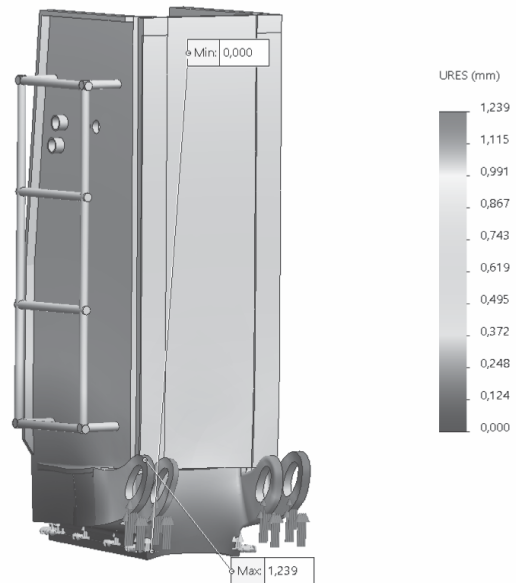
Hình 7. Quá trình đặt lực tác dụng vào khung chính khi ép cọc.

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

Sau khi phân tích mô hình 3D khung chính, nhóm tác giả có được các kết quả sau đây:



Hình 8. Kết quả phân tích ứng suất của khung chính trong trường hợp phản lực do lực ép cọc tạo ra tác dụng vào khung chính.



Hình 9. Kết quả chuyển vị của khung chính trong trường hợp phản lực do lực ép cọc tạo ra tác dụng vào khung chính.

Nhận xét: Với trường hợp phản lực do lực ép cọc tạo ra tác dụng vào khung chính, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất phát sinh trên khung chính có giá trị $\sigma = 586,4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí liên kết giữa xi-lanh ép cọc và khung chính. So sánh với giá trị ứng suất cho phép của vật liệu lựa chọn $[\sigma] = 723,8 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, kết cấu khung chính đảm bảo điều kiện chịu lực. Chuyển vị lớn nhất tại mặt bích chịu tác dụng lực của xi-lanh, giá trị chuyển vị lớn nhất ở đây là 1,24 mm.

Như vậy, với các kết quả ở trên, kết cấu khung chính của máy ép cọc thủy lực kiểu robot tự hành di chuyển trên đài cọc mà tác giả đã đưa ra hoàn toàn đảm bảo điều kiện làm việc.

3. KẾT LUẬN

Phân tích toán, thiết kế kết cấu thép khung chính mà tác giả đã tiến hành đạt được một số kết quả sau đây:



1) Đã phân tích được các loại kết cấu khung chính khác nhau, từ đó đưa ra kết cấu khung chính phù hợp để tiến hành 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 kết cấu khung chính. Sau đó, sử dụng phần mềm Solidworks – Simulation để phân tích kết cấu và đã nhận được các kết quả thể hiện các điểm làm việc bất lợi của khung chính, 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 máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên đài cọc tại Việt Nam. ❖

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **11/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. David White, Haramrita Sidhu, Tim Finlay, Malcolm Bolton, Teruo Nagayama. “*Press-in piling: the influence of plugging on driverability*” (2000), The 8th International Conference of the Deep Foundations Institute, New York.
- [2]. David White, Tim Finlay, Malcolm Bolton, Grant Bearss. “*Press-in piling: Ground vibration and noise during pile installation*” (2002), International Deep Foundations Congress, Virginia, USA, pp. 363-371.
- [3]. Rockhill, D.J., Bolton, M.D., White, D.J. “*Ground-borne vibrations due to press-in piling operations*” (2003), BGA International Conference on Foundations (ISSN 0 7277 3244 7), London, UK, 1, pp. 743-756.
- [4]. David White. “*The use of pressed-in H-piles for large foundation structures*” (2002), the 7th BGA Young Geotechnical Engineers Symposium, Dundee, UK, 1, pp. 2.
- [5]. TS. Nguyễn Thùy Chi; “*Nghiên cứu tính toán, thiết kế khung yên ngựa của máy ép cọc thủy lực robot di chuyển trên cọc*”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 303 tháng 5 năm 2023, ISSN 2815-5505.

ỨNG DỤNG SOLIDWORKS ĐỂ TỐI ƯU GÀU ĐÀO CỦA MÁY ĐÀO MỘT GÀU

APPLICATION OF SOLIDWORK SOFTWARE TO OPTIMIZE THE BUCKET OF EXCAVATOR

PGS,TS. Nguyễn Văn Vịnh
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày tóm tắt kết quả phân tích trạng thái chịu lực của gầu đào trong quá trình làm việc. Tác giả sử dụng phần mềm Solidworks – Simulation để mô phỏng và phân tích phần tử hữu hạn gầu đào, tối ưu gầu đào nhằm xác định kích thước hợp lý của gầu đào máy đào một gầu đảm bảo khả năng làm việc.

Từ khóa: Gầu đào; Răng gầu; Máy đào.

ABSTRACT

This article presents a summary of the results of the analysis of the load-bearing the bucket during the working process. The author uses Solidworks – Simulation software to simulate and analyze the bucket, optimize the bucket to determine the reasonable size of the bucket.

Keywords: Bucket; Bucket teeth; Excavator.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trên thế giới, việc sử dụng máy đào một gầu truyền động thủy lực đã được sử dụng từ lâu tại hầu hết các công trình xây dựng phục vụ cho công tác làm đất, giải phóng sức lao động và nâng cao năng suất,... Ở Việt Nam, máy đào một gầu truyền động thủy lực có số lượng và chủng loại ngày càng tăng nhằm đáp ứng nhu cầu xây dựng cơ sở hạ tầng. Hàng năm, lượng nhập khẩu các chủng loại máy đào vào Việt Nam trên 10.000 chiếc cả mới và đã qua sử dụng, với các máy đào bánh xích chiếm tới 90%, từ các thương hiệu lớn như: Komatsu, Kobelco, Doosan, Hitachi, Hyundai, Volvo,... Việc sử dụng các bộ công tác khác nhau như

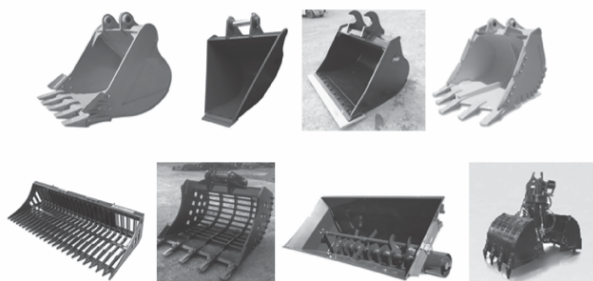
gầu đào đất thường, gầu đào đất cứng, gầu nạo vét kênh, gầu ngoạm,... phục vụ tính đa năng trong công việc của máy đào đang được quan tâm và phát triển. Trong quá trình sử dụng máy, bộ phận công tác của máy (gầu đào) thường xuyên làm việc với khả năng chịu tải và mài mòn cao, nhất là khi thi công các loại đất cứng, nhu cầu thay thế gầu đào trên máy là rất lớn [2], [3], nhưng giá thành gầu nhập từ các hãng để thay thế lại rất cao, do đó việc nghiên cứu để có cơ sở chế tạo gầu đào trong nước là cần thiết. Trong phạm vi bài báo này, xin trình bày các kết quả nghiên cứu tối ưu gầu của máy đào bằng phương pháp phần tử hữu hạn với sự trợ giúp của phần mềm Solidworks, [5].



2. NỘI DUNG

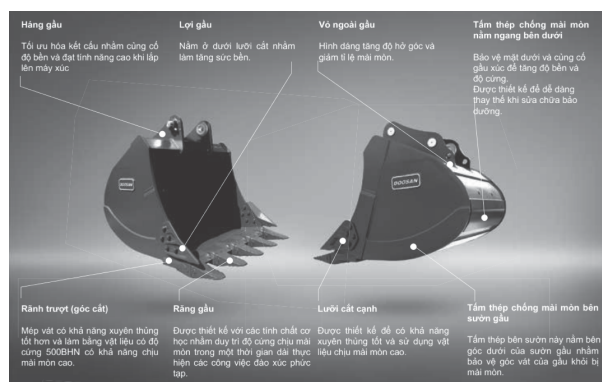
2.1. Khái niệm gầu đào đất cứng

Hiện nay, gầu xúc được trang bị lắp trên máy đào một gầu truyền động thủy lực có nhiều loại gầu xúc khác, tùy thuộc vào từng công việc cụ thể có thể lựa chọn loại gầu cho phù hợp, trong một số trường hợp việc chọn sai loại gầu sẽ làm giảm năng suất từ 30-40%. Dưới đây là một số loại gầu xúc:



Hình 1. Một số loại gầu được sử dụng lắp trên máy đào một gầu

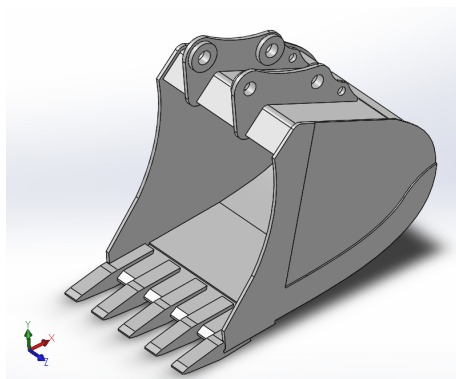
Gầu đào đất cứng, còn gọi là gầu chịu tải cao, phổ biến nhất là sử dụng cho máy xúc đào và được thiết kế chủ yếu để sử dụng trong khai thác mỏ và khai thác đá.



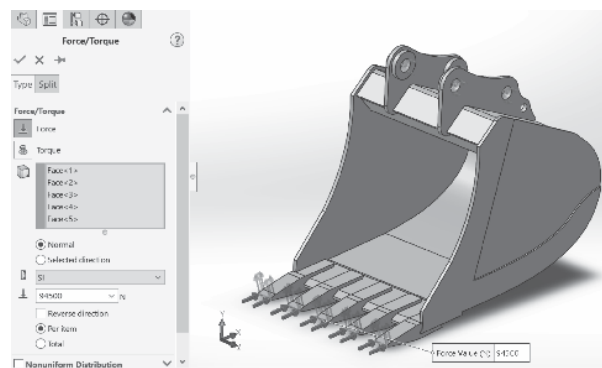
Hình 2. Cấu tạo và chức năng các bộ phận của gầu đào đất

2.2. Phân tích trạng thái chịu lực của gầu đào đất cứng

Trường hợp làm việc nặng nhọc nhất và thường được chọn là trạng thái làm việc điển hình để tính toán thiết kế thiết bị gầu sấp cho máy xúc thủy lực một gầu là trường hợp gầu quay quanh khớp bản lề nối với tay gầu nhờ xi-lanh gầu, đồng thời cần và tay gầu đứng yên. Sau đây, tác giả sẽ trình bày các bước phân tích trạng thái chịu lực của chi tiết để phục vụ cho việc tối ưu chi tiết bằng phần mềm Solidworks [5], cụ thể như sau:



Hình 3. Mô hình 3D gầu của máy đào

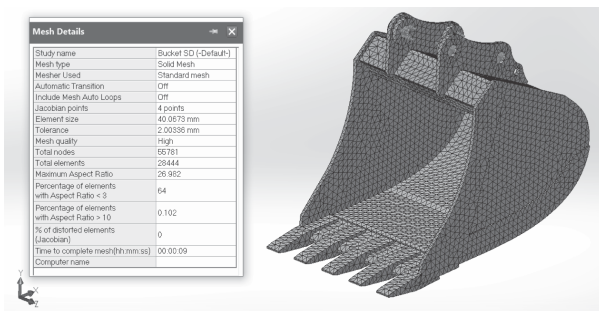


Hình 4. Lực tác dụng vào gầu đào

Loại gầu mà nhóm tác giả lựa chọn nghiên cứu tính toán sẽ chịu lực cản đào thuần túy P_0 là tổng của hai thành phần P_{01} và P_{02} . Với $P_{01} = 94.500 \text{ N}$ với phương vuông góc với bề mặt đỉnh răng gầu, chiều ngược chiều chuyển động của gầu. $P_{02} = 42.520 \text{ N}$, với phương vuông góc với bề mặt đáy của răng gầu, chiều hướng vào bên trong gầu (hình 4) [1], [4].

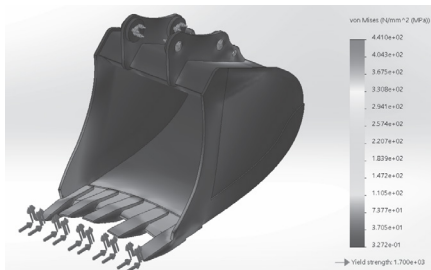
Điều kiện biên của gầu đào: Tại bề mặt lỗ chốt liên kết giữa gầu và tay gầu được coi là liên kết chốt. Tại bề mặt lỗ chốt liên kết giữa gầu và cơ cấu hình bình hành được coi là liên kết chốt.

Sau khi đặt lực, điều kiện biên và vật liệu cho gầu đào, tác giả thực hiện chia lưới mô hình.

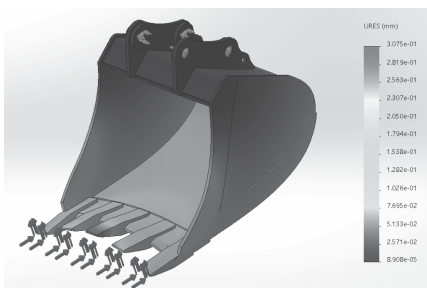


Hình 5. Tạo lưới chi tiết

Kết quả thu được sau khi chạy chương trình mô phỏng như các hình dưới đây:



Hình 6. Kết quả phân tích ứng suất của gầu đào trường hợp cắt đất loại 5.



Hình 7. Kết quả chuyển vị của gầu đào trường hợp cắt đất loại 5.

Trong trường hợp làm việc bất lợi nhất của gầu đào đất cứng lắp trên máy máy đào một gầu truyền động thủy lực đào đất loại 5, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất phát sinh trên gầu đào có giá trị $\sigma_{\max} = 441 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ tại vị trí tấm liên kết giữa lợi gầu và gầu, còn chuyển vị lớn nhất tại răng ở giữa của gầu đào, giá trị chuyển vị lớn nhất là 0,31 mm.

Sau đây, tác giả sẽ tiến hành tối ưu chi tiết gầu đào bằng cách thay đổi kích thước hình học của bề dày thành bên và bề dày đáy gầu các hàm mục tiêu như sau:

- Ứng suất lớn nhất xuất hiện trong chi tiết không vượt quá giá trị $\sigma_{\max} = 1700 \text{ (N/mm}^2\text{)}$;

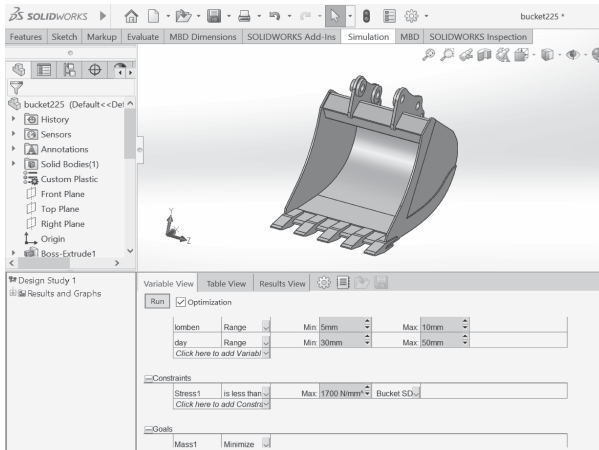
- Trọng lượng của gầu đào đạt nhỏ nhất ($G_{\text{gầu}}$).

2.3. Tối ưu chi tiết dầm gầu đào

Tạo môi trường tối ưu chi tiết bằng cách tạo các kích thước thay đổi (Add Variables): Chọn các kích thước có thể thay đổi của chi tiết, chọn Add Variables ta thiết lập các kích thước cần tối ưu. Ở đây, tác giả lựa chọn hai thông số kích thước có thể thay đổi là bề dày thành bên gầu đào và bề dày đáy gầu (hình 8).

Điều kiện biên (Constraints): Constraints → Add Sensor, mục Sensor Type có các mục ràng buộc như khối lượng, kích thước, ứng suất. Tác giả chọn Simulation Data (Stress) với việc ràng buộc ứng suất nhỏ hơn 1700 N/mm^2 . Hàm mục tiêu mục (Goals): Chọn hàm mục tiêu là khối lượng của vật là nhỏ nhất hàm mục tiêu là trọng lượng gầu đào có khối lượng nhỏ nhất ($G_{\text{gầu}} \rightarrow \min$).



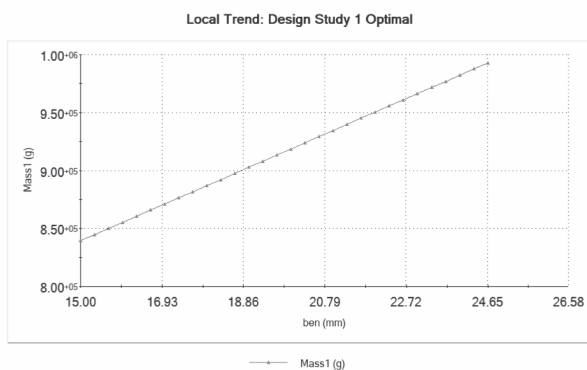


Hình 8. Cửa sổ tối ưu chi tiết

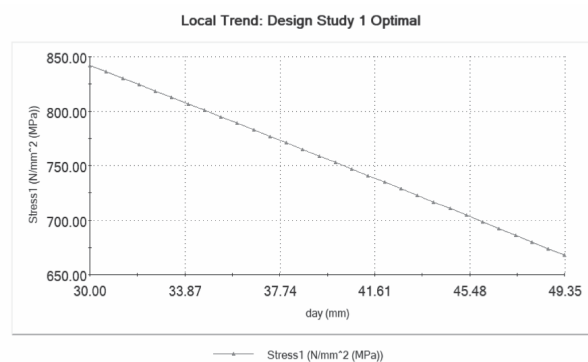
Sau khi chạy chương trình mô phỏng tối ưu gầu đào, tác giả thu được bảng các thông số với cột tối ưu có màu xanh (Optimal) như hình 9.

	Current	Initial	Optimal	Iteration 1	Iteration 2	Iteration 3	Iteration 4
ben	15.0020mm	15.0020mm	15.0020mm	25mm	25mm	15mm	15mm
lomben	9.98168mm	9.98168mm	9.98168mm	10mm	5mm	10mm	5mm
day	30.07803mm	30.07803mm	30.07803mm	40mm	40mm	40mm	40mm
Stress1 - 1700 N/mm²	5.369e+02 N/mm² (MPa)	5.375e+02 N/mm² (MPa)	5.369e+02 N/mm² (MPa)	4.402e+02 N/mm² (MPa)	4.255e+02 N/mm² (MPa)	5.715e+02 N/mm² (MPa)	5.226e+02 N/mm² (MPa)
Mass1 - Minimize	839553.83 g	839553.83 g	839553.83 g	1016232.91 g	1064190.53 g	859647.41 g	904811.1 g

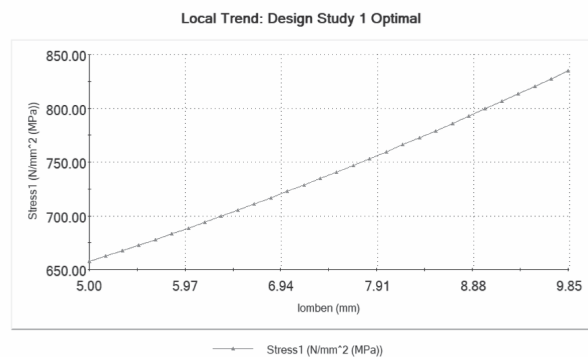
Hình 9. Kết quả sau khi chạy tối ưu chi tiết



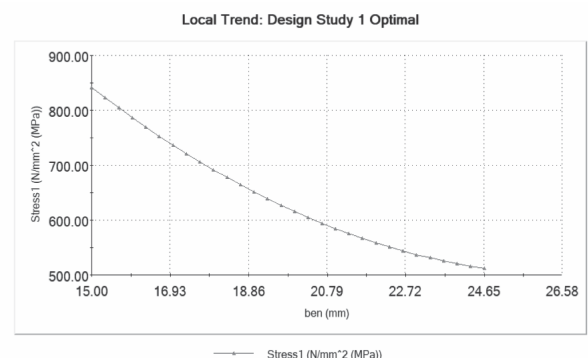
Hình 10. Biểu đồ quan hệ giữa khối lượng chi tiết và kích thước được thay đổi



Hình 11. Biểu đồ quan hệ giữa bề dày đáy gầu và ứng suất lớn nhất phát sinh trên chi tiết



Hình 12. Biểu đồ quan hệ giữa phần lõm thành bên gầu và ứng suất lớn nhất phát sinh



Hình 13. Biểu đồ quan hệ giữa bề dày thành bên gầu và ứng suất lớn nhất phát sinh

Bảng 1. Bảng đánh giá chi tiết gầu đào trước và sau khi tối ưu

Nội dung	Chi tiết chưa tối ưu	Chi tiết sau khi tối ưu
Bề dày thành bên gầu	20 mm	15 mm
Bề dày phần lõm thành bên gầu	10 mm	10 mm
Bề dày đáy gầu	40 mm	30 mm
Ứng suất trong gầu đào	441 N/mm ²	636,9 N/mm ²
Khối lượng gầu đào	971,3 kg	839,5 kg

Nhận xét: Đối với chi tiết gầu đào trên, ta thấy khi thực hiện tối ưu trên phần mềm Solidworks thì với cùng điều kiện làm việc với tải trọng tác dụng không thay đổi, ta đã giảm kích thước ban đầu của chi tiết cụ thể với bề dày thành bên gầu giảm từ 20 mm còn 15 mm, bề dày đáy gầu giảm từ 40 mm còn 30 mm, đồng thời trọng lượng của gầu đào giảm từ 971,3 kg xuống còn 839,5 kg mà kết cấu gầu đào mới vẫn đảm bảo được khả năng làm việc.

3. KẾT LUẬN

Phần tính toán, tối ưu kết cấu gầu đào mà tác giả đã tiến hành đạt được một số kết quả sau đây:

1) Đã phân tích được dạng kết cấu gầu đào, từ đó tiến hành xây dựng mô hình mô phỏng 3D kết cấu bằng phần mềm Solidworks. Đã tiến hành xác định các trường hợp làm việc của gầu đào, phân tích phần tử hữu hạn kết cấu

mô hình đưa ra đảm bảo được khả năng chịu lực và đáp ứng được nhu cầu công việc của máy.

2) Đã thực hiện tối ưu kết cấu của gầu máy đào, kết quả sau khi thực hiện tối ưu thu được cho thấy một số kích thước trên gầu đào đã được thay đổi hợp lý hơn và giảm được khối lượng gầu đào mà vẫn đảm bảo điều kiện làm việc của gầu đào. Các kết quả nghiên cứu ở trên có thể sử dụng làm tài liệu có ích cho việc thiết kế, chế tạo gầu đào của máy đào một gầu tại Việt Nam. ❖

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **10/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. PGS,TS. Nguyễn Văn Vịnh; “*Thiết kế và phân tích kết cấu thép gầu đào đất cứng (cấp 5) của máy đào một gầu*”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 302, trang 87-92, 2023. ISSN 2615-9910.
- [2]. Shaik Meeravali, Dr. M. Sri Rama Murthy. “*Analysis of Excavator Bucket Using Ansys*”, International Journal for Scientific Research & Development, Vol. 8, Issue 5, 2020, ISSN (online): 2321-0613.
- [3]. Sumar Hadi, Bayuseno, Jamari, Rachmat Muhamad Andika, and Kurnia Chamid. “*Design and analysis of trapezoidal bucket excavator for backhoe*”, SHS Web of Conferences 49, 02001 (2018), <https://doi.org/10.1051/shsconf/20184902001>.
- [4]. Nguyễn Văn Hợp, Phạm Thị Nghĩa; “*Kết cấu thép Máy xây dựng – xếp dỡ*”. NXB. Giao thông Vận tải, năm 1999.
- [5]. PSG,TS. Nguyễn Việt Hùng, TS. Đào Hồng Bách; “*Hướng dẫn sử dụng Solidworks trong thiết kế 3 chiều*”, NXB. Xây dựng, năm 2003.

ẢNH HƯỞNG CỦA MẬT ĐỘ SỢI NGANG VÀ TỶ LỆ SỢI CHUN ĐẾN ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA VẢI DENIM CÓ SỢI NGANG PES BỌC LỖI CHUN

EFFECTS OF THE WEFT DENSITY AND RATE OF ELASTANE ON THE RESISTANCE OF DENIM FABRIC WITH POLYESTER WEFT CORE SPUN YARN

Giànn Thị Thu Hường
Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Hiện nay, quần áo jean thường sử dụng vải denim có sợi dọc hay sợi ngang bọc lõi chun để cải thiện độ đàn hồi và tăng tính tiện nghi cho các sản phẩm may mặc. Để tăng độ giãn theo chiều ngang, các mẫu vải denim đã sử dụng sợi ngang PES filament bọc sợi chun. Trong bài báo đã nghiên cứu ảnh hưởng của mật độ sợi ngang đến độ đàn hồi theo hướng ngang của vải. Khi mật độ sợi ngang tăng đã làm thay đổi cấu trúc vải, làm tăng tỷ lệ sợi chun trong vải, độ giãn theo hướng ngang có xu hướng tăng nhưng độ phục hồi giãn theo hướng ngang có xu hướng giảm. Kết quả nghiên cứu là cơ sở khoa học để lựa chọn thông số công nghệ dệt phù hợp với công nghệ xử lý hoàn tất và công nghệ thiết kế sản phẩm may sử dụng vải denim co giãn có sợi ngang là sợi PES filament bọc lõi chun.

Từ khóa: *Vải denim co giãn; Độ giãn ngang của vải; Độ phục hồi giãn; Mật độ sợi ngang; Sợi PES bọc lõi chun.*

ABSTRACT

It is common nowadays that denim fabric with warp or weft core spun yarn is used for jeans clothes to improve elasticity and increase comfort for garment products. To increase the horizontal stretch, the denim fabric samples use polyester filament weft yarn covered with elastic fibers. This article studies the effect of weft density on the elasticity in the weft direction of the fabric. When the weft density increases, the fabric structure changes, leading to the increase in the proportion of elastic fibers in the fabric. As a result, the stretch in the weft direction tends to increase but the stretch recovery in the weft direction on the other hand tends to decrease. The research results are the scientific basis for choosing suitable weaving technology parameters for finishing processing technology and garment design technology using stretch denim fabric with PES filament weft core spun yarn.

Keywords: *Stretch denim fabric; Horizontal stretch of the fabric; Stretch recovery; Weft density; PES core spun yarn.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Denim là một loại vải được dệt từ sợi dọc thô nhuộm chàm và sợi ngang mộc không nhuộm màu. Ngày nay, quần áo jean co giãn đang là một do sự thoải mái và linh hoạt của nó. Quần áo làm từ vải denim co giãn vừa ôm khít với cơ thể mà không hạn chế chuyển động của cơ thể. Trong quá trình sử dụng, quần áo chủ yếu bị căng ở một số bộ phận trên cơ thể, chẳng hạn như đầu gối, khuỷu tay và vùng lưng dưới. Vì vậy, việc co giãn là rất quan trọng để mang lại sự thoải mái cho người mặc và sau khi vải bị giãn ra thì phải phục hồi về hình dạng ban đầu mà không bị biến dạng. Nếu vải chun sử dụng may quần áo không có độ đàn hồi tốt sẽ xảy ra hiện tượng biến dạng khó trở lại trạng thái ban đầu cho sản phẩm [1].

Hiện nay, để tăng tính tiện nghi cho sản phẩm may mặc từ vải denim, trong thành phần sợi ngang (sợi bông; sợi pha bông hay sợi PES) đã kết hợp với sợi chun (spandex) tạo ra vải denim chun để tăng độ đàn hồi theo hướng ngang sản phẩm may. Vải denim có sợi dọc 100% bông, sợi ngang PES filament bọc chun đã kết hợp ưu điểm của sợi bông và sợi PES+chun, đã tạo hiệu ứng cho mặt vải. Tuy nhiên, bên cạnh những ưu điểm, vải và sản phẩm denim chun còn tồn tại nhược điểm lớn là khó ổn định về kích thước. Nhiều sản phẩm bị thay đổi kích thước và biến dạng chỉ sau một thời gian sử dụng ngắn. Độ đàn hồi là một trong những đặc trưng cơ lý quan trọng của vải co giãn.

Özdil [2] đã nghiên cứu đặc tính giãn và phục hồi giãn của vải denim có chứa hàm lượng chun (elastan) khác nhau, với sợi dọc là sợi 100% bông, sợi ngang là sợi bông bọc chun, thay đổi tỷ lệ chun trong vải từ 0,5 đến 1,5%. Kết quả nghiên cứu cho thấy việc tăng lượng

sử dụng chun trong vải denim sẽ mang lại đặc tính thoải mái hơn. Cho thấy, tỷ lệ sợi chun tăng làm tăng độ bền kéo đứt, tăng độ co giãn của vải nhưng làm giảm độ thoáng khí của vải do khối lượng g/m^2 tăng. Tuy nhiên, đặc tính tiện nghi của vải denim chun còn phụ thuộc vào yếu tố cấu trúc của vải như thành phần nguyên liệu sợi dọc, sợi ngang, chỉ số sợi, mật độ sợi dọc, mật độ sợi ngang và kiểu dệt.

Gadah Ali Abou Nassif [3], đã nghiên cứu ảnh hưởng của mật độ sợi ngang và các kiểu dệt thoi khác nhau sử dụng sợi micro polyester, đến các tính chất cơ lý của các loại vải này. Mật độ sợi ngang tăng lên dẫn đến tăng độ bền đứt, độ cứng và khả năng phục hồi nếp nhăn cho vải, nhưng đã làm giảm độ thoáng khí và độ bền xé của vải, còn độ giãn đứt và khả năng chống mài mòn là tương tự nhau, có chiều hướng tăng sau đó giảm. Trong một nghiên cứu khác [4] của tác giả và cộng sự, khi thay đổi mật độ sợi dọc đã làm thay đổi cấu trúc vải và ảnh hưởng đến độ đàn hồi theo hướng ngang của mẫu vải denim chun trước và sau khi giặt. Mẫu vải có mật độ sợi dọc thấp hơn, có độ đàn hồi theo hướng ngang tốt hơn.

Trong phạm vi nghiên cứu của bài báo này, tác giả đã nghiên cứu ảnh hưởng của mật độ sợi ngang với thành phần sợi ngang là sợi PES filament bọc lõi chun đến tỷ lệ sợi chun trong vải và đặc tính đàn hồi theo hướng ngang của mẫu vải denim co giãn.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Vật liệu nghiên cứu

Ba mẫu vải Denim chun M1, M2, M3 được dệt trên máy dệt Picanol Gammex (Bi) tương ứng với mật độ sợi ngang (P_n) thiết kế, 

các mẫu vải có các thông số kỹ thuật như trong bảng 1, sợi dọc có cùng thành phần nguyên liệu, vải có cùng mật độ sợi dọc và kiểu dệt vân chéo 3/1. Các mẫu vải khác nhau về mật độ

sợi ngang, với cùng loại sợi ngang 40D P105 (sợi bọc lõi chun). Vải đã qua quá trình tiền xử lý được giữ hồ, có mật độ sợi dọc có thay đổi không đáng kể.

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của vải mẫu

Mẫu vải	Sợi dọc	Sợi ngang	Mật độ sợi dọc P_d (sợi/10cm)	Mật độ sợi ngang P_n (sợi/10cm)	Tỷ lệ đàn hồi của chun (%)	Khối lượng (g/m^2)
M1	SB10	40D P105	348,8	220,5	3,5	291
M2	SB10	40D P105	346,5	236,2	3,5	296
M3	SB10	40D P105	343,6	259,8	3,5	304

Ghi chú: Sợi SB10 là sợi 100% bông Ne10 Slub (sợi đốt tre); Sợi 40D P105 là sợi filament 100% PES Ne105 bọc lõi chun 40D.

2.2. Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm

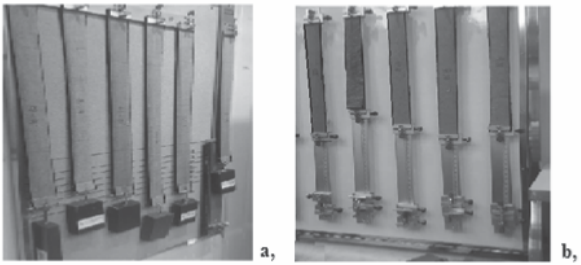
Chuẩn hóa mẫu trong điều kiện: nhiệt độ $20 \pm 1^\circ C$, độ ẩm tương đối $65 \pm 2\%$ theo tiêu chuẩn TCVN178:2007.

Phương pháp xác định tỷ lệ thành phần sợi chun trong vải theo tiêu chuẩn ISO 1833-06. Tỷ lệ thành phần sợi chun trong vải S_v (%) được xác định theo công thức:

$$S_v = \frac{m}{M} \cdot 100 \quad (\%) \quad (1)$$

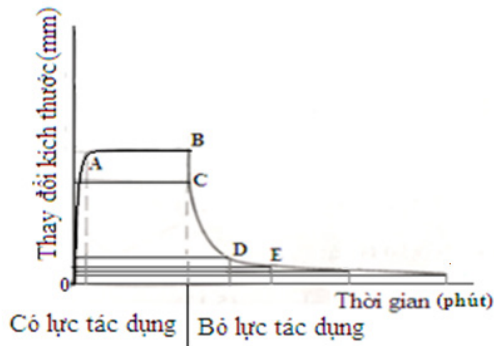
Trong đó: S_v – Tỷ lệ thành phần chun trong vải (%); M – Khối lượng vải trên một đơn vị diện tích của mẫu vải (g); m – Khối lượng chun trên cùng đơn vị diện tích của mẫu vải (g). Phương pháp xác định độ đàn hồi theo tiêu chuẩn ASTM D 3107-07 (2011) [5]: kích thước dưỡng 65x560 mm để tạo mẫu thử 50x250 mm, tải trọng treo 1,8 kg, trên thiết bị Relaxometer (Hình 1). Xác định độ đàn hồi theo chiều ngang của vải, do sử dụng sợi ngang là sợi PES bọc lõi

chun nên sự biến động kích thước theo chiều ngang của mẫu vải là rất lớn.



Hình 1. Dụng cụ xác định độ đàn hồi của mẫu vải – Relaxometer
(a, Đo độ đàn hồi có tải; b, Đo độ đàn hồi khi tác dụng lực kéo giãn)

Các đặc trưng xác định độ đàn hồi bao gồm: Độ giãn căng khi chịu tải trọng hay khi chịu lực kéo căng; Độ giãn dư khi vừa bỏ tải trọng hay khi bỏ lực kéo căng; Độ giãn còn lại sau quá trình phục hồi trong khoảng thời gian dài không còn tải. Sự thay đổi kích thước của mẫu vải theo thời gian khi có lực và bỏ lực tác dụng được thể hiện trên Hình 2.



Hình 2. Biểu đồ thay đổi kích thước (biến dạng) của mẫu vải theo thời gian khi chịu lực và khi bỏ lực tác dụng.

A, B, F – Kích thước mẫu sau khi treo tải trọng lên mẫu hay lực kéo giãn mẫu 85% sau khoảng thời gian 10 giây và sau 30 phút (mm); C, D, E, G, H – Kích thước mẫu sau khi bỏ tải trọng hay lực kéo giãn sau từng khoảng thời gian xác định: 10 giây; 30 giây; 30 phút (mm).

Độ đàn hồi của vải được xác định qua hai đặc trưng đó là độ giãn và độ phục hồi giãn.

Xác định độ giãn căng hay giãn dư ε (%) của vải theo công thức sau:

$$\varepsilon = \frac{(a - l_0)}{l_0} \cdot 100(\%) \quad (2)$$

Trong đó: l_0 – Chiều dài mẫu ban đầu trước khi tác dụng lực (mm); a – Chiều dài mẫu A, B, F theo thời gian khi có lực tác dụng; hoặc C, D, E, G, H khi bỏ lực tác dụng (mm).

Xác định độ phục hồi sau giãn dư bởi

Bảng 2. Xác định khối lượng và tỉ lệ thành phần sợi chun trong mẫu vải bông dệt chun

Mẫu	Mật độ sợi ngang P_n (sợi/10cm)	Khối lượng mẫu (g/m ²)	Khối lượng sợi ngang (g/m ²)	Khối lượng sợi chun (g/m ²)	Tỷ lệ sợi chun trong sợi ngang S_n (%)	Tỷ lệ sợi chun trong vải S_v (%)
M1	220,5	290,6	72,5	3,04	4,19	1,05
M2	236,2	295,8	77,7	3,58	4,61	1,21
M3	259,8	303,5	85,5	4,09	4,79	1,35

tải trọng hay sức căng λ (%) của vải theo công thức sau:

$$\lambda = \frac{(b - c)}{(b - l_0)} \cdot 100(\%) \quad (3)$$

Trong đó: b – Chiều dài mẫu A, B, F theo thời gian khi có lực tác dụng (mm); c – Chiều dài mẫu C; D; E; G, H khi bỏ lực tác dụng (mm).

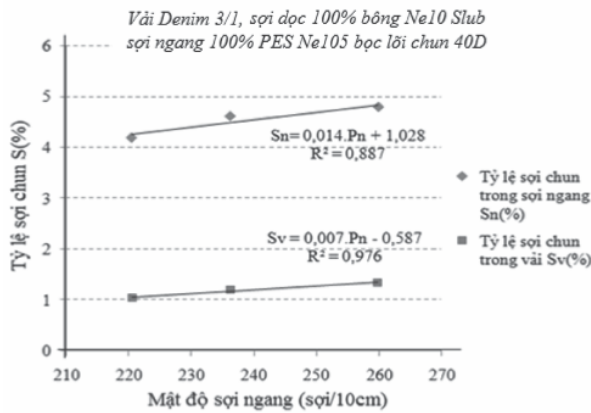
Thực nghiệm được tiến hành tại Phòng thí nghiệm của Công ty TCE Vina Denim và Phòng thí nghiệm Vật liệu Dệt Đại học Bách Khoa Hà Nội. Sử dụng phương pháp phân tích hồi quy, phương pháp bình phương cực tiểu và phần mềm Excel 2013 để xác định phương trình thực nghiệm biểu diễn mối quan hệ giữa các đặc tính với mật độ sợi ngang của vải và tỷ lệ sợi chun trong vải.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ BÀN LUẬN

3.1. Kết quả xác định ảnh hưởng của mật độ sợi ngang đến tỷ lệ thành phần sợi chun trong vải denim co giãn

Xác định tỷ lệ thành phần sợi chun trong ba mẫu vải theo tiêu chuẩn ISO 1833-06. Do vải sử dụng sợi ngang là sợi filament 100% PES Ne105 bọc lõi chun 40D, nên ta xác định tỷ lệ sợi chun trong sợi ngang S_n (%) và tỷ lệ sợi chun có trong vải mẫu S_v (%). Tỷ lệ sợi chun được xác định theo công thức (1). Kết quả được thể hiện trong Bảng 2.

Phương trình hồi quy biểu diễn mối quan hệ giữa tỷ lệ thành phần sợi chun trong vải denim chun với mật độ sợi ngang P_n được thể hiện trên Hình 3.



Hình 3. Ảnh hưởng sự thay đổi mật độ sợi ngang P_n đến tỷ lệ thành phần sợi chun trong vải và trong sợi ngang S (%) của vải denim có sợi ngang bọc lõi chun

Nhận thấy, mối quan hệ giữa mật độ sợi ngang (P_n) và tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang bọc lõi chun (S_n) và trong vải denim co giãn (S_v) là mối tương quan thuận, có mối tương quan rất cao. Khi tăng mật độ sợi ngang tăng lên 7,12% tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,42% và tăng thêm trong

vải là 0,16% do lượng sợi dọc chiếm trong vải là khá lớn (sợi dọc là sợi thuần nhất 100% bông Ne10); khi tăng mật độ sợi ngang tăng lên 17,82% tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,60% và tăng thêm trong vải là 0,30%. Khi mật độ sợi ngang tăng, tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng, đây chính là yếu tố làm tăng khả năng đàn hồi của vải theo hướng sợi ngang. Sau đây, ta sẽ xét ảnh hưởng của tỷ lệ chun trong vải đến khả năng đàn hồi theo hướng ngang của vải denim có sợi ngang là sợi PES bọc lõi chun.

3.2. Xác định ảnh hưởng của mật độ sợi ngang và tỷ lệ sợi chun đến độ đàn hồi theo hướng ngang của mẫu vải denim chun

Tiến hành thí nghiệm xác định độ đàn hồi theo chiều ngang của mẫu theo tiêu chuẩn ASTM D 3107-07 (2011), khoảng cách ban đầu của mẫu $l_0 = 250$ mm; đo các kích thước mẫu sau những khoảng thời gian xác định, tính độ giãn căng khi có lực tác dụng và độ giãn dư khi bỏ lực tác dụng theo công thức (2), tính độ phục hồi giãn sau giãn dư bởi tải trọng hay sức căng theo công thức (3). Kết quả xác định độ giãn và độ phục hồi giãn theo chiều ngang của mẫu vải denim chun được xác định trong Bảng 3.

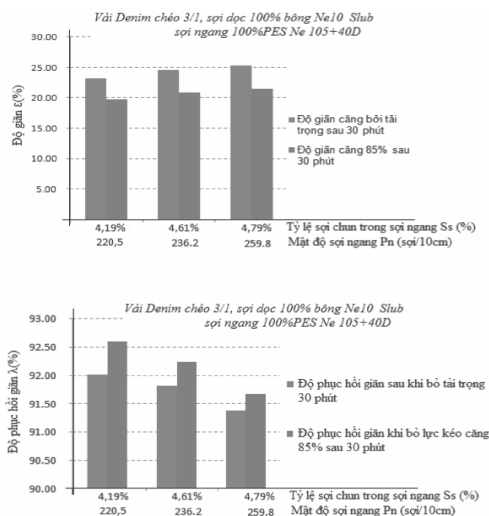
Bảng 3. Kết quả xác định độ giãn và phục hồi giãn theo chiều ngang của mẫu vải

Mẫu vải chịu tác dụng của tải trọng	Mẫu M1		Mẫu M2		Mẫu M3	
	Độ giãn ε (%)	Độ phục hồi giãn λ (%)	Độ giãn ε (%)	Độ phục hồi giãn λ (%)	Độ giãn ε (%)	Độ phục hồi giãn λ (%)
Độ giãn căng bởi tải trọng trong 10 giây – A	22,80		23,60		24,40	
Độ giãn căng bởi tải trọng sau 30 phút – B	23,20		24,60		25,30	

Độ giãn dư sau khi bỏ tải trọng trong 10s – C	3,50	84,91	3,55	85,57	3,60	85,77
Độ giãn dư sau khi bỏ tải trọng trong 30s – D	3,27	85,91	3,25	86,23	3,22	86,80
Độ giãn dư sau khi bỏ tải trọng trong 30ph – E	1,82	92,02	1,93	91,82	2,10	91,39
Mẫu vải chịu sức căng kéo giãn 85%						
Độ giãn căng sau 30 phút – F	19,72		20,91		21,51	
Độ giãn dư sau khi bỏ sức căng (85%) sau 30s – G	2,16	89,05	2,21	89,43	2,26	89,49
Độ giãn dư sau khi bỏ sức căng (85%) sau 30ph – H	1,46	92,60	1,62	92,25	1,79	91,68

Kết quả cho thấy, cả ba mẫu vải đều có độ đàn hồi tốt, độ giãn có tải đều trên 22,80%, còn khi bị kéo căng với lực kéo 85% đều trên 19,72%. Độ phục hồi giãn sau khi bỏ tải và khi bỏ lực kéo căng 85% đều trên 91%.

Biểu đồ so sánh độ giãn căng bởi tải trọng; độ giãn căng khi chịu lực kéo giãn 85% sau 30 phút và độ phục hồi giãn sau khi bỏ tải trọng sau 30 phút; độ phục hồi giãn sau khi lực kéo 85% sau 30 phút khi tỷ lệ sợi chun và mật độ sợi ngang thay đổi, được thể hiện trên Hình 3.



Hình 3. Biểu đồ so sánh độ giãn và độ phục hồi giãn theo hướng ngang của mẫu vải denim chun khi tỷ lệ sợi chun và mật độ sợi ngang thay đổi.

Kết quả cho thấy với vải denim chun, có mật độ sợi dọc gần như nhau cùng sợi 100% bông Ne10 dệt tre – slub, sợi ngang là filament 100% PES Ne105 bọc sợi chun 40D, khi mật độ sợi ngang tăng thì tỷ lệ sợi chun trong vải cũng tăng. Mật độ sợi ngang P_n tăng lên, độ giãn căng có tải có xu hướng tăng, cụ thể P_n tăng 7,12% tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,42% độ giãn căng bởi tải trọng theo hướng ngang của vải tăng thêm từ 23,2% lên 24,6%. Mật độ sợi ngang tăng lên 17,82% tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,60% thì độ giãn theo hướng ngang của vải tăng lên đến 25,3%. Độ giãn căng khi có lực căng 85% cũng có xu hướng tăng giống độ giãn căng có tải trọng.

Khi mật độ sợi ngang P_n tăng lên, độ phục hồi giãn có xu hướng giảm. Mật độ sợi ngang P_n tăng lên 7,12%, tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,42%, độ phục hồi giãn khi bỏ tải trọng theo hướng ngang của vải từ 92,02% giảm xuống 91,82%. Mật độ sợi ngang tăng lên 17,82%, tỷ lệ thành phần sợi chun trong sợi ngang tăng thêm 0,60%, độ phục hồi giãn theo hướng ngang của vải giảm từ 92,02% xuống 91,39%. Như vậy, với sợi ngang bọc lõi chun đã cải thiện độ đàn hồi của vải denim theo hướng ngang. Độ phục hồi giãn

căng khi có lực căng 85% cũng có xu hướng giảm giống độ phục hồi giãn có tải trọng khi mật độ sợi ngang tăng.

Như vậy, khi mật độ sợi ngang tăng, tỷ lệ sợi chun trong vải tăng đã tăng độ giãn căng của vải denim chun theo hướng ngang, tuy nhiên độ phục hồi giãn căng của các mẫu vải có xu hướng giảm, điều này có thể do mật độ ngang tăng làm cho cấu trúc vải được chặt chẽ hơn. Đồng thời, do thành phần nguyên liệu sợi dọc là sợi 100% bông thô (Ne10) còn sợi ngang là sợi PES filament bọc chun đã phần nào ảnh hưởng đến khả năng phục hồi giãn căng. Với mẫu vải denim có sợi ngang là sợi PES filament bọc lõi chun có độ giãn và độ phục hồi giãn khá cao, cho thấy khả năng đàn hồi tốt hơn so với vải denim sử dụng sợi dọc và sợi ngang là sợi bông bọc chun.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu cho thấy, với vải denim co giãn có cùng thông số công nghệ dệt, cùng thành phần nguyên liệu sợi dọc 100% bông, sợi ngang PES filament bọc lõi chun đã cải thiện độ đàn hồi của vải. Khi thay đổi mật độ sợi ngang đã làm thay đổi cấu trúc vải và ảnh hưởng đến độ đàn hồi theo hướng ngang của mẫu vải. Vải có mật độ sợi ngang tăng thì tỷ lệ sợi chun trong vải theo hướng ngang cũng tăng.

Trong phạm vi nghiên cứu, đã xác định được ảnh hưởng của mật độ sợi ngang đến độ đàn hồi theo hướng ngang của vải. Mật độ sợi ngang càng cao thì độ giãn căng bởi tải trọng và độ giãn căng khi chịu lực kéo giãn 85% có xu hướng tăng. Tuy nhiên, độ phục hồi giãn sau khi bỏ tải trọng và độ phục hồi giãn sau khi bỏ lực kéo giãn 85% có xu hướng giảm. Mật

độ sợi ngang tăng làm tỷ lệ sợi chun trong vải tăng làm cấu trúc vải chặt chẽ hơn có phần nào ảnh hưởng đến khả năng phục hồi giãn. Cần có những nghiên cứu tiếp theo cho vải denim chun có các thành phần nguyên liệu và cấu trúc sợi dọc, sợi ngang khác nhau.

Kết quả nghiên cứu là cơ sở khoa học để thiết kế thông số công nghệ dệt phù hợp với quy trình công nghệ xử lý hoàn tất vải và thiết kế sản phẩm may sử dụng vải denim co giãn theo chiều ngang. ❖

Ngày nhận bài: **26/02/2024**

Ngày phản biện: **15/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. AK Choudhary, Sheena Bansal (2018); *Influences of elastane content, aesthetic finishes and fabric weight on mechanical and comfort properties of denim fabrics*, Journal of Textile Engineering & Fashion Technology, Volume 4 Issue 1, 36-42.
- [2]. Özdil N (2008); *Stretch and bagging properties of denim fabrics containing different rates of elastane*; *Fibres & Textiles in Eastern Europe*,1(66): 63-67.
- [3]. Gadah Ali Abou Nassif (2012); *Effect of Weave Structure and Weft Density on the Physical and Mechanical Properties of Micro polyester Woven Fabrics*, Journal of American Science; 8(8).
- [4]. Giân Thị Thu Hương, Nguyễn Thị Thúy Ngọc (2020); *Ảnh hưởng của mật độ sợi dọc và quá trình giặt đến độ đàn hồi của vải denim có sợi ngang bọc lõi chun*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội, Số 4, tập 56, 89-92.
- [5]. ASTM 3107:2007 (2015). *Standard Test Method for Stretch Properties of Fabrics Woven from Stretch Yarns*.

PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA XUNG LỰC NỀN MÓNG LÊN DAO ĐỘNG CỦA HỆ ROTOR – Ổ TRỤC

ANALYSIS OF THE EFFECT OF FOUNDATION IMPULSE ON VIBRATION OF ROTOR-BEARING SYSTEM

Ngô Văn Thanh, Nguyễn Trường Giang

Khoa Cơ khí và Động lực, Trường Đại học Điện lực

TÓM TẮT

Nền móng có vai trò quan trọng khi lắp đặt hệ máy quay lớn như rotor – ổ trục. Khi vận hành ở tốc độ cao, các tác động của ngoại lực ngẫu nhiên từ nền móng vào rotor thông qua các vị trí ổ trục sẽ ảnh hưởng đến dao động của cả hệ máy. Bài báo này tiến hành phân tích ảnh hưởng của xung lực ngẫu nhiên kích động lên nền móng trong quá trình vận hành rotor của hệ rotor – ổ trục của tổ hợp máy phát điện 300 MW. Kết quả cho thấy, khi tác động của xung tại các vị trí nền móng lắp đặt ổ trục sẽ làm cho tính chất đối xứng của cơ hệ mất đi. Các quỹ đạo tại vị trí ổ trục có xung lực kích động sẽ trở nên “hỗn loạn” và gây ra các va đập bất thường trong quá trình làm việc.

Từ khóa: Nền móng; Rotor – ổ trục; Ngoại lực ngẫu nhiên; Dao động.

ABSTRACT

Foundation displacement has an important role in the form of a large fixed installation of a large rotor – bearing system. When operating at a high speed, the impacts of random external forces from the foundation to the rotor through the bearing positions will affect the vibrations of the entire machine system. This article analyzes the influence of random agitated impulses on the foundation during rotor operation of the rotor – bearing system of a 300 MW generator. The results show that when the impact of the pulse is applied at the foundation locations where the bearings are installed, the symmetry of the mechanical system may be lost. The orbits at the bearing location with agitated impulses will become "chaotic" and cause abnormal impacts during work.

Keywords: Foundation; Rotor – bearing; Random external force; Vibration.



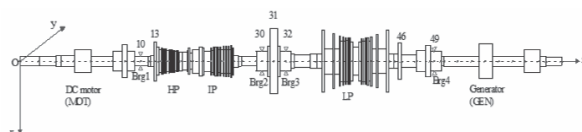
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Dao động ngang của hệ rotor là một trong yếu tố quan trọng khi thiết kế, lắp đặt và vận hành. Biết được quy luật và kiểm soát được dao động có vai trò quan trọng. Bởi vì nếu dao động vượt quá mức cho phép sẽ là nguyên nhân gây mòn tại các vị trí ổ trục và ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất vận hành máy. Trong quá trình vận hành, có nhiều yếu tố ngoại lực có tác động trực tiếp đến hệ dao động như mất cân bằng của bản thân rotor, các xung lực của môi trường xung quanh như xung chấn của trái đất,... Do đó, việc xem xét các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của hệ rotor có vai trò quan trọng [1]. Các nguồn gây dao động rất đa dạng, có thể là các nguồn mất cân bằng của bản thân rotor, các tải trọng ngoài, các yếu tố kích động ngẫu nhiên ở các khớp nối hoặc các ổ trục [2]. Đối với hệ rotor, các dao động có thể là dao động ngang, dao động dọc trục hoặc dao động xoắn. Tuy nhiên, do các dao động này thường độc lập nhau nên khi khảo sát có thể khảo sát riêng lẻ mà không làm ảnh hưởng đến kết quả.

Rotor được coi là trái tim của tổ hợp máy phát điện. Trong quá trình tính toán thiết kế, vấn đề động lực học luôn là yếu tố được quan tâm, xem xét trước tiên. Trong hầu hết các trường hợp, khi tính toán động lực học của rotor có thể coi nó gồm nhiều các phần tử trục và đã được liên kết với nhau trên các ổ trục. Do đó, trong các công cụ tính toán dao động của rotor hiện nay, phương pháp phần tử hữu hạn FEM (Finite Element Method) được sử dụng phổ biến [3]. Trong quá trình vận hành, tương tác giữa trục rotor và các ổ trục là một trong những yếu tố được quan tâm trước tiên [4], bởi vì đây là vị trí lực và mô-men được truyền từ rotor lên bộ máy. Các lực và mô-men này khi truyền lên bộ máy có thể phát sinh các lực kích động tác động ngược trở lại rotor [5]. Ngoài

ra, các nguyên nhân gây rung động bộ máy có thể đến từ các thiết bị máy khác khi làm việc, hoặc do các rung động do xung chấn của trái đất,... Do đó, vấn đề khảo sát các ảnh hưởng kích động từ bộ máy ngược trở lại rotor cũng cần phải được xem xét đến [6].

Ổ trục là một trong các phần tử đóng vai trò quan trọng đối với hệ rotor. Nó ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất vận hành máy. Các thông số động lực học của ổ trục có thể coi như một hệ dao động gồm lò xo – giảm chấn – khối lượng [7]. Bài báo này phân tích ảnh hưởng của tác động của chuyển vị nền do các tác động ngoại lực từ yếu tố ngẫu nhiên đến đáp ứng dao động của mô hình máy phát điện 300MW, từ đó sẽ giúp dự đoán cũng như khắc phục được một số hiện tượng bất thường có thể xảy ra khi rotor làm việc ở dải tốc độ cao. Mô hình phần tử hữu hạn của hệ rotor – ổ trục [1] được cho như Hình 1.



Hình 1. Mô hình phần tử hữu hạn của hệ rotor – ổ trục

2. KHẢO SÁT CHUYỂN VỊ NỀN ĐẾN HỆ DAO ĐỘNG

Rotor – ổ trục được xây dựng bằng mô hình phương pháp phần tử hữu hạn như Hình 1. Trong đó, các vị trí lắp với nền là các vị trí của ổ trục được kí hiệu là Brg1 đến Brg 4. Gọi $u(t)$ là chuyển vị của nền theo phương trục x tại vị trí ổ trục thứ 4, khi đó ngoại lực tác động ngẫu nhiên lên ổ trục thứ 4 có dạng: $[0, 0, 0, k_x.Lug(t)]^T$, trong đó L là chiều dài của rotor, k_x là độ cứng theo phương trục x của ổ trục. Phương trình ngoại lực của nền viết trong không gian trạng thái có dạng sau:

$$\dot{p}_i - s_i p_i = f_i \cdot u_g(t) \quad (1)$$

Trong đó, s_i là trị riêng thứ i và f_i là hằng số phức của dạng dao động riêng thứ i của hệ rotor. Giải phương trình (1) với điều kiện đầu bằng không, ta được:

$$p_i(t) = \int_0^t f_i u_g(\tau) e^{s_i(t-\tau)} d\tau \quad (2)$$

Khảo sát với chuyển vị nền thay đổi đột ngột bởi một hàm số mũ như sau:

$$u_t(t) = u_0 e^{-\beta t} \quad (3)$$

Trong đó, u_0 và β là các hằng số. Khi đó, dạng dao động riêng thứ i được biểu diễn dưới dạng sau:

$$p_i(t) = f_i u_0 \left[\frac{1}{s_i + \beta} (e^{s_i t} - e^{-\beta t}) \right] \quad (4)$$

Phương trình dao động của hệ rotor xét đến tác động của nền có phương trình như sau:

$$\begin{bmatrix} \Omega G & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q \\ 0 \end{Bmatrix} u(t) \quad (5)$$

Trong đó: M , K là các ma trận khối lượng và ma trận độ cứng; G là ma trận Gyroscopic; Ω là tốc độ quay của rotor ngoại lực; $Q = \{0 \text{ kL}\}^T$ là véc-tơ ngoại lực.

3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

3.1. Tần số dao động riêng

Để khảo sát tác dụng ngoại lực ngẫu nhiên của nền móng, trước tiên xác định tần số và dạng dao động riêng ở tốc độ quay của rotor – hệ trục 3000 vòng/phút bằng cách giải phương trình (5) trong không gian trạng thái. Kết quả 06 cặp trị riêng và tần số dao động

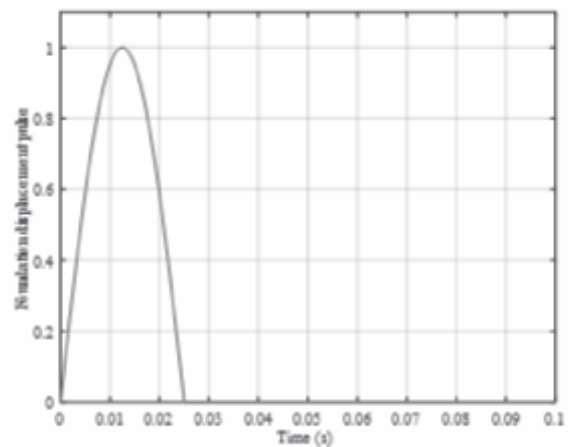
riêng được cho trong Bảng 1. Các trị riêng và tần số dao động riêng xuất hiện theo từng cặp và phân tách nhau bởi hiệu ứng Gyroscopic.

Bảng 1. Trị riêng và véc-tơ riêng ở 3000 vòng/phút

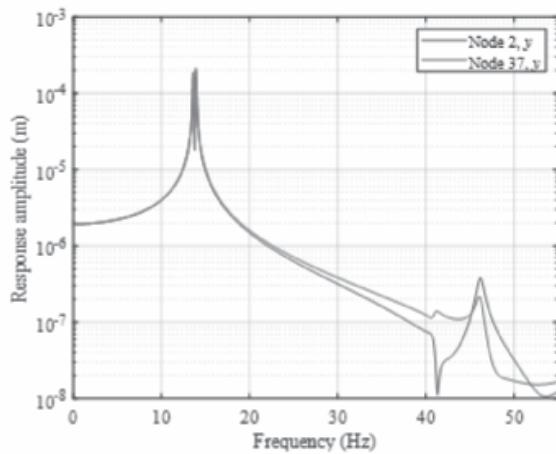
Tốc độ rotor (vòng/phút)	Trị riêng s (rad/s ⁻¹)	Tần số (Hz)
3000	$-0,14 \pm 85,7j$	13.64
	$-0,15 \pm 87,4j$	13,93
	$-2,3 \pm 257,6j$	40.9
	$-2,5 \pm 289,8j$	46.13
	$-9,5 \pm 628,4j$	100
	$-15,9 \pm 801,5j$	127.6

3.2. Khảo sát xung kích động nền

Để khảo sát ảnh hưởng của kích động nền móng lên đáp ứng biên độ dao động của rotor và của ổ trục, một xung kích động nửa sine được cho như Hình 2. Xung của lực kích động này được đặt vào vị trí ổ trục thứ 4 (Brg4). Khi đó, độ cứng và độ giảm chấn của ổ trục được cộng vào ma trận khối lượng, ma trận độ cứng của hệ dao động thì kích động ngoại lực của ổ trục làm cho hệ trở thành hệ dao động cưỡng bức.



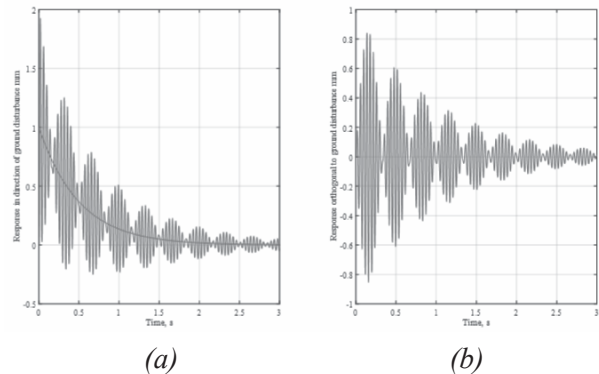
Hình 2. Xung kích động nền máy dạng nửa sine



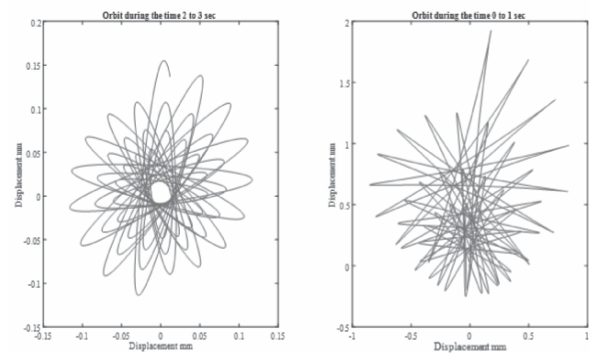
Hình 3. Ly độ dao động theo tần số

Ly độ dao động tại node 2 (vị trí ổ trục) và node 37 (giữa trục) theo phương y được cho trên Hình 3 trong phạm vi tần số của lực kích động tương ứng từ 0 đến 50 Hz. Mục đích biểu diễn ly độ dao động tại node 2 và node 37 để chỉ rõ chênh lệch biên độ dao động tại vị trí ổ trục và vị trí giữa trục khi chịu lực kích động. Tại các vị trí tần số dao động lần lượt là 13; 61; 13,92; 40,9 và 46,7 Hz của xung lực kích động xảy ra hiện tượng cộng hưởng, ly độ của cả hai node 2 và node 37 đều tăng lên rất nhanh. Tại vị trí này có hai tần số xảy ra cộng hưởng rất gần nhau vì hai dao động theo phương x và theo phương y độc lập với nhau.

Hình 4a là đồ thị dao động tại vị trí ổ trục Brg1 không có xung lực kích động và dao động tại vị trí có xung lực kích động Hình 4b với các giá trị $\beta = 2s^{-1}$ và $u_0 = 1 \text{ mm}$. Kết quả cho thấy cả hai vị trí dao động đều có hiện tượng phách và có xu hướng tắt dần. Tuy nhiên, tại vị trí ổ trục không có xung lực tác động, ly độ giảm dần theo đường trung hòa là một hypecbol dần về 0, còn đối với ly độ dao động của ổ trục có lực kích động, ly độ dao động có đường trung hòa là trục tọa độ 0, tức là các ly độ dao động đối xứng.



Hình 4. Đồ thị dao động tại ổ trục có kích động và không kích động: a) Dao động tại ổ trục không có lực kích động (Brg1); b) Dao động tại ổ trục có lực kích động (Brg4).



a) Quỹ đạo node Brg1 b) Quỹ đạo node Brg4
Hình 5. Quỹ đạo dao động của ổ trục

Hình 5 là quỹ đạo chuyển động của các node tại vị trí hai ổ trục Brg1 và Brg4. Các quỹ đạo này có dạng elip (Hình 5a) trong khi các quỹ đạo ở Hình 5b của các node có dạng theo xung ngẫu nhiên. Điều này chứng tỏ khi tác động xung lực của bộ máy, tính chất dao động đối xứng theo trục x và trục y mất đi, lúc này rotor tương tự như dao động của hệ bất đối xứng. Khi quỹ đạo có dạng elip tạo ra ứng suất thay đổi theo chu kỳ, đây là một trong những nguyên nhân gây ra ứng suất mỏi và hỏng do mỏi của rotor, đặc biệt là những rotor trong thực tế theo chiều dài dọc trục không được coi là vật thể tuyệt đối cứng.

4. KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán đối với hệ dao động dưới tác dụng lực kích động ngẫu nhiên của nền máy, có thể thấy hệ rotor – ổ trục không còn tính chất đối xứng. Các tác động của lực kích động làm cho ma trận độ cứng tại các vị trí ổ trục theo phương của lực kích động tăng lên. Quỹ đạo dao động của tại vị trí đó cũng thay đổi không theo quy luật và có phương tăng lên theo chiều của lực kích động. Tuy nhiên, nếu tần số của lực kích động tại ổ trục cách xa tần số dao động riêng của cơ hệ ứng với phạm vi tốc độ làm việc, thì các kích động này hầu như không ảnh hưởng đến đặc tính dao động của cơ hệ. ❖

Ngày nhận bài: **12/02/2024**

Ngày phản biện: **22/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Ngo, V. T., Xie, D., Xiong, Y., Zhang, H., & Yang, Y. J. F. o. M. E. (2013). *Dynamic analysis of a rig shafting vibration based on finite element*. 8, 244-251.
- [2]. Bruha, M., & Peroutka, Z. (2015). *Torsional vibration in large variable speed drive systems: Origin and mitigation methods*. Paper presented at the 2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe).
- [3]. Friswell, M. I., Penny, J. E., Garvey, S. D., & Lees, A. W. (2010). *Dynamics of rotating machines: Cambridge university press*.
- [4]. Safizadeh, M., & Golmohammadi, A. J. M. (2020). *Prediction of oil whirl initiation in journal bearings using multi-sensors data fusion*. 151, 107241.
- [5]. Grützmacher, P. G., Rosenkranz, A., Szurdak, A., König, F., Jacobs, G., Hirt, G., & Mücklich, F. J. T. I. (2018). *From lab to application-Improved frictional performance of journal bearings induced by single-and multi-scale surface patterns*. 127, 500-508.
- [6]. Luo, Z., Wang, J., Tang, R., & Wang, D. J. N. D. (2019). *Research on vibration performance of the nonlinear combined support-flexible rotor system*. 98(1), 113-128.
- [7]. Fu, C., Sinou, J.-J., Zhu, W., Lu, K., Yang, Y. J. M. S., & Processing, S. (2023). *A state-of-the-art review on uncertainty analysis of rotor systems*. 183, 109619.

NGHIÊN CỨU THUẬT TOÁN NHẬN DIỆN VÀ PHÂN LOẠI RÁC THẢI NHỰA TỰ ĐỘNG BẰNG YOLOV8

STUDY ON PLASTIC WASTE DETECTION OF SORTING SYSTEM USING YOLOV8

Lưu Thanh Tùng^{1,2}, Nguyễn Trí Thanh^{1,2}, Nguyễn Hoàng Long^{1,2}, Tống Phước Thanh An^{1,2}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUT)

²Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (VNU-HCM)

TÓM TẮT

Rác thải nhựa là một vấn đề nóng không chỉ ở Việt Nam mà còn trên toàn thế giới. Rác thải nhựa không qua xử lý và tái chế được xả thẳng ra môi trường đã làm biến đổi hệ sinh thái, giết chết các loại động vật, thực vật và gián tiếp đầu độc đến cuộc sống của con người. Vì vậy, việc phân loại và tái chế rác thải nhựa theo quy mô công nghiệp là vô cùng cần thiết để giảm thiểu mức độ ô nhiễm môi trường và tận dụng được nhựa đã qua sử dụng. Vì vậy, chúng tôi đề xuất việc sử dụng mô hình Học sâu YOLOv8, một mô hình dạng nhận diện mạnh nhất hiện nay để phân loại các loại rác thải nhựa trên dây chuyền thực tế trong nhà máy. Bằng cách huấn luyện và phân tích các chỉ số của mô hình, chúng tôi đã chứng minh sự hiệu quả của YOLOv8 trong lĩnh vực phân loại rác thải nhựa theo thời gian thực. Đây cũng là cơ sở để xây dựng nên các dây chuyền xử lý rác thải nhựa hoàn toàn tự động, đảm bảo năng suất phân loại và không gây ảnh hưởng lên sức khỏe của nhân viên làm việc.

Từ khóa: Rác thải nhựa; YOLOv8; Mô hình nhận diện; Hệ thống phân loại tự động.

ABSTRACT

Plastic waste is a pressing issue not only in Vietnam but also globally. Unprocessed plastic waste discharged directly into the environment has led to ecosystem disruption, the death of flora and fauna, and indirect threats to human life. Therefore, the industrial-scale sorting and recycling of plastic waste are essential to minimize environmental pollution and utilize used plastic effectively. We propose the utilization of the YOLOv8 Deep Learning model, currently one of the most robust object detection models, to classify various types of plastic waste on real production lines within factories. Through training and analyzing the model's metrics, we have demonstrated the effectiveness of YOLOv8 in real-time plastic waste classification. This forms the basis for establishing fully automated plastic waste processing lines, ensuring efficient sorting without compromising the health of factory workers.

Keywords: Plastic waste; YOLOv8; Object detection models; Automation sorting system.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, việc phân loại rác thải nhựa tại Việt Nam có sự tham gia của công nhân trong công đoạn phân loại một cách thủ công như ở một số doanh nghiệp Duy Tân, Coca Cola,... Bên cạnh việc gây ô nhiễm môi trường nếu không được xử lý đúng phương pháp [1], [2], rác thải nhựa gây ảnh hưởng trực tiếp đến sức khỏe của con người tham gia công việc này. Nguyên nhân xuất phát từ chất phụ gia trong sản phẩm nhựa có thể gây rối loạn nội tiết và gây ung thư thông qua con đường tiếp xúc hoặc hô hấp [3]. Do đó, cấp thiết phải có một hệ thống tự động thay thế cho nhân công thực hiện nhiệm vụ phân loại rác này, nhằm đảm bảo năng suất lao động và đồng thời bảo vệ sức khỏe của công nhân trước những hậu quả gây ra bởi phụ gia nhựa.

Có hai phương pháp ứng dụng công nghệ thông tin phổ biến trong việc phân loại rác thải nhựa. Thứ nhất, là trường phái ứng dụng các thuật toán Machine Learning như Linear Discriminant Analysis (LDA), Partial Least-Squares Discriminant Analysis (PLS-DA), Spectral Angle Mapper (SAM) và Support Vector Machine (SVM) [4] để phân loại. Một trường phái nghiên cứu khác là sử dụng mạng nơ-ron tích chập sâu CNN. Trong nước, tác giả Đỗ Thị Nhung và cộng sự đã sử dụng mạng nơ-ron tích chập CNN kết hợp với dữ liệu chụp được từ UAV phân loại hình ảnh chụp được từ thiết bị này có hay không rác thải nhựa trôi dạt trên biển. Độ chính xác trong phân loại chỉ đạt 0.87 [5]. Huỳnh Ngọc Thái Anh và Trang Thanh Trí ứng dụng mạng nơ-ron YOLOv7 để nhận dạng rác trên mặt nước. Độ chính xác của mô hình là 80.5%, với tốc độ chuyển khung hình FPS 17,6 [6]. Bên cạnh tình hình trong nước, Bobulski và cộng sự đề xuất mạng CNN 15 lớp, giảm số lớp so với mạng AlexNet gồm

có 23 lớp để phù hợp với ảnh chụp công nghiệp hơn. Tuy nhiên, độ chính xác của mô hình phân loại chỉ đạt 74% [7].

Ở nghiên cứu này, chúng tôi thử nghiệm xây dựng mô hình YOLOv8 để phân loại rác thải nhựa.

2. PHƯƠNG PHÁP

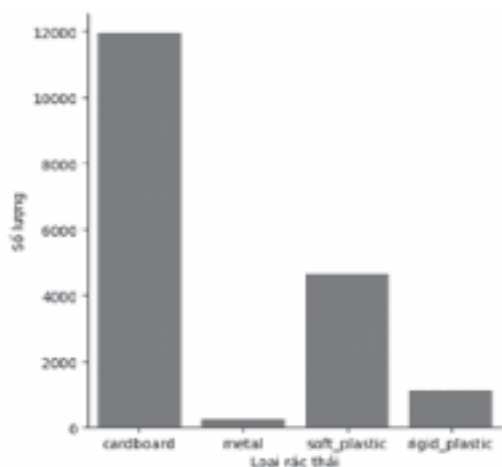
2.1. Bộ dữ liệu

Đối với rác thải nhựa, tùy vào mục tiêu ứng dụng của nghiên cứu, cách thu thập và xây dựng bộ dữ liệu cũng khác nhau. Trong nghiên cứu này, với mục đích thử nghiệm YOLOv8 cho dây chuyền thực tế trong các nhà máy nhựa tái chế, bộ dữ liệu được sử dụng cần phải đáp ứng được tiêu chí sát với thực tế, có liên quan đến dây chuyền tự động và có phân bố rác thải trên băng tải một cách ngẫu nhiên với số lượng rác thải trong mỗi khung hình ở số lượng lớn. Để có thể thu thập được dữ liệu có yêu cầu khó khăn như vậy, cần phải trực tiếp vào các nhà máy nhựa tái chế tại Việt Nam để ghi lại và cần một kinh phí, thời gian và công sức rất lớn để gán nhãn cho dữ liệu thu thập được. Với điều kiện hạn chế về mặt kinh phí và nhân lực, nhóm nghiên cứu quyết định sử dụng một bộ dữ liệu đã được công bố trước đây có liên quan đến rác thải nhựa và phù hợp với các yêu cầu đã được đề cập, bộ dữ liệu rác thải nhựa công nghiệp đầu tiên trên thế giới ZeroWaste [8]. Bộ dữ liệu được thu thập trong một nhà máy tại Mỹ, với các lớp chính trong bộ dữ liệu là Cardboard, Rigid plastic, Soft plastic và Metal. Ngoài ra, bộ dữ liệu cũng có các bảng thống kê độ chính xác của các mô hình khác đối với bộ dữ liệu này như Mask R-CNN [9], RetinaNet [10] và TridentNet [11]. Với những gì mà bộ dữ liệu ZeroWaste có được, đây chính là giải pháp để đánh giá mô hình YOLOv8 trong tác vụ xử lý

phân loại rác thải nhựa với điều kiện tài chính và thời gian không nhiều.

2.2. Trích xuất thông tin từ bộ dữ liệu

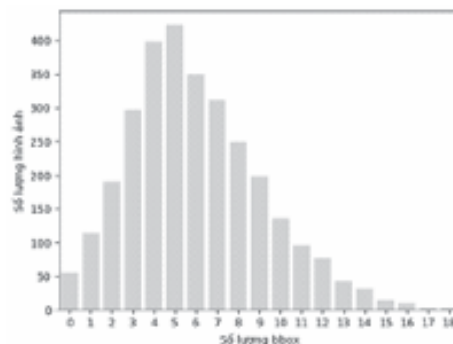
Để hiểu hơn về bộ dữ liệu ZeroWaste nhằm tiến hành tinh chỉnh mô hình YOLOv8 phù hợp, nhóm nghiên cứu đã tiến hành trích xuất các thông tin quan trọng từ bộ dữ liệu ZeroWaste thông qua các phương pháp thống kê. Đầu tiên là thống kê về số lượng các vật thể theo mỗi lớp trong bộ dữ liệu ZeroWaste. Theo đó, Cardboard là phân lớp chiếm số lượng nhiều nhất với gần 12000 vật thể, nhiều hơn gấp đôi so với lớp thứ hai là Soft plastic (khoảng 5000 vật thể). Bên cạnh đó, bộ dữ liệu cũng có rất ít vật thể thuộc lớp Metal và Rigid Plastic. Điều này cho thấy bộ dữ liệu ZeroWaste có dấu hiệu bị mất cân bằng trong dữ liệu (data imbalance) và có thể gây ảnh hưởng xấu đến mô hình nếu không được xử lý đúng cách.



Hình 1. Số lượng vật thể của các loại rác thải trong bộ dữ liệu ZeroWaste

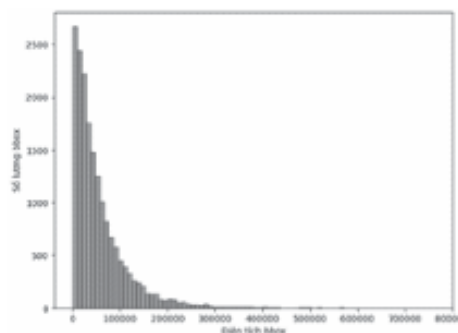
Tiếp theo, nhóm nghiên cứu tiến hành kiểm tra số lượng vật thể được gán nhãn (ground-truth bounding box) trong mỗi hình ảnh của bộ dữ liệu thu được. Kết quả thu được cho thấy, số lượng vật thể được gán nhãn trong

một ảnh phổ biến từ 5-6 vật thể và phần lớn ảnh có chứa ít hơn 12 vật thể được gán nhãn. Ngoài ra, số vật thể được gán nhãn lớn nhất trong một ảnh là 18 vật thể. Từ đây có thể thấy rằng, số lượng vật thể được gán nhãn trong mỗi ảnh là rất lớn, sát với thực tế trên các băng tải trong nhà máy công nghiệp hiện nay.



Hình 2. Số lượng vật thể được gán nhãn trong mỗi ảnh của bộ dữ liệu ZeroWaste

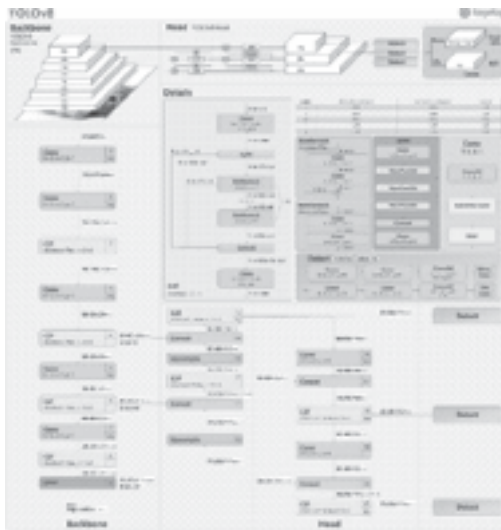
Cuối cùng, nhóm nghiên cứu tiến hành khảo sát diện tích của các vật thể được gán nhãn trong mỗi ảnh. Kết quả thu được cho thấy sự phân bố tương đối rõ ràng, khi vật thể nhỏ ($< 32^2$ pixels) chiếm số lượng nhiều nhất, tiếp đến là vật thể vừa ($> 32^2$ và $< 96^2$ pixels) và cuối cùng là vật thể lớn. Cả ba loại vật thể đều có tổng số lượng khá tương đồng với nhau, cho thấy sự phân bố ngẫu nhiên và không có hình dạng cụ thể xác định của rác thải nhựa trong nhà máy thực tế.



Hình 3. Số lượng của các loại vật thể theo kích thước trong bộ dữ liệu ZeroWaste

Từ các đồ thị thống kê đã được trình bày, có thể thấy rằng bộ dữ liệu ZeroWaste là một bộ dữ liệu có sự mất cân bằng giữa các lớp trong bộ dữ liệu. Ngoài ra, số lượng các vật thể được gán nhãn trong mỗi ảnh cũng là tương đối lớn, kèm theo sự phân bố ngẫu nhiên về mặt kích thước và hình dáng của các vật thể. Nhóm nghiên cứu có đủ cơ sở để kết luận rằng, việc sử dụng bộ dữ liệu ZeroWaste là hợp lý với mục tiêu ứng dụng cho nhà máy thực tế.

2.3. Mô hình YOLOv8



Hình 4. Sơ đồ nguyên lý mạng YOLOv8 [12]

Xương sống (backbone) của YOLOv8 là bản sửa đổi của kiến trúc CSPDarknet53 [13] gồm 53 lớp tích chập và sử dụng các kết nối một phần xuyên giai đoạn để tạo điều kiện thuận lợi cho luồng thông tin giữa các lớp khác nhau. Xương sống này chịu trách nhiệm trích xuất các đặc điểm từ hình ảnh đầu vào, trong khi đó ở đầu (head) mạng, quá trình phát hiện đối tượng diễn ra sử dụng các đặc trưng được trích xuất để dự đoán xác suất của các lớp.

Bounding box được xác định tọa độ ở mỗi ô lưới trong ảnh đầu vào. Thêm vào đó, đầu mạng cũng có một cơ chế self-attention,

cho phép mô hình tập trung vào những đặc trưng phù hợp nhất với phát hiện đối tượng.

Khác với các phiên bản YOLO trước đây, YOLOv8 là mô hình anchor-free trực tiếp dự đoán tâm của đối tượng thay vì độ lệch của đối tượng so với anchor box đã biết. Cơ chế này cải thiện đáng kể các phiên bản trước của YOLO, vì nó loại bỏ sự cần thiết của các anchor box, vốn khó có thể bắt những vật có hình dạng hay kích thước bất thường.

YOLOv8 sử dụng phương pháp huấn luyện thích nghi để tối ưu tốc độ học và cân bằng hàm mất mát, cuối cùng dẫn đến một mô hình có hiệu suất tốt hơn. Mô hình YOLOv8 cũng sử dụng kỹ thuật tăng cường dữ liệu nâng cao như MixUP [14], và CutMix [15] để tăng tính mạnh mẽ và tổng quát của mô hình.

3. THÍ NGHIỆM

Nhóm nghiên cứu đã tiến hành huấn luyện mô hình YOLOv8 với sự hỗ trợ của Google Colaboratory. Đầu tiên, nhóm tác giả đã chuyển đổi file dữ liệu từ dạng COCO format sang thành dạng YOLO để có thể tiến hành training cho mô hình YOLOv8. Nhóm nghiên cứu huấn luyện mô hình YOLOv8 trong 50 epochs, batch size là 21 (tùy theo GPU được sử dụng của Google Colaboratory) và kích thước ảnh đầu vào được đặt là 640. Ngoài ra, các thông số của mô hình được thể hiện trong Hình 5.

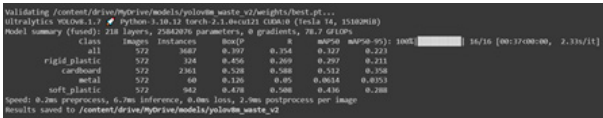
The image shows a terminal window displaying the output of a YOLOv8 model training process. It lists various parameters and metrics, including the number of layers, filters, and the final performance metrics (AP, AR, F1, etc.). The output is organized into a table-like structure with columns for different metrics and their corresponding values.

Hình 5. Các thông số của mô hình YOLOv8

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả của quá trình huấn luyện mô hình YOLOv8 qua 50 epochs là khá hứa hẹn. Mô hình đạt được độ chính xác (mAP) là 22.3, độ chính xác tại mAP@50 là 32.7, không cách xa độ chính xác mà các mô hình khác đạt được. Tuy nhiên, YOLOv8 lại cho thấy sự nhẹ hơn trong yêu cầu về phần cứng và xử lý khi thấp hơn gần 3 lần so với Mask R-CNN (79.1 GFLOPs so với 206 GFLOPs). Điều này cho thấy YOLOv8 có tốc độ xử lý nhanh hơn rất nhiều so với Mask R-CNN trong khi độ chính xác không chênh lệch quá nhiều.

Bên cạnh đó, kết quả mAP của model sau khi train xong, có thể thấy là đối với lớp Metal (có ít vật thể nhất) thì tỷ lệ dự đoán được rất rất thấp, kéo theo mAP của tổng thể thấp xuống. Lớp chiếm tỉ lệ nhiều nhất là Cardboard cũng chỉ có mAP@50 là 0.512, nghĩa là model chỉ đoán đúng một nửa.

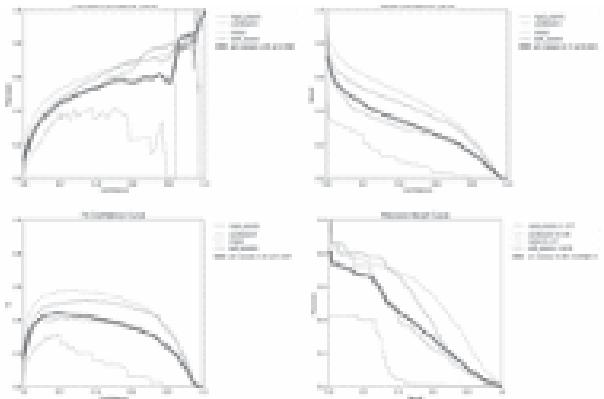


Hình 6. Kết quả huấn luyện mô hình YOLOv8 sau 50 epochs

Bảng 1. So sánh độ chính xác và gánh nặng tính toán giữa YOLOv8 và các mô hình khác

Model	Epochs	GFLOPs	Params	AP	AP50
RetinaNet	107	206	38M	21.0	33.5
MaskRCNN	107	-	44M	22.8	34.9
TridentNet	107	822	34M	24.2	36.3
YOLOv8	50	79.1	26M	22.3	32.7

Ngoài ra, ở các đồ thị thống kê về Precision, Recall, F1-Score và Precision-Recall của mô hình, YOLOv8 vẫn chưa cho thấy toàn bộ khả năng của mình, khi các đồ thị vẫn còn tương đối xấu và có hiện tượng gãy tại threshold nhất định và điểm tương đối thấp.



Hình 7. Đồ thị thống kê cho mô hình YOLOv8

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, nhóm nghiên cứu giới thiệu phương pháp sử dụng YOLOv8 để phân loại rác thải nhựa trên dây chuyền thực tế tại nhà máy. Kết quả chỉ ra rằng, YOLOv8 phù hợp với các hệ thống có khả năng tính toán và tốc độ xử lý thấp vì khối lượng tính toán của YOLOv8 thấp hơn các mô hình thông thường khác ít nhất 3 lần. Ngoài ra, YOLOv8 cũng đảm bảo độ chính xác ở mức chấp nhận được và hoàn toàn thích hợp để ứng dụng vào các tác vụ phân loại khác trong công nghiệp.

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-2023-CK-15. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **18/02/2024**

Ngày phản biện: **27/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Prata, J. C., da Costa, J. P., Lopes, I., Duarte, A. C., & Rocha-Santos, T., "Environmental exposure to microplastics: An overview on possible human health effects". *Science of the total environment*, vol. 702, p. 134455, 2020.
- [2]. Agyeman, S., Obeng-Ahenkora, N. K., Assiamah, S., & Twumasi, G., "Exploiting recycled plastic waste as an alternative binder for paving blocks production". *Case Studies in Construction Materials*, vol. 11, p. e00246, 2019.
- [3]. Adeniran, A. A., & Shakantu, W., "The health and environmental impact of plastic waste disposal in South African Townships: A review". *International Journal of Environmental Research and Public Health*, vol. 19, no. 2, p. 779, 2022.
- [4]. Duan, Q., & Li, J., "Classification of common household plastic wastes combining multiple methods based on near-infrared spectroscopy". *Acs Es&T Engineering*, vol. 1, no. 7, pp. 1065-1073, 2021.
- [5]. Nhung, Đ. T., My, N. T. D., Mạnh, P. V., Đông, P. V., Thành, B. Q., Tuấn, N. V., & Hải, P. M., "Nghiên cứu mô hình phát hiện rác thải nhựa ven biển sử dụng ảnh máy bay không người lái và mạng nơ-ron tích chập sâu", *Tạp chí Khoa học Đo đạc và Bản đồ*, no. 49, pp. 21-29, 2021.
- [6]. Anh, H. N. T., & Trí, T. T., "WSCA: Nhận dạng rác trên mặt nước ứng dụng mạng nơ-ron học sâu", *Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Đại học Đà Nẵng*, pp. 47-52, 2023.
- [7]. Bobulski, J., & Kubanek, M., "Deep learning for plastic waste classification system". *Applied Computational Intelligence and Soft Computing*, vol. 2021, pp. 1-7, 2021.
- [8]. Bashkistrova, D., Abdelfattah, M., Zhu, Z., Akl, J., Alladkani, F., Hu, P., ... & Saenko, K., "ZeroWaste dataset: towards deformable object segmentation in cluttered scenes". In *Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, 2022.
- [9]. He, K., Gkioxari, G., Dollár, P., & Girshick, R., "Mask R-CNN". In *Proceedings of the IEEE International conference on computer vision*, 2017.
- [10]. Lin, T. Y., Goyal, P., Girshick, R., He, K., & Dollár, P., "Focal loss for dense object detection". In *Proceedings of the IEEE International conference on computer vision*, 2017.
- [11]. Li, Y., Chen, Y., Wang, N., & Zhang, Z., "Scale-aware trident networks for object detection". In *Proceedings of the IEEE/CVF International conference on computer vision*, 2019.
- [12]. Jacob Solawetz, Francesco, "Roboflow Blog". Roboflow, 11 January 2023. [Online]. Available: <https://blog.roboflow.com/whats-new-in-yolov8/>. [Accessed 5 March 2024].
- [13]. Bochkovskiy, A., Wang, C. Y., & Liao, H. Y. M., "YOLOv4: Optimal speed and accuracy of object detection." *arXiv preprint arXiv:2004.10934*, 2020.
- [14]. Zhang, H., Cisse, M., Dauphin, Y. N., & Lopez-Paz, D., "Mixup: Beyond empirical risk minimization". *arXiv preprint arXiv:1710.09412*, 2017.
- [15]. Yun, S., Han, D., Oh, S. J., Chun, S., Choe, J., & Yoo, Y., "Cutmix: Regularization strategy to train strong classifiers with localizable features". In *Proceedings of the IEEE/CVF International conference on computer vision*, 2019.

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN TĂNG CHIỀU SÂU LÀM VIỆC CỦA MÁY ĐÀO MỘT GẦU THỦY LỰC CỖ LỚN PC1100SP-6

RESEARCH AND CALCULATION OF INCREASING THE WORKING DEPTH OF
THE LARGE HYDRAULIC SINGLE BUCKET EXCAVATOR PC1100SP-6

TS. Đoàn Văn Tú

Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo tập trung nghiên cứu, tính toán thiết kế kết cấu thép bộ công tác máy đào hiện có nhằm mở rộng khả năng làm việc, giảm chi phí đầu tư, thay thế thiết bị ngoại nhập phù hợp với điều kiện kinh tế và công nghệ chế tạo sản phẩm cơ khí trong nước. Trên cơ sở các phương pháp tính kết cấu truyền thống, bài báo trình bày kết quả tính toán, thiết kế, mô phỏng tay gầu mới lắp trên hệ thống cần và xi-lanh thủy lực hiện có của máy đào một gầu thủy lực cỡ lớn PC1100-SP, đồng thời mô phỏng các vị trí làm việc của máy trên phần mềm Solidworks. Kết quả của bài báo là cơ sở cho việc thiết kế, chế tạo tay gầu mới để mở rộng phạm vi làm việc của máy đào PC1100-SP nói riêng và các máy đào một gầu nói chung.

Từ khóa: Máy đào một gầu truyền động thủy lực; Hoán cải tay gầu; Phần tử hữu hạn; Solidworks.

ABSTRACT

The article focuses on researching and calculating the steel structure design of existing excavator working sets to expand working capabilities, reduce investment costs, and replace imported equipment in accordance with economic and industrial conditions, mechanical product manufacturing technology. Based on traditional structural calculation methods, this article presents the results of calculation, design, and simulation of a new bucket arm installed on the existing hydraulic cylinder and boom system of a large hydraulic single-bucket excavator PC1100-SP. Simulation of the excavator's working positions on Solidworks software is performed. The results of the article are the basis for designing and manufacturing new bucket arms to expand the working range of excavators PC1100-SP in particular and single-bucket excavators in general.

Keywords: Hydraulic transmission single bucket excavator; Bucket arm renovation; Finite element method; Solidworks.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

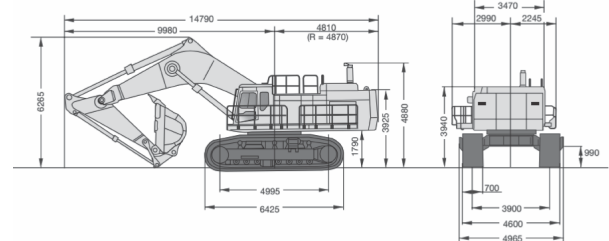
Trong quá trình thi công xây dựng hạ tầng, việc sử dụng các thiết bị máy móc trong các biện pháp thi công đóng một vai trò quan trọng, quyết định đến chất lượng, năng suất của công trình. Tuy nhiên, trong một số công việc cụ thể, các thiết bị hiện có chưa thực sự phù hợp, nếu đặt hàng của hãng sẽ mất nhiều chi phí cũng như thời gian nên việc thiết kế, chế tạo hoán cải trong nước phù hợp với các doanh nghiệp vừa và nhỏ có ý nghĩa thực tiễn và kinh tế. Trên nhu cầu thực tiễn, khi các doanh nghiệp đã đầu tư máy đào cỡ lớn chi phí cao, nhưng phạm vi đào chưa đáp ứng được yêu cầu trong một số công trình cụ thể như công tác đào đắp trên biển đảo, máy đào là giải pháp lựa chọn chủ yếu, đặc biệt là một số công trình cần chiều sâu lớn như luồng cảng để neo đậu thuyền. Các biện pháp thi công hiện nay có thể dùng các loại tàu hút nhưng chi phí đầu tư thiết bị rất cao lên đến vài chục triệu đô-la hoặc có thể sử dụng biện pháp tiết kiệm hơn nhiều là khoan nổ mìn rồi đào xúc nạo vét vật liệu bằng máy đào cỡ lớn có năng suất cao. Trong phạm vi bài báo này, tác giả sẽ tập trung nghiên cứu sử dụng máy đào một gầu thủy lực cỡ lớn Komatsu PC1100SP-6 có trọng lượng 104 tấn, lắp gầu tối đa 6,5 m³ để thi công [1, 2]. Tuy nhiên, chiều sâu đào làm việc của máy không đáp ứng được, đơn vị thi công phải nhập các loại bộ công tác dài hơn, giảm dung tích gầu và vẫn lắp trên máy cơ sở đó với kinh phí là rất lớn khoảng 10-15 tỷ đồng hoặc thay thế bộ công tác của máy chi phí cũng cao tầm 3-4 tỷ đồng, chưa kể thời gian đặt hàng rất lâu nếu yêu cầu không đúng loại tiêu chuẩn. Các nghiên cứu về thiết kế, chế tạo hoặc hoán cải kết cấu thép bộ công tác đào còn hạn chế, chủ yếu mang nặng tính chép mẫu và thiết kế an toàn. Đã có nhiều công trình nghiên cứu máy đào gần đây như về hệ thống truyền động máy đào bánh xích

[3], động lực học xi-lanh thủy lực điều khiển bộ công tác đào, mở rộng phạm vi làm việc của các dạng thiết bị thay thế lắp trên máy đào thủy lực một gầu [4], tích hợp đầu cắt trên máy đào thủy lực gầu nghịch phục vụ công tác thi công hầm [5], nghiên cứu vùng làm việc của đầu cắt mở luồng hàng hải lắp trên máy đào cần hai đoạn thay cho gầu thông thường [6]. Nghiên cứu, tính toán thiết kế thay đổi kích thước hình học kết cấu thép bộ công tác của máy nhằm mở rộng khả năng làm việc theo phương pháp phân tử hữu hạn [7, 8, 9, 10, 11] và phần mềm mô phỏng, làm cơ sở cho việc chế tạo trong nước thay thế thiết bị ngoại nhập giảm chi phí đầu tư phù hợp với điều kiện kinh tế có ý nghĩa.

2. PHƯƠNG ÁN HOÁN CẢI VÀ THIẾT KẾ TAY GÀU TĂNG CHIỀU SÂU LÀM VIỆC CỦA MÁY ĐÀO MỘT GÀU THỦY LỰC CỠ LỚN PC1100SP-6

2.1. Yêu cầu phạm vi làm việc của máy đào một gầu thủy lực cỡ lớn PC1100SP-6

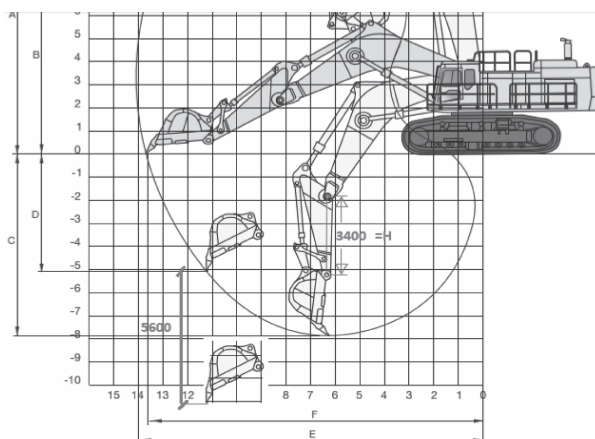
Cấu tạo của máy gồm các bộ phận chính: hệ thống động lực, hệ thống truyền động cơ khí và thủy lực, hệ thống di chuyển, bộ công tác đào và khung máy như hình 1.



Hình 1. Cấu tạo máy đào một gầu thủy lực Komatsu PC1100SP-6

Hiện tại, quỹ đạo đào và chiều sâu đào của máy như hình 2, chiều sâu đào lớn nhất là $C = 7,9\text{m}$, chiều sâu đào gầu thẳng đứng là $D = 5,025\text{m}$, bán kính đào lớn nhất tính từ tâm máy

là $F = 13,67\text{m}$, bán kính đào lớn nhất ở mặt đất là $E = 14,07\text{m}$.



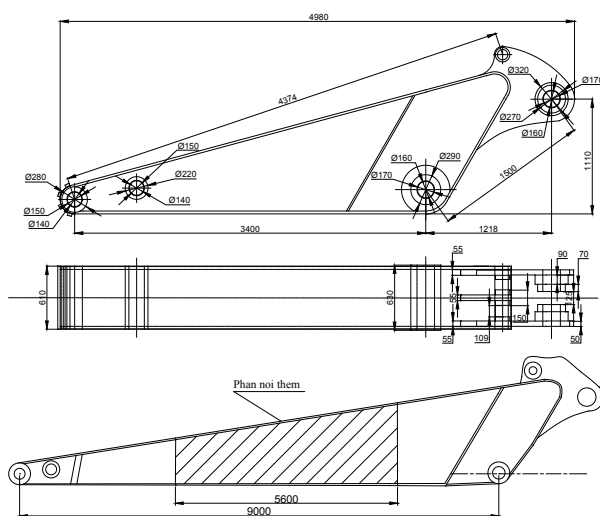
Hình 2. Chiều sâu đào yêu cầu của máy đào một gầu thủy lực PC1100SP-6 khi hoán cải

Máy có thể đào sâu lớn nhất là $C = 7,9\text{m}$, tuy nhiên do yêu cầu cần đào luồng lạch nên cần tăng chiều sâu đào gầu thẳng đứng $D = 10,3\text{m}$. Do đó, cần hoán cải bộ công tác đào cho phù hợp mà cụ thể là tăng chiều sâu đào lớn nhất lên khoảng $5,6\text{m}$ như hình 2. Khi đó, cần xác định chuyển động của bộ công tác mới, độ bền của bộ công tác, độ ổn định của máy khi thi công. Tay gầu cũ có khoảng cách giữa chốt tay gầu nối với cần và tay gầu nối với gầu là $3,4\text{m}$ sẽ cần tăng lên là 9m tức là phải tăng chiều dài tay gầu thêm $5,6\text{m}$ để chiều sâu đào gầu thẳng đứng đạt $D = 5,025 + 5400 = 10,425\text{m}$.

2.2. Các phương án tăng chiều sâu đào của máy đào một gầu thủy lực cỡ lớn PC1100SP-6

2.2.1. Kết cấu tay gầu và cần

Kết cấu tay gầu nguyên bản và phương án hoán cải để tăng chiều sâu đào như trên hình 3. Tay gầu có mặt cắt dạng tổ hợp thay đổi tiết diện theo chiều dài, tại các vị trí liên kết với gầu, cần, cơ cấu hình bình hành, xi-lanh thủy lực là các lỗ có bạc liên kết.



Hình 3. Kết cấu tay gầu nguyên bản và phương án hoán cải

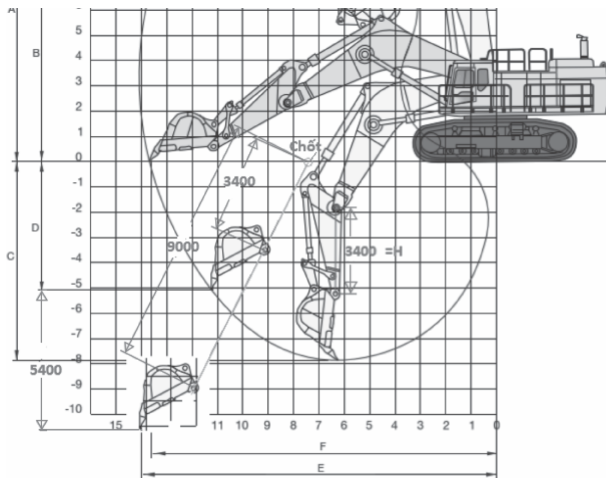
2.2.2. Phương án đề xuất

Có nhiều phương án hoán cải có thể tăng chiều sâu đào của máy, tác giả đưa ra bốn phương án:

- Phương án 1: Hoán cải bộ công tác nối dài cần và nối dài tay gầu;
- Phương án 2: Chế tạo mới cần và tay gầu, vẫn giữ bộ công tác đào cũ;
- Phương án 3: Giữ nguyên cần và nối dài tay gầu;
- Phương án 4: Giữ nguyên cần và chế tạo mới tay gầu.

Ngoài các phương án chế tạo mới các kết cấu tay gầu, cần thì có thể gia công nối như hình 3. Trong các phương án đưa ra, với yêu cầu của việc tăng chiều sâu đào lên $10,3\text{m}$, tác giả tập trung vào phương án chế tạo mới tay gầu lắp trên hệ thống cần và xi-lanh thủy lực hiện có của máy. Phương án có ưu điểm chế tạo mới tay gầu và gầu để nâng cao được tầm hoạt động của máy, tăng phạm vi công năng của máy, tận dụng được cần cũ, giảm chi phí

gia công cần, tận dụng toàn bộ hệ xi-lanh thủy lực, sử dụng bộ công tác cũ khi có nhu cầu và tháo lắp nhanh. Tuy nhiên cũng có nhược điểm: Phải giảm thể tích gầu, giảm năng suất của máy trong trường hợp máy thi công đúng công năng nguyên bản, tổng thể máy không ổn định, cân đối bằng phương án thay đổi kích thước cả tay gầu và cần.

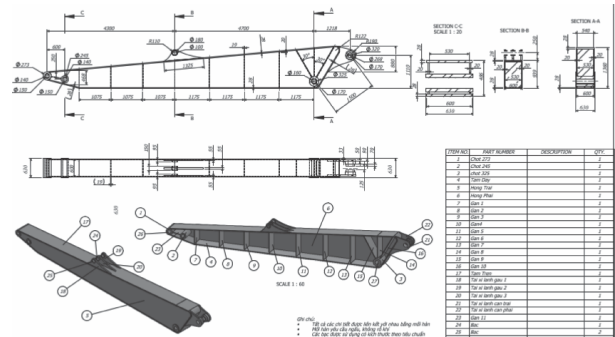


Hình 4. Chiều sâu đào sau khi cải hoán bộ công tác

Hiện tại, khoảng cách giữa chốt tay gầu nối với cần và tay gầu nối với gầu là 3,4m sẽ cần tăng lên là 9m tức là phải tăng chiều dài tay gầu thêm 5,6m, khi đó tay gầu nghiêng một góc 30° so với phương thẳng đứng và đào được chiều sâu đào gầu thẳng đứng đạt $D = 5,025 + 5400 = 10,425\text{m}$ như hình 4.

3. MÔ PHỎNG HOẠT ĐỘNG MÁY ĐÀO PC1100SP-6 VÀ KIỂM TRA ĐỘ BỀN CỦA TAY GẦU MỚI TRÊN PHẦN MỀM SOLIDWORKS

3.1. Thiết kế và mô phỏng tay gầu mới



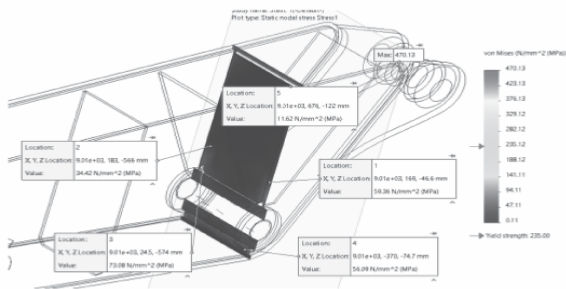
Hình 5. Kết quả thiết kế và mô phỏng tay gầu mới trên Solidworks

Trên cơ sở kích thước của tay gầu cũ và yêu cầu đặt ra, tay gầu mới được thiết kế sơ bộ có kích thước các vị trí liên kết phù hợp với kết cấu cần, cơ cấu hình bình hành và hệ xi-lanh có sẵn. Các kích thước mặt cắt được tính toán theo đường lối tính toán kết cấu thép máy đào một gầu, để tăng cứng cho kết cấu sẽ có các vách liên kết.

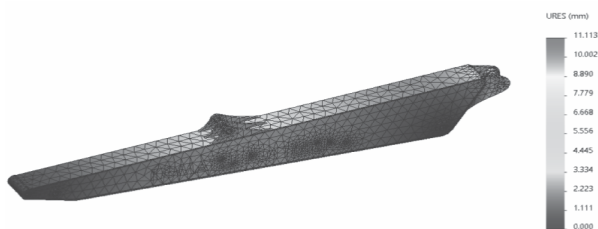
3.2. Phân tích khả năng chịu lực tay gầu mới

Xây dựng mô hình tay gầu mới: Các tấm thành, mặt trên, mặt dưới, vách, bản mã xi-lanh, gối được ghép với nhau và sử dụng vật liệu SS400. Đặt điều kiện biên coi vị trí lỗ lắp gầu là ngàm, còn lỗ lắp cần là gối di động không chế chuyển vị theo phương Z. Đặt lực tác dụng lên tay gầu tại các tai liên kết xi-lanh tay gầu gồm có lực đẩy xi-lanh tay gầu lên mỗi bên gối tai lắp xi-lanh tay gầu được tính trong trường hợp làm việc bất lợi nhất. Kết quả ứng suất tại mặt cắt đi lỗ liên kết cần và tay gầu như hình 6. Theo giá trị và biểu đồ màu thu được thì mặt cắt này có giá trị ứng suất lớn nhất là 73,08 Mpa, giá trị này nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép của thép SS400 là 235 MPa, các giá trị biến dạng trong giới hạn cho phép. Kết quả chuyển vị lớn nhất trên toàn bộ tay gầu nhỏ hơn chuyển vị cho phép là $[f] = 15\text{ mm}$. Tuy nhiên, tại tai liên kết xi-lanh tay gầu, ứng suất cục bộ lên 470 MPa, do đó cần bổ sung thêm tấm tăng

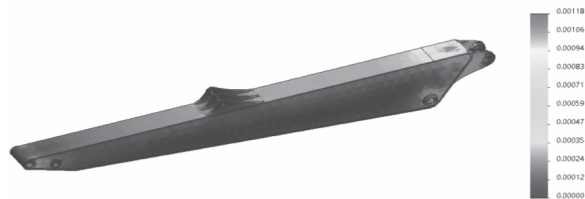
cường cho vị trí này. Giải pháp giảm thiểu tập trung ứng suất và tăng chiều rộng tiếp xúc tại bắt xi-lanh tay gầu để tăng chiều dài đường hàn, khi đó ứng suất tại mặt cắt ngang qua lỗ liên kết tay gầu và cần cũng thay đổi nhưng vẫn đảm bảo đủ bền như hình 9.



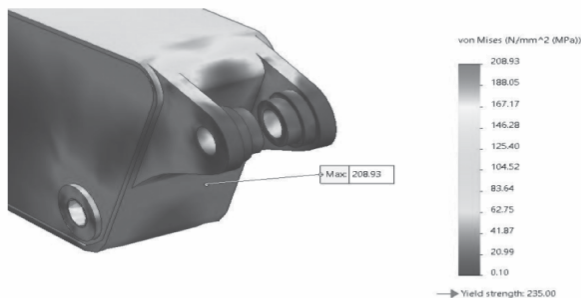
Hình 6. Giá trị ứng suất tại mặt cắt lớn nhất



Hình 7. Chuyển vị



Hình 8. Biến dạng



Hình 9. Ứng suất sau khi thêm tấm gia cường

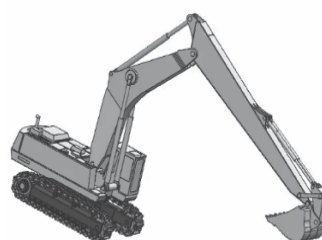
Kiểm tra biến dạng của tay gầu hình 8, độ mảnh thu được nhỏ hơn nhiều độ mảnh cho phép:

$$[\lambda] = \frac{1}{700} = 0,00143$$

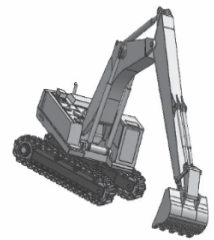
Kết luận: Sau khi đã kiểm tra độ bền, độ cứng, độ ổn định trên phần mềm Solidworks, kết cấu tay gầu thiết kế đảm bảo.

3.3. Mô phỏng các vị trí làm việc của máy

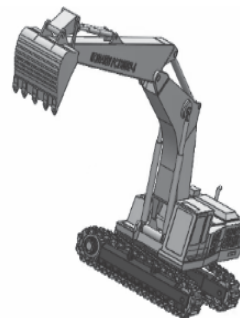
Máy sau khi cải hoán có kích thước và mô phỏng như hình 10. Do tăng chiều dài tay gầu mà vẫn giữ nguyên chiều dài cần cùng các xi-lanh thủy lực nên tay gầu chỉ có thể co ở vị trí giới hạn có kích thước ngang nhỏ nhất từ bộ công tác (gầu) đến tâm máy là 14,309m so với 9,98m máy. Các vị trí làm việc điển hình của máy khi bắt đầu làm việc, đào vật liệu ở vị trí sâu nhất rằng gầu vuông góc với nền, nâng gầu đã đầy vật liệu, đổ vật liệu chất đóng hoặc lên phương tiện vận chuyển.



Bắt đầu làm việc



Quay máy đến vị trí đào



Hạn cần và tay gầu



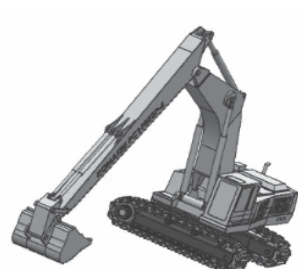
Bắt đầu đào



Vật liệu đầy gầu



Nâng gầu lên



Nâng gầu qua khỏi nền đào Quay máy đổ vật liệu
Hình 10. Mô phỏng một số vị trí làm việc của máy

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày tóm tắt quy trình tính toán kết cấu thép tay gầu của bộ công tác máy đào theo phương pháp phần tử hữu hạn trên phần mềm Solidworks trong trường hợp chế tạo mới tay gầu để mở rộng phạm vi làm việc của máy, cụ thể là chiều sâu đào. Trên kết quả tính toán, bài báo đã mô phỏng các vị trí làm việc điển hình để xác định khả năng làm việc của máy sau khi lắp tay gầu mới với cần, hệ thống liên kết có sẵn. Kết quả thu được cho thấy, tay gầu mới đáp ứng được yêu cầu về động học, độ bền và độ ổn định máy. Đây là nghiên cứu bước đầu, cần có các nghiên cứu kỹ lưỡng hơn, đưa ra kết cấu hợp lý để chế tạo hiệu quả. Chính vì vậy, để làm chủ công nghệ sản xuất trong nước cần phải có nhiều nghiên cứu hơn nữa, hoàn thiện các thiết kế, tính toán và tối ưu sản phẩm. Hướng tiếp theo của vấn đề nghiên cứu, có thể phân tích sự biến đổi các tham số hình học của tay gầu ảnh hưởng đến độ

bền của kết cấu, từ đó làm cơ sở cho việc đưa ra kết cấu hợp lý của tay gầu, giảm trọng lượng và chi phí chế tạo.

Lời cảm ơn:

Cảm ơn Trường Đại học Giao thông Vận tải đã tài trợ cho nghiên cứu này trong khuôn khổ đề tài mã số T2024-CK-007. ❖

Ngày nhận bài: 15/02/2024

Ngày phản biện: 21/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hydraulic Excavator PC1100-6 / PC1100SP-6 – Komatsu.
- [2]. Operation & Maintenance Manual – advance PC1100, PC1100LC-6, PC1100SP-6 Hydraulic Excavator – Komatsu.
- [3]. Dương Trường Giang, Tăng Văn Trường, Nguyễn Tiến Dũng; “Nghiên cứu tính toán thiết kế và điều chỉnh hệ truyền động máy đào rãnh dạng xích”, Tạp chí Khoa học Công nghệ Xây dựng (KHCN XD)-ĐHXDHN 16.3V (2022): 150-161.
- [4]. Trịnh Văn Hải và nhóm nghiên cứu; “Nghiên cứu khả năng mở rộng phạm vi làm việc của các dạng thiết bị thay thế lắp trên máy đào thủy lực một gầu”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam (2015).
- [5]. Nguyễn Văn Hiền và nhóm nghiên cứu; “Nghiên cứu tích hợp đầu cắt trên máy đào thủy lực gầu nghịch phục vụ công tác thi công hầm”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam (2020).
- [6]. Trịnh Văn Hải, Trần Hữu Lý; “Nghiên cứu vùng làm việc của đầu cắt mở lưỡng lắp trên máy đào cần hai đoạn”, Tạp chí Khoa học Công nghệ Hàng hải 10 (2021): 327-331.
- [7]. Nguyễn Văn Vịnh, Đoàn Văn Tú; “Nghiên cứu ứng dụng phần mềm Ansys trong tính toán kết cấu thép cần trục tháp theo mẫu JTL65C4”, Tạp chí Bộ Giao thông Vận tải, 08 (2014) 19-23.
- [8]. Bùi Thanh Danh, Đoàn Văn Tú; “Ứng dụng phần mềm Ansys APDL trong tính toán thiết kế công trục long môn phục vụ lao lắp dầm bê tông khẩu độ nhịp nhỏ trong thi công cầu dân sinh”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 08 (2020) 57-68.
- [9]. Đoàn Văn Tú; “Phân tích đa tham số mặt cắt dầm chủ dạng tổ hợp của cầu trục một dầm”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 03 (2022) 104-112.
- [10]. Doan, V. T., F. Massa, T. Tison, and H. Naceur, “Coupling of homotopy perturbation method and kriging surrogate model for an efficient fuzzy linear buckling analysis: Application to additively manufactured lattice structures”. Applied Mathematical Modelling 97 (2021): 602-618.
- [11]. Hang, D.T., Tung, N.X., Tu, D.V. and Lam, N.N. 2024. “Finite element analysis of a double beam connected with elastic springs”. Engineering, Technology & Applied Science Research. 14, 1 (Feb. 2024), 12482-12487.

MÔ PHỎNG ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ ĐẾN QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA PIN NHIÊN LIỆU TRÊN Ô TÔ

SIMULATION WITH EFFECTIVE PARAMETERS TO WORKING PROCESS OF FUEL CELL TECHNOLOGY ON AUTOMOBILE

Đỗ Khắc Sơn

Bộ môn Cơ khí Ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Nguồn năng lượng hóa thạch trên thế giới ngày càng cạn kiệt, cho nên việc tìm ra nguồn năng lượng thay thế bền vững sử dụng trên ô tô thật sự cần thiết. Một trong các nguồn năng lượng mới đang được các nhà khoa học trên thế giới tập trung nghiên cứu đó là pin nhiên liệu (fuel cell). Bài báo trình bày một số thông số ảnh hưởng đến quá trình làm việc của pin nhiên liệu như áp suất, nhiệt độ... trên cơ sở đó sẽ đưa ra đánh giá quá trình làm việc của pin nhiên liệu với sự ảnh hưởng của các thông số đó. Tác giả đã sử dụng phần mềm mô phỏng Matlab-Simulink để mô phỏng quá trình làm việc của pin nhiên liệu.

Từ khóa: Pin nhiên liệu trên ô tô.

ABSTRACT

The world's fossil energy sources are becoming more and more scarce, hence the need for an efficient sustainable energy supply to be used in automobiles. One of the new energy sources which is being focused in current researches is on researching by the world's scientists is fuel cell. Fuel cell is not only an alternative energy source that is less polluting and independent of fossil fuel resources while being fully compatible in conventional automobiles. In addition to applications in automobiles, fuel cell allows a wide range of applications scalable from residential usage to telecommunication devices such as cell phones, notebooks.

Keywords: Fuel cell; Automobiles; Vehicle; Energy; Alternative.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong quá trình làm việc của pin nhiên liệu có rất nhiều thông số ảnh hưởng đến hiệu quả làm việc của pin như nhiệt độ, áp suất... Pin nhiên liệu không trực tiếp đốt cháy hydro mà dùng chất xúc tác để tách các electron từ các nguyên tử hydro có trong nhiên liệu để tạo thành các ion, sau đó hướng các ion và các

electron này theo một chiều nhất định để tạo ra dòng điện. Mặt khác, sản phẩm của quá trình phản ứng chỉ là nước, hoàn toàn không gây ô nhiễm. Trong hầu hết các pin nhiên liệu, nhiệt độ hoạt động gần như không thay đổi. Để điều khiển công suất dòng điện của pin nhiên liệu, người ta chủ yếu thay đổi áp suất dòng nhiên liệu.

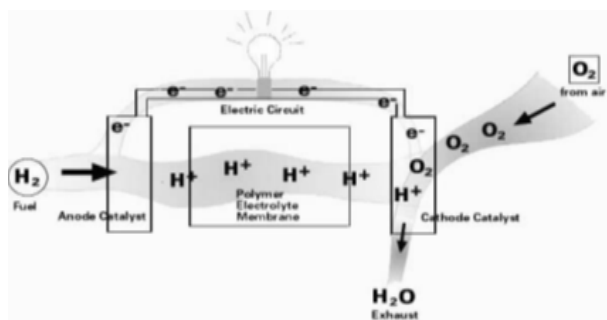
2. KHÁI NIỆM, NGUYÊN LÝ VÀ THÔNG SỐ LÀM VIỆC CỦA PIN NHIÊN LIỆU

2.1. Khái niệm pin nhiên liệu

Pin nhiên liệu là thiết bị sử dụng hydro làm nhiên liệu để sinh ra dòng điện, proton, nhiệt và nước. Công nghệ pin nhiên liệu dựa trên phản ứng cháy đơn giản sau:



Nhiên liệu hydro được nạp tới cực anốt (cực âm) của pin, trong khi oxy nạp vào cực catốt (cực dương) của pin. Thông qua một phản ứng hóa học, hydro sẽ được phân ly thành một electron và một proton. Các electron đi theo một chiều do đó tạo thành dòng điện cung cấp cho tải. Còn proton sẽ đi qua lớp điện phân và được tập hợp lại ở catốt. Electron, proton và oxy sẽ kết hợp với nhau tạo thành nước. Quá trình được mô tả ở sơ đồ sau:



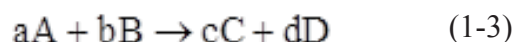
Hình 1. Nguyên lý làm việc của pin nhiên liệu

Nhiên liệu hydro có thể được nạp từ nhiều hợp chất các-bon hydro khác nhau và có khả năng tái tạo. Vì thế, hydro có thể lấy từ trong khí ga tự nhiên hay rượu methanol. Pin nhiên liệu cũng có nghĩa là cung cấp dòng điện thông qua một phản ứng hóa học, do đó nó có khí thải sạch hơn so với quá trình đốt cháy nhiên liệu trực tiếp.

2.2. Các thông số đánh giá pin nhiên liệu

Sức điện động thuận nghịch của pin:

Xét phản ứng tổng quát :



Trong đó :

- A, B là các chất tham gia phản ứng;
- C, D là các chất sản phẩm của phản ứng;
- a, b, c, d là các hệ số cân bằng phản ứng.

Sự thay đổi năng lượng tự do Gibbs của phản ứng biểu thị bằng biểu thức:

$$\Delta G = \Delta G^0 + RT \ln \frac{f_C^c \cdot f_D^d}{f_A^a \cdot f_B^b} \quad (1-4)$$

Trong đó :

- f_i là hoạt độ của chất I (I = A, B, C, D);
- R là hằng số khí lý tưởng ($R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$);
- T là nhiệt độ Kelvin.

Thế biểu thức (1-1) và biểu thức (1-3) vào biểu thức (1-4), ta được:

$$-nFE = -nFE^0 + RT \ln \frac{f_C^c \cdot f_D^d}{f_A^a \cdot f_B^b}$$

Suy ra:
$$E = E^0 - \frac{RT}{nF} \ln \frac{f_C^c \cdot f_D^d}{f_A^a \cdot f_B^b} \quad (1-5)$$

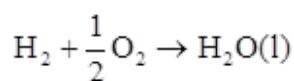
Trong tính toán, người ta thường thay các giá trị của hoạt độ của các chất A, B, C, D bằng các giá trị áp suất riêng phần (P_i) của các chất đó.

$$\text{Do đó: } E = E^0 - \frac{RT}{nF} \ln \frac{P_C^c \cdot P_D^d}{P_A^a \cdot P_B^b} \quad (1-6)$$

Biểu thức (1-5) và (1-6) xác định mối liên hệ giữa sức điện động của pin ở áp suất tiêu chuẩn (1atm) E^0 và sức điện động của pin ở áp suất bất kỳ E . Sức điện động E^0 ở một nhiệt độ nào đó có thể tính toán từ ΔG^0 của phản ứng trong pin ở nhiệt độ đó theo biểu thức (1-3).

2.3. Mô phỏng quá trình làm việc của pin nhiên liệu

Xét pin nhiên liệu dùng nhiên liệu tinh khiết và phản ứng trong pin là:



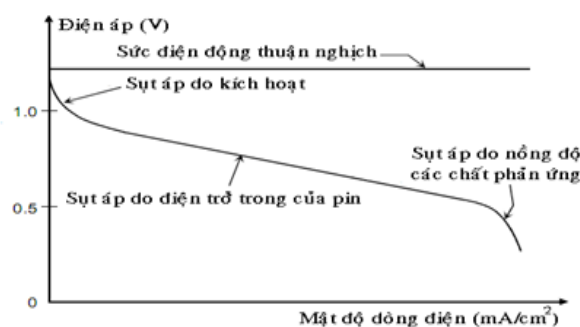
Từ biểu thức (1-3), ta có thể tính được sức điện động thuận nghịch của pin nhiên liệu ở điều kiện áp suất tiêu chuẩn (1 atm) và nhiệt độ tuyệt đối (298°K) như sau:

$$E_{298}^0 = \frac{237,3}{2.96,487} \approx 1,23\text{V}$$

Đối với phản ứng: $\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}(\text{g})$
ta có thể tính: $E_{298}^0 = \frac{228,7}{2.96,487} \approx 1,18\text{V}$.

Từ biểu thức (1-6), ta có thể thấy sức điện động của pin ở nhiệt độ T tăng khi áp suất riêng phần của những chất tham gia phản ứng hoặc giảm áp suất riêng phần của các sản phẩm.

Sức điện động E của pin nhiên liệu tính theo biểu thức (1-5) và (1-6) chỉ là giá trị tương ứng lúc mở mạch (dòng điện do pin tạo ra bằng không). Thực tế, khi pin nhiên liệu vận hành, điện áp do nó tạo ra thường thấp hơn do sự sụt áp. Sự sụt áp chủ yếu bao gồm: Sụt áp do sự kích hoạt, sụt áp do điện trở trong của pin nhiên liệu và sụt áp do nồng độ các chất phản ứng.



Hình 2. Đồ thị biểu diễn sự sụt áp của pin nhiên liệu

Sụt áp do kích hoạt (ΔV_a):

Đây là năng lượng kích hoạt của phản ứng điện hóa tại các điện cực. Sự mất mát này phụ thuộc vào phản ứng xảy ra, vật liệu và cấu trúc của chất xúc tác điện cực, mức độ hoạt động của các chất phản ứng, mật độ dòng điện.

Độ sụt áp này thường được tính bằng phương trình Tafel:

$$\Delta V_a = \frac{RT}{\alpha.n.F} \ln \left(\frac{i}{i_0} \right) \quad (1-9)$$

$$\text{Hoặc: } \Delta V_a = a + b \ln(i) \quad (1-10)$$

Trong đó:

$$a = -\frac{RT}{\alpha.n.F} \ln(i_0) \text{ và } b = \frac{RT}{\alpha.n.F}$$

- α là hệ số di chuyển electron của phản ứng tại điện cực;

- i là mật độ dòng điện;

- i_0 là mật độ dòng điện trao đổi ở trạng thái cân bằng.

Sụt áp do điện trở trong của pin nhiên liệu (ΔV_R):

Đây là sự sụt áp do điện trở của các thành phần cấu tạo nên pin nhiên liệu (điện trở trong của pin nhiên liệu). Độ sụt áp này được xác định bằng công thức sau:

$$\Delta V_R = R_{fc} \cdot i \quad (1-11)$$

Trong đó:

- R_{fc} là điện trở trong của pin nhiên liệu;
- i là cường độ dòng điện trên một đơn vị diện tích (mật độ dòng điện).

Sụt áp do nồng độ các chất phản ứng (ΔV_c)

Đây là sự sụt áp do nồng độ các chất phản ứng giảm đi trong quá trình pin hoạt động.

Điện áp rơi bởi nồng độ các chất phản ứng không chỉ xảy ra bởi chất điện phân. Khi chất phản ứng hoặc sản phẩm ở thể khí, sự thay đổi áp suất riêng phần của các chất tại các khu vực phản ứng cũng làm thay đổi nồng độ của chúng. Khi phản ứng xảy ra, oxy (thường là oxy từ không khí) gần bề mặt điện cực bị lấy đi, áp suất riêng phần của oxy bị giảm đi so với áp suất của khối không khí đưa vào. Sự thay đổi áp suất riêng phần này cũng là nguyên nhân gây nên sự sụt áp của pin nhiên liệu. Độ sụt áp này được xác định bằng công thức:

$$\Delta V_{cg} = 4,31 \cdot 10^{-5} \cdot T [\ln(P_{H_2}) + \frac{1}{2} \ln(P_{O_2})] \quad (1-12)$$

Do đó, điện áp thực tế của pin nhiên liệu (V) có thể được tính bằng công thức sau:

$$E_{cell} = E_0 - \Delta V_a - \Delta V_R - \Delta V_c \quad (1-13)$$

Như vậy, hiệu suất điện áp của pin nhiên liệu có thể được tính bằng công thức:

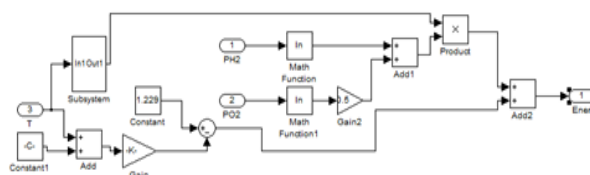
$$\eta_v = \frac{E_{cell}}{E_0} \quad (1-14)$$

Tùy theo từng loại pin nhiên liệu, hiệu suất điện áp của pin nhiên liệu khoảng 50% – 60%.

3. MÔ PHỎNG CÁC THÔNG SỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA PIN NHIÊN LIỆU

3.1. Sơ đồ mô phỏng

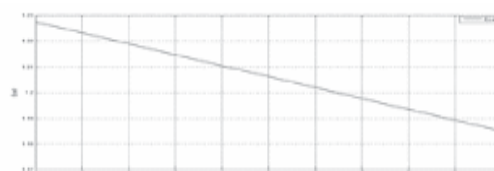
Sử dụng phần mềm Matlab-Simulink để mô phỏng quá trình làm việc của pin, ta có sơ đồ khối quá trình làm việc của pin như sau:



Hình 3. Sơ đồ khối mô phỏng pin nhiên liệu

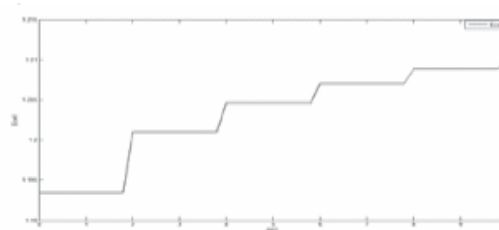
*Thuật toán:

Khi ta cho $T = (300-350)^\circ K$, $P_{H_2} = 1$ atm, $P_{O_2} = 1$ atm, chia khoảng nhiệt độ từ $T = (300-350)^\circ K$ tương ứng từ 0 đến 10 trên đồ thị, ta sẽ có đồ thị như sau:



Hình 4. Đồ thị E_{cell} và T

Khi cho $T = \text{const} = 340^\circ K$, $P_{H_2} = 1$ atm, $P_{O_2} = (1 \div 10)$ atm, với 05 mức thay đổi áp suất P_{O_2} , ta sẽ có đồ thị sau:



Hình 5. Đồ thị E_{cell} và P_{O_2}

4. KẾT LUẬN

Công nghệ pin nhiên liệu ngày càng được các nhà khoa học trong nước và trên thế giới tập trung nghiên cứu nhằm giảm thiểu tác hại môi trường do phương tiện vận tải gây ra. Bài báo tập trung đề cập đến quá trình làm việc của pin nhiên liệu, các thông số làm việc của pin cũng như mô phỏng quá trình làm việc của pin với các đồ thị mô tả một cách trực quan, dễ hiểu. ❖

Ngày nhận bài: **12/02/2024**

Ngày phản biện: **15/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. National Energy Technology Laboratory, “*Fuel Cell Handbook*”, 6th edition, Morgantown, WV, 2002.
- [2]. Boccaletti C., Di Grazia G., Fabbri G., Nisticò E., “*Energy models for stand alone power systems*”, EETI – 5th International Congress on Energy, Environment and Technological Innovation, Rio de Janeiro, Brazil, 2004.

GIẢI PHÁP NÂNG CAO NĂNG SUẤT VÀ HỆ SỐ SỬ DỤNG VẬT LIỆU CHẾ TẠO LỖI ĐỘNG CƠ ĐIỆN MỘT CHIỀU TRÊN KHUÔN DẬP LIÊN TỤC

IMPROVING PRODUCTIVITY AND MAXIMIZED MATERIAL UTILIZATION FOR
MANUFACTURING DIRECT CURRENT MOTOR PARTS BY PROGRESSIVE DIE

Phùng Tiến Duy¹, Lê Trung Kiên²

¹Trường Đại học Hùng Vương

²Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Khuôn dập liên tục thực hiện hai hay nhiều nguyên công tạo hình tấm kim loại trong một hành trình của máy ép khi dải phôi di chuyển. Sử dụng khuôn dập liên tục có năng suất cao hơn so với khuôn dập khác. Có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng đến phát triển công nghệ khuôn dập liên tục nhằm tối ưu giá thành sản phẩm: độ phức tạp của khuôn, khả năng công nghệ của máy, vật liệu chế tạo khuôn và xử lý nhiệt các chi tiết của khuôn... Với mong muốn ứng dụng những ưu điểm của công nghệ dập liên tục vào sản xuất, nhóm nghiên cứu đề xuất công nghệ mới với năng suất cao, hệ số sử dụng vật liệu lớn được ứng dụng khi chế tạo lõi động cơ điện một chiều.

Từ khóa: Khuôn dập liên tục; Tấm kim loại; Gia công áp lực; Máy ép trục khuỷu.

ABSTRACT

A progressive die performs a series of fundamental metal sheet operations at two or more stations during each press stroke in order to produce the part as the strip stock moves through the die. It can be faster production rate compared to other die. A great deal of influence of development technology of progressive die with a minimizing costs: complexity of die components, pressing machinery capacity, materials of die components and its heat treatment... In pursuit of leveraging the advantages of progressive die technology in manufacturing processes, our research team presents an innovative approach. This approach promises enhanced productivity and maximized material utilization, tailored explicitly for the fabrication of direct current motor cores.

Keywords: Progressive die; Sheet metal; Metal forming; Crankshaft press machine.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, động cơ điện là thiết bị sử dụng phổ biến trong các ngành công nghiệp, đặc biệt là các động cơ có dải công suất nhỏ từ $0,35 \div 5$ KW. Động cơ điện là thiết bị có thể chuyển năng lượng điện thành cơ học được con người phát minh và cải tiến rất nhiều theo thời gian. Trong bài báo này, động cơ không chổi than có hiệu suất làm việc cao và khả năng điều khiển tuyệt vời, do vậy nó được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực. Phần Stator trong động cơ điện không chổi than cấu tạo gồm có lõi sắt (những lá thép kỹ thuật điện ghép cách điện với nhau) và dây quấn.

Công nghệ dập lá thép phổ biến hiện nay phần phoi vụn bỏ đi quá nhiều không tối ưu về chi phí, qua đó khiến giá thành sản phẩm cao hơn rất nhiều. Nghiên cứu thiết kế ra một dây chuyền sản xuất lõi động cơ điện bằng phương pháp dập tấm bố trí biên dạng hợp lý, cho ra sản phẩm có chức năng tương đương nhưng tiết kiệm vật liệu hơn phương pháp khác có mặt trên thị trường từ 50-60%.

Hiện tại, với động cơ thông thường bao gồm rotor và stator nên khi sản xuất trên khuôn liên tục giúp cho hệ số sử dụng vật liệu cao. Các khuôn được thiết kế và chế tạo lõi động cơ gồm hai dây và một khuôn có khả năng chế tạo cả rotor và stator với hệ số sử dụng vật liệu đến 65%. Tuy nhiên, với động cơ DC chỉ có stator thì hệ số sử dụng vật liệu trở nên rất thấp, chỉ còn khoảng 34%. Vấn đề đặt ra ở đây là nghiên cứu một công nghệ mới mà có thể nâng cao hệ số sử dụng vật liệu với các loại lõi động cơ điện DC này.

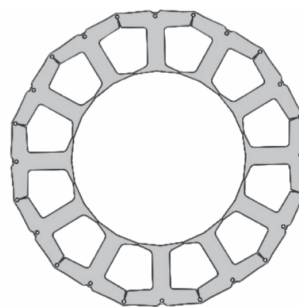
Nhóm nghiên cứu đã tính toán và đề xuất một giải pháp có thể nâng cao hệ số sử dụng vật liệu bằng công nghệ mới ứng dụng

trên khuôn liên tục, kết hợp quá trình uốn để có thể chế tạo các chi tiết đặc thù này.

2. THIẾT KẾ CÔNG NGHỆ CHO CHI TIẾT LỖI ĐỘNG CƠ ĐIỆN MỘT CHIỀU

Với công nghệ thông thường, quá trình thiết kế khuôn dập liên tục được tiến hành từ việc thiết kế quy trình công nghệ và các bước thực hiện cho chi tiết lựa chọn. Việc phân chia số bước dập gồm quá trình cắt hình, đột lỗ, dập vuốt, uốn... dựa vào việc tính toán và phân tích công nghệ để đưa ra số bước hợp lý.

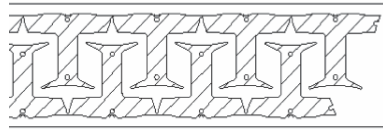
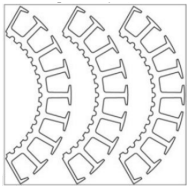
Chi tiết lõi động cơ điện được lựa chọn có hình dạng như hình 1.



Hình 1. Chi tiết lõi động cơ điện một chiều

Có ba phương án chế tạo lõi này:

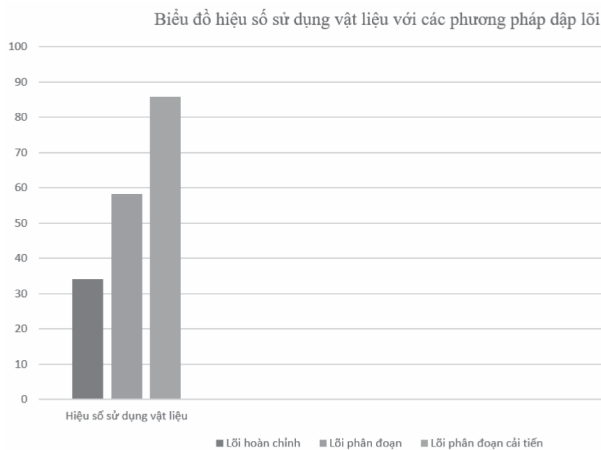
- Phương án truyền thống chế tạo dạng vành khăn hoàn chỉnh hệ số sử dụng vật liệu tăng lên 34%.
- Phương án chế tạo theo phân đoạn cong, sau đó ghép và uốn thành lõi động cơ: với phương án này đã được tính toán với hệ số sử dụng vật liệu tăng lên 58,2%.
- Phương án chế tạo các phân đoạn thẳng, sau đó uốn ghép thành lõi động cơ. Sau khi tính toán với phương án xếp hình theo phân đoạn thẳng có thể tăng lên 85,8%.



Phân đoạn cong

Phân đoạn thẳng

Hình 2. Phương án phân đoạn cong và phân đoạn thẳng



Hình 3. Biểu đồ so sánh hệ số sử dụng vật liệu

Với công nghệ mới được sử dụng đó là chế tạo các phân đoạn thẳng ghép các lá với nhau, sau đó tiến hành uốn và ghép tròn thành quả lõi động cơ điện.

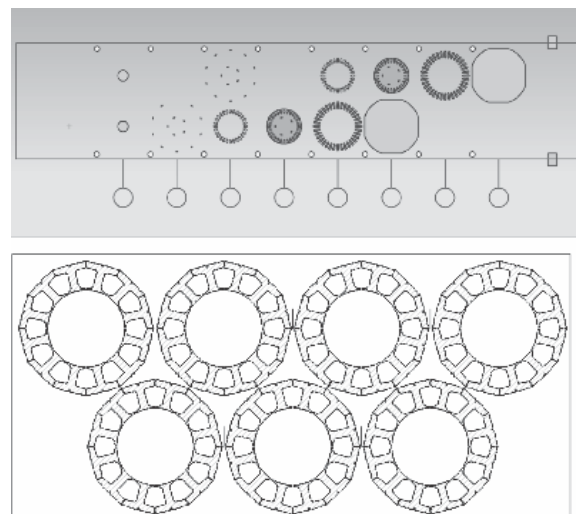
2.1. Thiết kế chi tiết và lập quy trình công nghệ theo công nghệ cũ

Trong sản xuất các chi tiết dạng tấm, vỏ mỏng, giá thành phôi chiếm tới 70% giá trị sản phẩm, do đó, hệ số sử dụng vật liệu là một trong các chỉ tiêu quan trọng để đánh giá tính công nghệ và hiệu quả sử dụng phôi. Hệ số sử dụng vật liệu càng cao thì tính kinh tế và tính công nghệ của chi tiết càng cao. Mục đích của nghiên cứu là nâng cao được hệ số sử dụng vật liệu.

Khuôn liên tục dập rotor và stator động cơ điện là thiết bị phức tạp. Hệ thống khuôn còn

bao gồm cả hệ thống nhà phôi, hệ thống cấp phôi liên tục. Khuôn được tích hợp rất nhiều bộ phận, chi tiết, chuyển động, bao gồm bộ phận cơ bản: khuôn trên, khuôn dưới, dẫn hướng, hệ thống các chày cối cắt đột định vị, tạo hình. Khuôn liên tục dập rotor và stator động cơ điện có những kết cấu tự động ghép thành quả rotor và stator, ngoài ra nó cũng tích hợp bộ đếm và cơ cấu tự động tách quả. Sản phẩm cuối cùng là quả rotor và stator với kích thước mong muốn. Vấn đề tiết kiệm vật liệu là bài toán tối ưu hàng đầu của khuôn liên tục, và với cơ chế hoạt động tự động, sản phẩm đảm bảo năng suất cao, độ chính xác cao, do đó hạ giá thành sản phẩm. Vì vậy, khuôn liên tục luôn là lựa chọn hàng đầu hiện nay trong các nhà máy sản xuất công nghiệp.

Công nghệ cũ và layout dập trên khuôn liên tục được thể hiện trên hình 4. Khuôn được thiết kế là khuôn hai dãy với các chi tiết được bố trí xen kẽ với nhau nhằm giảm tối thiểu các khoảng trống để nâng cao hệ số sử dụng vật liệu. Tuy nhiên, với lõi động cơ này, chúng ta chỉ đạt được hệ số sử dụng vật liệu khoảng 34% (hình 4).

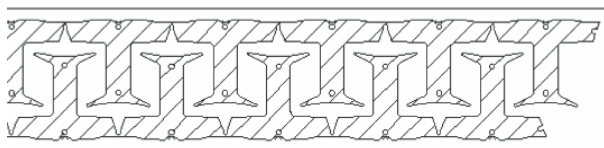


Hình 4. Layout chế tạo lõi động cơ theo công nghệ cũ



2.2. Tính toán gia công chi tiết lõi động cơ điện một chiều theo công nghệ mới

Phương pháp này phôi được dập ra là phôi thanh sắp xếp đối xứng đan xen giúp tối ưu hệ số sử dụng vật liệu (hình 5). Sau đó, các phôi thanh được xếp và ép lại với nhau bằng EMBOSS. Tiếp đó, khối gồm nhiều thanh sẽ được uốn cong thành một biên dạng tròn kín tương tự hình vành khăn. Cuối cùng trải qua nguyên công hàn ghép nối bằng phương pháp hàn TIG.

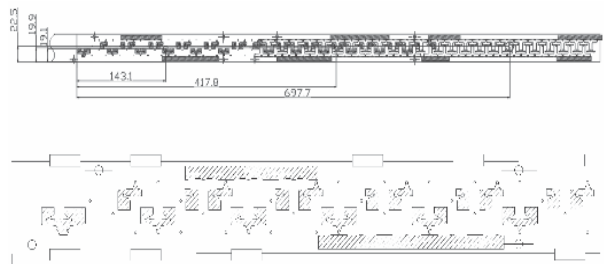


Hình 5. Phân đoạn chế tạo lõi động cơ điện một chiều

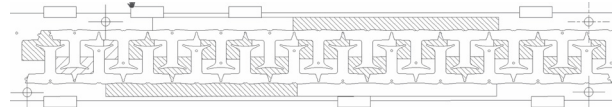
Từ phân đoạn cắt trên khuôn liên tục, ta có các phần lõi động cơ được tính toán và được đưa vào công đoạn tiếp theo để uốn và hàn thành lõi động cơ.

3. THIẾT KẾ KHUÔN LIÊN TỤC CHẾ TẠO CÁC PHÂN ĐOẠN

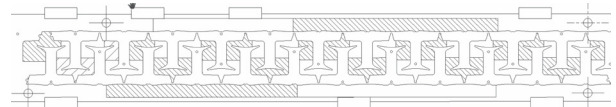
Từ phương án công nghệ trên, ta có thể xây dựng khuôn liên tục cho chế tạo sản phẩm lõi động cơ điện bằng phương pháp mới như sau:



Hình 6. Layout chế tạo chi tiết và chiều dài bước của khuôn và sơ đồ cắt lần thứ nhất



Hình 7. Sơ đồ cắt trên khuôn liên tục lần thứ hai



Hình 8. Sơ đồ cắt trên khuôn liên tục lần thứ ba

Lực đột:

$$P_d = F \cdot \sigma_c \cdot k = L \cdot S \cdot \sigma_c \cdot k$$

Trong đó:

- + L – Chu vi cắt (mm);
- + S – Chiều dày vật liệu (mm), $s = 0,3$ mm;
- + σ_c – Trở lực cắt của vật liệu (N/mm^2);
- + $\sigma_b = 300$ N/mm^2 ;
- + $\sigma_c = (0,7 \div 0,86) \cdot \sigma_b = 240$ N/mm^2 ;
- + k – Hệ số tính đến sự ảnh hưởng của

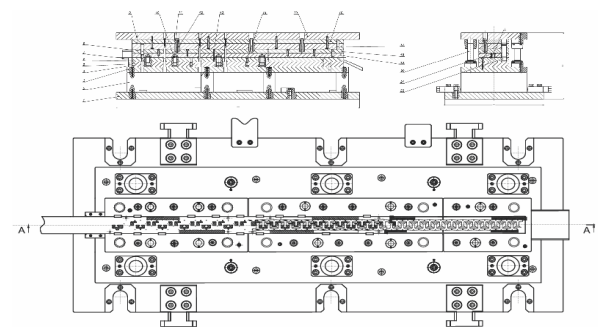
nhều yếu tố: $k = 1,1 \div 1,3$, chọn $k = 1,1$.

Tổng lực công nghệ:

$$P = 1 + 1,2 + 0,5 = 2,7 \text{ (Tấn)}.$$

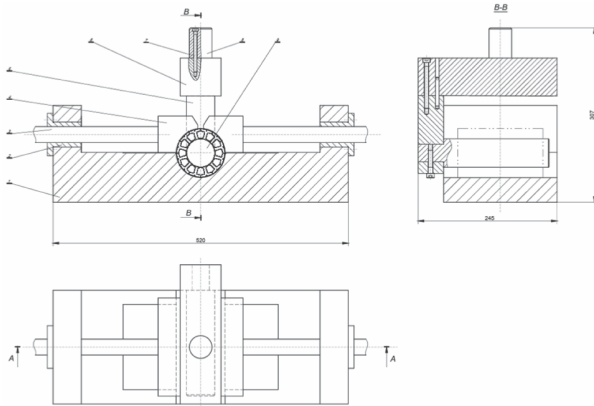
$$\text{Lực gỡ: } P_{gỡ} = 10\% P \approx 0,27 \text{ (Tấn)}.$$

Sau khi tính toán công nghệ, ta có thể thiết kế khuôn chế tạo phân đoạn lõi động cơ như sau:



Hình 9. Bản vẽ thiết kế phân đoạn lõi động cơ điện một chiều

Sau khi cắt lõi phân đoạn, ta có thể thiết kế khuôn uốn và hàn chi tiết lõi động cơ (hình 10).



Hình 10. Khuôn uốn và hàn chi tiết lõi động cơ điện

Với công nghệ được xác định, sau khi chế tạo khuôn có được bán sản phẩm là các phân đoạn thẳng được ghép thành các quả nờ khuôn uốn và hàn ghép quả (hình 10).



Phân đoạn thẳng sau khi chế tạo



Hình 11. Nguyên công uốn sơ bộ trên khuôn uốn trước khi hàn thành lõi động cơ điện

4. KẾT LUẬN

So sánh kết quả, thấy rằng khuôn liên tục hai dãy so le với hệ số sử dụng vật liệu đạt 34%. Phương pháp mới với năng suất vượt trội, hệ số sử dụng vật liệu tăng khi chế tạo lõi động cơ điện lên 85,8%. Phương pháp này đặc biệt phù hợp dùng để sản xuất các dạng lõi động cơ điện một chiều DC, sản xuất sẽ có giá trị thặng dư cao, và bù một phần vào giá của sản phẩm, do đó sẽ hạ giá thành sản phẩm đến mức thấp nhất. Do vậy, công nghệ sử dụng khuôn liên tục sản xuất lõi động cơ điện với phân đoạn thẳng là một trong những giải pháp tối ưu cho sản xuất lõi động cơ điện DC ở thời điểm này.❖

Ngày nhận bài: **16/02/2024**

Ngày phản biện: **18/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Gashaw Desie and Yonas Mitiku Degu, *Progressive die design for self explosive reactive armor holder*, The International Journal of Engineering and Science, volume 3 p.75-85, 2014.
- [2]. Raja Shakarappa, *Analysis and simulation of progressive die*, International Journal of Research in Engineering and Technology, volume 3, p642-655, 2014.
- [3]. Ivana Suchy, *Hand Book of Die Design*, 2nd edition McGraw-Hill, 2006, 1998.
- [4]. Nguyễn Mậu Đăng; *Công nghệ tạo hình kim loại tấm*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2006.
- [5]. Frank A.Stanley, *Punches and Dies – Layout, Construction and Use*, McGraw-Hill.

NGHIÊN CỨU SỬ DỤNG CÔNG NGHỆ CAD/CAM TRONG THIẾT KẾ DỆT MAY

RESEARCH AND APPLY CAD/CAM TECHNOLOGY IN TEXTILE DESIGN

Nguyễn Thị Hòa

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

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu vai trò của công nghệ CAD/CAM trong việc phát triển thiết kế dệt ảo trên máy tính. Đầu tiên, thiết kế được tạo ra hình dạng của biểu tượng "Bông hoa của cuộc sống" từ hình những hình ảnh sống động, bằng cách sử dụng hệ thống CAD ASCON Kompas để thiết kế các hình dạng và phần mềm đồ họa Adobe Photoshop để kết hợp màu sắc. Sau đó, tác giả vẽ một số bản phác thảo đồ họa về hàng may mặc trên đó áp dụng thiết kế dệt "Bông hoa của cuộc sống". Hình ảnh đã được xử lý bằng phần mềm thiết kế chuyên dụng cho vải: EAT DesignScope Victor. Bước cuối cùng chuyển thiết kế này thành vải bằng cách sử dụng máy dệt Smit Textile GS900 Jacquard Loom.

Từ khóa: Bông hoa cuộc sống; ASCON Kompas; Adobe Photoshop; Máy dệt Jacquard Smit Textile GS900; Thiết kế dệt may; Phác họa đồ họa trang phục; Vải dệt thoi.

ABSTRACT

This research article explores the role of CAD/CAM technology in developing virtual textile design on computers. First, the design shapes of the "Flower of Life" symbol were created from vivid images, using the ASCON Kompas CAD system to design the shapes and Adobe Photoshop graphics software for color coordination. The author then sketches several graphic sketches of textiles on which the "Flower of Life" design is applied. Images are processed using specialized fabric design software: EAT DesignScope Victor. The final step involves transferring this design into fabric using the Smit Textile GS900 Jacquard Loom.

Keywords: Flower of Life; ASCON Kompas; Adobe Photoshop; Smit Textile GS900 Jacquard Loom; Textile designs; Graphic sketches of garments; Woven fabrics.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

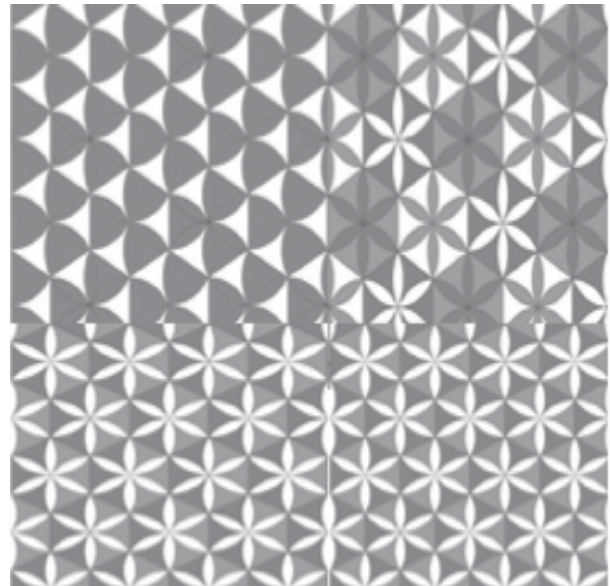
Được sử dụng nhiều trong ngành dệt may như một phương tiện thiết kế cũng như một công cụ sản xuất, CAD/CAM là một phần thiết yếu của quá trình thiết kế, không chỉ đóng vai trò là công cụ để tạo ra ý tưởng mà còn làm cho các thiết kế/vải dệt hấp dẫn hơn và cạnh tranh để đáp ứng tâm trạng thay đổi nhanh chóng của người tiêu dùng đối với các thiết kế thời trang. Quá trình sáng tạo là tạo ra một bản vẽ của một bộ quần áo [1-3] bắt nguồn từ các phiên bản của nó, tạo ra hình ảnh trực quan, phát triển, lấy và vẽ các mẫu, tạo ra các mẫu để cho phép nhà thiết kế hình dung được thiết kế trước khi thực hiện một sản phẩm thực tế, vải vóc. Quá trình này có thể tiếp tục bằng cách tạo ra các mô phỏng thực tế của vải, sau đó có thể được chuyển sang khung dệt đã chọn để dệt. Vải dệt thoi [4-6] có kết cấu cao, do đó phần mềm cung cấp các công cụ để thiết lập và hiển thị riêng độ dày sợi, màu sắc cũng như mật độ sợi dọc và sợi ngang. Màu sắc của hoa văn phụ thuộc vào màu sắc của sợi, sự kết hợp của chúng và cấu trúc trên bề mặt hoa văn. Những phát triển gần đây hơn của công nghệ này đã dẫn đến quy trình Jacquard kỹ thuật số, theo đó các thiết kế được tạo ra trên máy tính được đưa trực tiếp vào máy dệt.

2. TỪ THIẾT KẾ DỆT ĐẾN VẢI

Từ thiết kế đến gia công, mỗi bước trong quá trình sản xuất vải dệt thoi đều quan trọng. Nghiên cứu cần thực hiện ba bước để tạo ra một loại nguyên liệu dệt đầu ra. Bước đầu tiên trong nhiệm vụ là tạo ra các thiết kế dệt may. Chất liệu vải đã chọn minh họa sản phẩm cuối cùng của nghiên cứu là vải dệt Jacquard. Vải Jacquard thường kết hợp hai hoặc nhiều kiểu dệt cơ bản, với các kiểu dệt khác nhau được sử dụng cho thiết kế và nền. Nghiên cứu bắt đầu

bằng cách phát triển các mô hình có cấu trúc hình học, theo xu hướng thị trường và phong cách sống, sau đó định hình mẫu này bằng hệ thống CAD phổ dụng ASCON Kompas. Các thiết kế dệt may khác nhau được tạo ra dựa trên hình dạng biểu tượng "Bông hoa của cuộc sống" từ Sacred Geometry. Hình này được tạo ra để hiển thị các hình dạng hoa văn khác nhau, bổ sung thêm kích thước hoặc gia cố màu sắc để nâng cao họa tiết hoa của sự sống.

Bằng cách sử dụng phần mềm đồ họa Adobe Photoshop, các thiết kế mới được tạo ra với nhiều cách kết hợp màu sắc khác nhau trong thời gian ngắn mà không cần các bổ sung nào khác.



Hình 1. Thiết kế dệt may dựa trên Bông hoa của cuộc sống

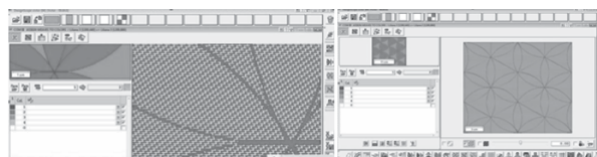
Sử dụng các công cụ véc-tơ có sẵn trong ASCON Kompas để thiết kế bản phác thảo cho một chiếc váy, như trong Hình 2. Phần mềm cung cấp khả năng tăng hoặc giảm kích thước của thiết kế trong quá trình phác thảo hình trong bản phác thảo.





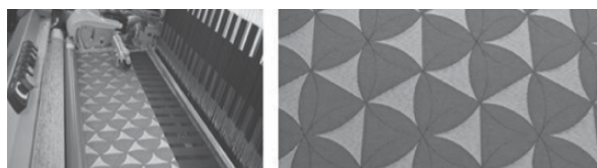
Hình 2. Bản phác thảo trang phục của ASCON Kompas

Bước thứ hai là thiết kế vải, trong đó dữ liệu hình ảnh được chuyển thành thông tin dệt vải phục vụ cho việc sản xuất vải. Hình ảnh đã được xử lý bằng Victor EAT DesignScope. Phần mềm này cung cấp nhiều công cụ thiết kế khác nhau (để chuẩn bị nền cho hình ảnh, làm sạch, chỉnh sửa, vẽ lại từ đầu, tạo các mối quan hệ khác nhau) được hỗ trợ bởi cơ sở dữ liệu màu tiêu chuẩn và chuyển đổi các thiết kế nhập khẩu được quét hoặc tạo bởi các chương trình thiết kế thông thường thành lệnh sản xuất cho máy dệt Jacquard [7]. Đối với mỗi màu, có thể tự động hình dung kết quả, mang lại cho nghiên cứu khả năng khắc phục, đưa ra các kết hợp hoặc đề xuất khác nhau. Trước khi được tải lên nền tảng và dịch thành một loạt hướng dẫn dành cho máy dệt Jacquard, mẫu này được tự động giảm thành một số màu giới hạn và có độ phân giải chính xác và được chuyển sang máy dệt Jacquard SMIT Textile GS900 [8] để dệt ngay.



Hình 3. Xử lý ảnh bằng EAT DesignScope Victor

Chiều rộng của khung dệt là 190cm. Chùm tia được cấu tạo bởi 9.600 sợi, với bộ lược 60 gấp/cm. Số lượng sợi dọc được sử dụng là polyester 17 TEX, màu đen. Hai loại sợi khác nhau có cùng chỉ số 23,5 TEX 2c, được làm từ sợi acrylic với các màu khác nhau (một màu xanh lá cây và một màu trắng) theo tỷ lệ 1:1, tạo nên sợi ngang. Để có được thiết kế hoàn chỉnh, mẫu lặp lại cứ sau 7cm.



Hình 4. Vải được sản xuất bởi máy dệt Jacquard GS900 của Smit Textile

3. KẾT LUẬN

Công nghệ CAD/CAM đóng vai trò quan trọng trong thiết kế dệt may cũng như sản xuất vải. Sở hữu các kỹ thuật linh hoạt, năng động, phần mềm mang lại lợi ích khi thử nghiệm một số lượng lớn màu sắc, hoa văn, họa tiết và nền phác thảo để tạo ra một thiết kế hoạt hình. Theo cách tiếp cận của nghiên cứu, đã chỉ ra cách hệ thống CAD/CAM đơn giản hóa đáng kể các quy trình liên quan đến cả quá trình sản xuất và xử lý các thiết kế Jacquard. Nghiên cứu nhấn mạnh đến việc lựa chọn ngắn gọn các chức năng mà CAD thực hiện để tạo ra các thiết kế giảm màu, loại bỏ các đốm khô khu vực của nó, tách màu, loại bỏ các điểm nổi và khả năng hiển thị các loại bố cục khác nhau của mối quan hệ trong cùng một hình ảnh. Đồng thời, hệ thống dệt CAM đã tăng cường việc chuẩn bị

mẫu cho quá trình dệt cũng như khả năng tạo ra các mẫu lớn hơn hoặc các đơn vị dệt lớn hơn. ❖

Ngày nhận bài: **15/02/2024**

Ngày phản biện: **25/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Kazlacheva Z. *Fibonacci tilings in fashion design*, Annals of the University of Oradea, Fascicle of Textiles-Leatherwork, Oradea, Vol XVII, No 1, 2016, pp 77-82.
- [2]. Ilieva J. *Textile design on the base of the Golden geometry and Bulgarian national tradition*, Annals of the University of Oradea, Fascicle of Textiles-Leatherwork, Oradea, Vol XVII, No 2, 2016, pp 69-74.
- [3]. Indrie L, Kazlacheva Z, Ilieva J, Gherghel S. *Embroidery-from digital designing to fine art*, Revista Industria Textilă, Vol 68, No 5, 2017, pp 366-369, ISSN 1222-5347.
- [4]. Alderman S. *Mastering weave structures: transforming ideas into great cloth*, Loveland, CO: Interweave Press, 2004.
- [5]. Castelli, G, Maietta, S, Sigrisi, G, Slaviero I. M. *Reference books of textile technologies: weaving*, Collections Edited by Fondazione ACIMIT, Italia, October 2000.
- [6]. Goerner D, *Woven structure and design*, Wira Technology Group Ltd, 1986.
- [7]. The DesignScope Company EAT, [Online] Available: <http://www.designscopecompany.com/>.
- [8]. Indrie L, Diaz-García P, Gherghel S. *Development of Jacquard woven fabrics for home decor*, International Scientific Conference Contemporary Trends and Innovation in the textile industry, 18 May 2018, Belgrade, Serbia, pp. 348-351.

XÁC LẬP TỐC ĐỘ TUYỆT ĐỐI CỦA MỘT ĐIỂM THEO PHƯƠNG TIẾP TUYẾN TRÊN MÁY CÁN NGANG

SETTING THE ABSOLUTE SPEED OF A TANGENTIAL POINT ON A HORIZONTAL ROLL MACHINE

Vũ Hoài Anh, Nguyễn Tiên Dũng*

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

TÓM TẮT

Nội dung các tác giả tập trung vào việc nghiên cứu một điểm theo phương tiếp tuyến khi gia công trên máy cán ngang với sự nén ép kim loại, được thực hiện bởi di chuyển tiến gần vào nhau của các bề mặt tiếp xúc trên các trục cán trong thời gian quay của chúng và vật thể bị biến dạng nằm giữa các bề mặt chuyển động quay đó. Việc tập trung xác lập được tốc độ tuyệt đối của một điểm sẽ chỉ ra cho ta thấy sự tối ưu hóa, độ chính xác biên dạng của vật được cán trong quá trình gia công cơ khí.

Từ khóa: Cán ngang; Sự nén; Sự biến dạng; Tốc độ điểm; Phương tiếp tuyến.

ABSTRACT

The authors focus on studying a point in the forward direction when machining on a horizontal rolling mill with metal compression done by moving closer to each other of the contact surfaces, the rollers during their rotation and the deformed body between those rotating surfaces. Focusing on establishing the absolute speed of a point will show us the optimization and accuracy of the profile of the rolled object during the mechanical processing process.

Keywords: Horizontal rolling; Compression; Deformation; Point speed; Tangential direction.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cán ngang sự nén ép kim loại được thực hiện bởi sự di chuyển tiến gần vào nhau của các bề mặt tiếp xúc trên các trục cán trong thời gian quay của chúng và vật thể bị biến dạng nằm giữa các bề mặt chuyển động quay đó. Các bề

mặt tiếp xúc kim loại xảy ra nhờ kết quả của sự di chuyển tương đối của dụng cụ biến dạng và vật cán theo hướng vuông góc với trục quay của các trục cán.

Quá trình cán sinh ra các sai số trên biên dạng, trên toàn bộ phần vật thể sinh ra, để điều

chỉnh được cần tìm được nguyên nhân gây ra sai số, sự biến dạng của từng điểm tiếp xúc theo các phương thì việc chỉ ra cho thấy chiều tiếp tuyến của quá trình cán ngang đóng vai trò hết sức quan trọng, bởi vậy cần nghiên cứu phân lý thuyết cho vấn đề ứng dụng thực nghiệm sau này.

2. CƠ SỞ XÁC ĐỊNH TỐC ĐỘ TUYỆT ĐỐI CỦA ĐIỂM

Sự chuyển động tương đối của dụng cụ biến dạng và vật cán (phôi cán) trong quá trình cán nghiêng được thực hiện bằng ba phương án thông dụng sau:

- Giảm khoảng cách giữa tâm các trục cán (hình 1.1, a);
- Giảm bán kính cán của các trục cán theo sự gia tăng góc quay của chúng (hình 1.1, b);
- Chuyển động của phôi cán vuông góc với trục tâm của nó theo hướng có khoảng cách nhỏ nhất giữa các bề mặt hai trục cán (hình 1.1, c).

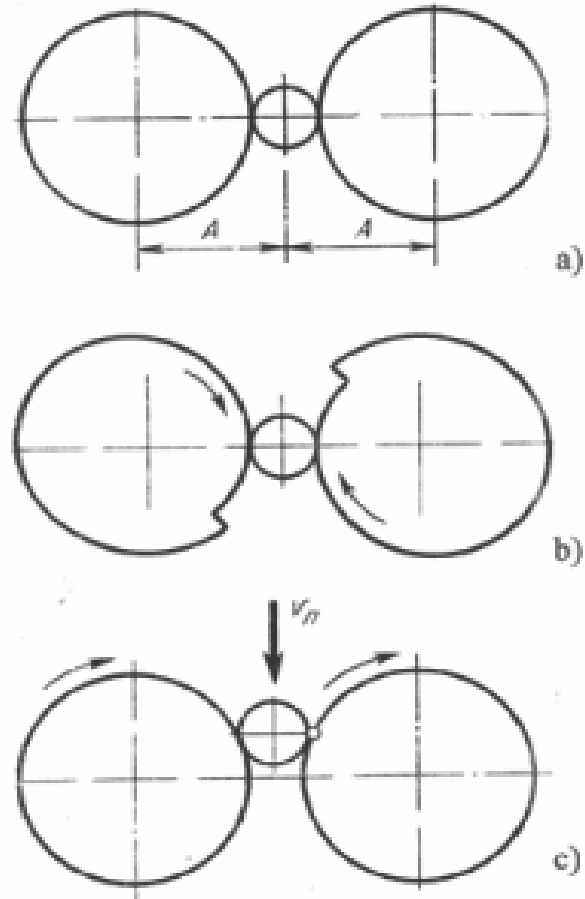
Mức độ biến dạng phôi theo hướng kính Δr dưới tác dụng của mỗi một trục cán trong trường hợp máy cán 2 trục được tính cho 1/2 vòng quay của phôi cán, còn trong trường hợp máy cán 3 trục được tính cho 1/3 vòng quay của phôi cán, có thể được biểu thị như sau, [1]:

$$\Delta_r = 60 \frac{v_A}{m \cdot n_3} \quad (1)$$

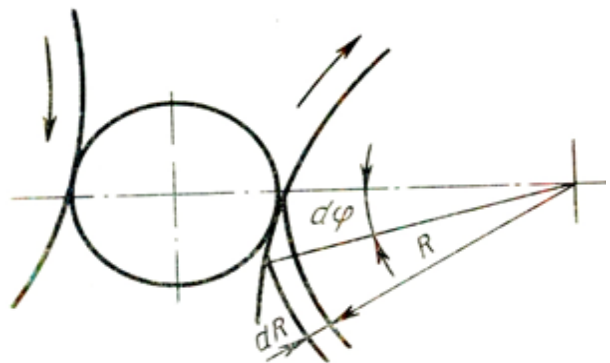
Ở đây: v_A – Tốc độ giảm khoảng cách A giữa các đường tâm trục cán và phôi cán (hình 1.1, a);

m – Số lượng trục cán công tác của của máy cán chu kỳ;

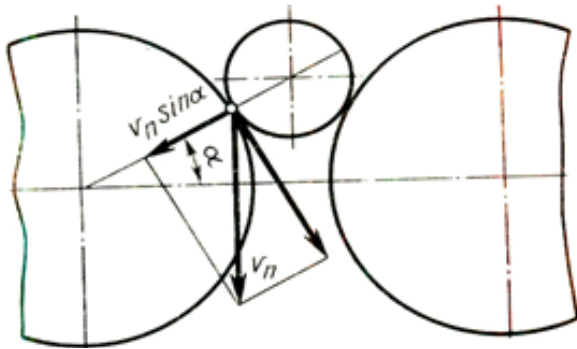
n_3 – Số vòng quay của phôi cán.



Hình 1. Sơ đồ các phương án cán ngang theo chu kỳ trong chế tạo cơ khí [2]: a) Giảm khoảng cách tâm giữa hai trục cán; b) Giảm bán kính trục cán công tác; c) Phương cấp phôi cán vuông góc với đường tâm trục theo hướng khoảng cách giữa hai trục cán nhỏ nhất



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý xác định v_A khi bán kính cán thay đổi [2]



Hình 3. Sơ đồ nguyên lý xác định v_A khi cấp phôi cán theo phương ngang [2]

Đối với trường hợp ở Hình 1b:

$$v_A = \frac{\pi \cdot n_B \cdot dR}{30 d\phi} \quad (2)$$

$$v_A = v_n \sin \alpha \quad (3)$$

Trong đó: n_B là số vòng quay trục cán; $\frac{dR}{d\phi}$ là vi phân độ biến đổi bán kính trục cán theo góc quay của nó (hình 2); v_n là tốc độ cấp phôi cán vào máy cán chu kỳ (hình 3); α là góc đặc trưng cho vị trí của phôi cán so với các trục cán.

Khi xác định số vòng quay của phôi cán, ta cần phải tính đến lượng kim loại bị trượt xuất hiện theo bề mặt tiếp xúc của trục cán với phôi cán. Giá trị của nó theo quy ước được đặc trưng bởi hệ số trượt tiếp tuyến, [3]:

$$\eta_T = \frac{v_3}{v_B} \quad (4)$$

Ở đây: v_3 - Tốc độ vòng của phôi cán tại tiết diện đi qua tâm trục của phôi đó và các trục cán;

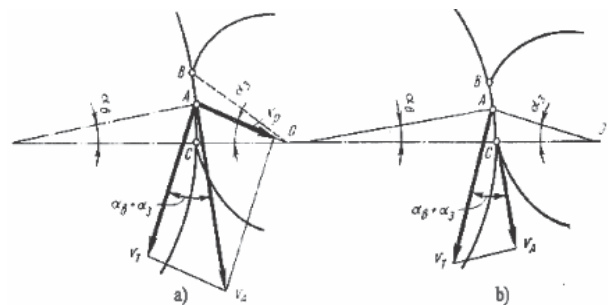
v_B - Tốc độ vòng của các trục cán.

Nếu giả thiết cho rằng trong tiết diện đó, nơi mà tốc độ của phôi cán bằng v_3 và bán kính của nó bằng r_3 thì số vòng quay của phôi sẽ là:

$$n_3 = \frac{R_B}{r_3} \eta_T n_B \quad (5)$$

Trong đó: R_B - Bán kính trục cán.

Tùy thuộc vào việc véc-tơ tốc độ của điểm A của phôi cán đang tiếp xúc với các trục cán được đặt theo hướng nào (hình 4).



Hình 4. Sơ đồ phân chia tốc độ cán khi xác định hệ số trượt tiếp tuyến: a) Đúng; b) Sai [2]

Kết quả của sự việc đó là đặc tính trượt của kim loại nhận được theo bề mặt các trục cán khác nhau. Ở trường hợp thứ nhất (hình 4a) với giá trị cho trước của số vòng quay phôi cán n_3 tốc độ:

$$v_A = \frac{\pi n_3}{30} \cdot \frac{AO}{\cos(\alpha_B + \alpha_B)} \quad (6)$$

Còn trong trường hợp thứ hai (hình 4b):

$$v_A = \frac{\pi n_3}{30} \cdot \cos(\alpha_B + \alpha_B) \quad (7)$$

Trong đó: α_B và α_3 - Các góc đặc trưng cho điểm A trên phôi cán và trên trục cán (hình 4).

Từ phương trình (6) và (7) trong trường hợp thứ nhất (hình 4a) dẫn đến hiện tượng tốc độ v_A theo hướng từ điểm B đi ra có xu hướng giảm xuống, còn trong trường hợp thứ hai (hình 4b) thì lại tăng lên.

- Tốc độ tuyệt đối của điểm A cần có hướng tiến về phương tiếp tuyến với bề mặt trục cán (hình 1.4, a), ta nhận được, [5]:

$$v_A = \frac{v_T}{\cos(\alpha_B + \alpha_3)}$$

3. KẾT LUẬN

Đã giải quyết một số vấn đề:

- Điểm trung gian trên bề mặt tiếp xúc mà tại đó sự trượt kim loại theo trục cán không xảy ra thì ở trường hợp thứ nhất tại điểm B, tốc độ của phôi cán phải lớn hơn tốc độ trục cán, và tại điểm C thì ngược lại trục cán vượt trội phôi cán.

- Tốc độ vòng trên toàn bộ chiều dài cung tiếp xúc cần phải có giá trị không đổi.

Ngày nhận bài: 12/3/2024

Ngày phản biện: 01/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế; *Nghiên cứu động học quá trình cán chu kỳ trong cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2001, số 55 (T 12/2001), trang 15-16.
- [2]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế, Đinh Tiến Dũng, Nguyễn Thanh Bình; *Nghiên cứu động học quá trình cán nghiêng cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2002, số 56+57 (T1+2/2002), trang 33-34.
- [3]. А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильков, С. П. Грановский, Е. А. Жукевич (Под редакцией академика А. И. Целикова), Специальные прокатные станы, Издательство “Металлургия”, Москва, 1971, 336 стр..
- [4]. Лившинц Г. А., *Исследование поперечно-винтовой прокатки периодического сечения на трехвалковом стане*, ЦНИИТМАШ, Мазгиз, кн. 73.
- [5]. Кирпичников Ф. П., *Производство точных заготовок машино-строительных деталей прокаткой*, НИИИформатямаш.

NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT BIẾN DẠNG HƯỚNG KÍNH CỦA PHÔI CÁN KHI CÁN NGHIÊNG

RESEARCH ON THE THEORY OF DIAMETERIAL DEFORMATION OF ROLLED
SHEETS WHILE INTENT ROLLING

Nguyễn Tiến Dũng, Vũ Hoài Anh*

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

TÓM TẮT

Chuyển động của kim loại cán theo trục tâm phôi cán khi cán nghiêng được tiến hành bằng hai phương án cán đặc trưng là các trục cán được đặt dưới một góc nào đó với trục tâm phôi cán, sự dịch chuyển trục tâm phôi cán so với mặt phẳng đi qua tâm trục cán. Quá trình cán nghiêng phát sinh nhiều vấn đề biến dạng theo các phương. Trong bài báo này, nhóm tác giả tập trung vào việc nghiên cứu lý thuyết biến dạng hướng kính khi cán nghiêng nhằm nâng cao độ chính xác khi tiến hành các thực nghiệm gia công tiếp theo.

Từ khóa: *Biến dạng hướng kính; Phôi cán; Trục cán; Cán nghiêng; Tâm phôi cán.*

ABSTRACT

The movement of the rolled metal along the center axis of the rolled billet when rolling at an angle is carried out by two typical rolling options: the rolling rolls are placed at a certain angle with the center axis of the rolling billet, the displacement of the billet center axis, rolling relative to the plane passing through the center of the rolling shaft. The rolling process creates many deformation problems in all directions. In this article, the authors focus on studying the theory of radial deformation during inclined rolling to improve accuracy when conducting subsequent machining experiments.

Keywords: *Radial deformation; Rolling billets; Rolling shaft; Inclined handle; Center of rolling billet.*

1. CƠ SỞ NGHIÊN CỨU

Khi hai trục cán và phôi cán song song với nhau, chuyển động của kim loại cán theo hướng đường trục tâm có thể đạt được nhờ đặt vào phôi cán lực dọc trục hoặc đưa ra trên bề mặt trục cán các gân xoắn biến dạng tạo hình. Trường hợp các trục cán nghiêng dưới một góc

so với đường trục tâm phôi cán, thì các thành phần tốc độ vòng của trục cán ω_B và u_B theo hướng tiếp tuyến và hướng tâm trục sẽ được xác định theo biểu thức sau, [2]:

$$\omega_B = v_B \cdot \cos\beta = (\pi \cdot n \cdot R_x \cdot \cos\beta) / 30 \quad (1)$$

$$u_B = \omega_B \cdot \sin\beta = (\pi \cdot n \cdot R_x \cdot \sin\beta) / 30 \quad (2)$$

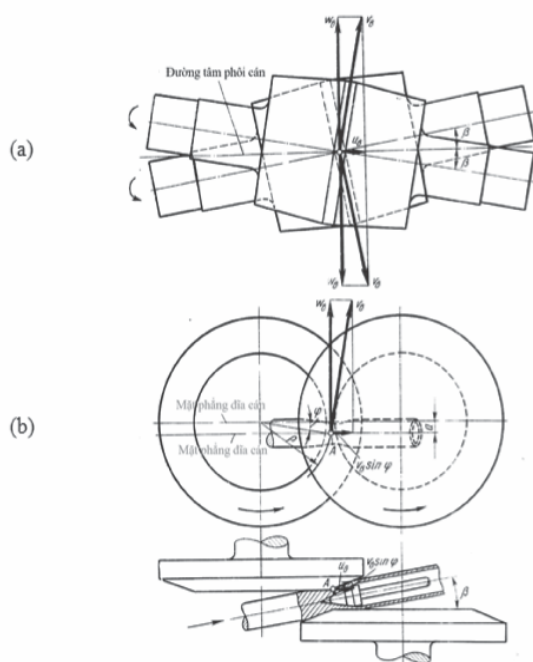
Trong đó: v_B – Tốc độ vòng của trục cán;

β - Góc giữa đường tâm trục cán và trục tâm phôi cán;

n – Số vòng quay trục cán trong một phút, vòng/phút;

R_x – Bán kính trục cán tại mặt cắt đang xét $x - x$.

Tốc độ của điểm A nằm trên bề mặt, được ký hiệu bằng v . Chia tốc độ đó thành ba thành phần khác nhau theo ba hướng trục vuông góc với nhau, trong đó có một hướng được chọn làm đường tâm trục phôi cán.



Hình 1. Sơ đồ phân bố các thành phần tốc độ khi cán nghiêng: a) Máy cán trục chéo; b) Máy cán trục dạng đĩa, [1]

Thành phần ω của tốc độ v có kể đến trượt giữa đĩa cán và phôi cán sẽ tạo ra tốc độ vòng của phôi cán. Hình chiếu đang xét sẽ bằng:

$$\omega_B = v_B \cdot \cos \varphi$$

$$\text{hoặc: } \omega_B = (\pi \cdot \rho \cdot n / 30) \cdot \cos \varphi \quad (3)$$

Trong đó: n – Số vòng quay đĩa cán trong một phút.

Thành phần tốc độ u định hướng trùng với đường tâm phôi cán sẽ tạo nên chuyển động tịnh tiến của phôi và nó được tính theo công thức sau, [4]:

$$u_B = v_B \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta \quad (4)$$

$$\text{Ta có: } \sin \varphi = a / \rho \quad (5)$$

Khi đó, phương trình (1.14) sẽ có dạng:

$$u_B = u_B \cdot (\pi \cdot n \cdot a \cdot \cos \beta) / 30 \quad (6)$$

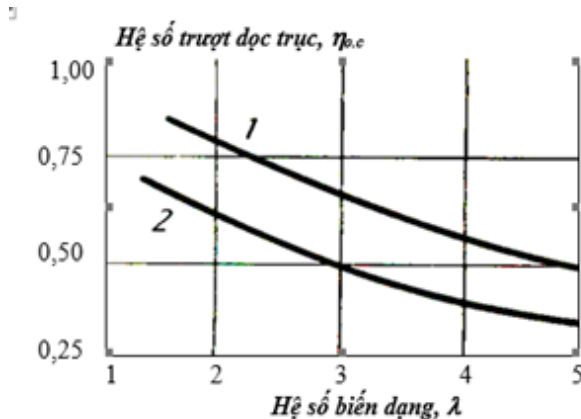
Từ công thức này cho thấy tất cả các điểm của đĩa cán tiếp xúc với phôi cán trong mặt phẳng song song với các đường tâm trục cán, sẽ tiến tới việc làm cho kim loại cán có tốc độ chuyển động tịnh tiến mà không thay đổi theo hướng chuyển động của phôi cán.

2. XÁC ĐỊNH HỆ SỐ BIẾN DẠNG LÝ THUYẾT

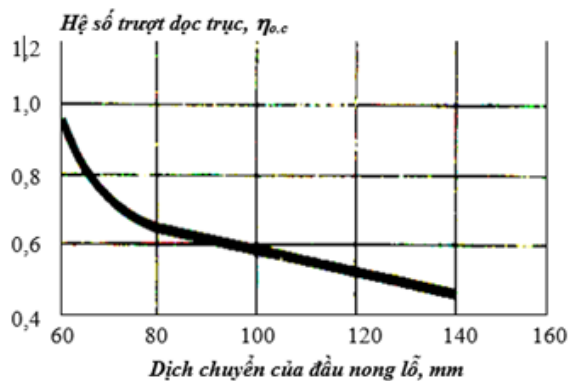
Giá trị của các hệ số trượt tiếp tuyến và trượt dọc tâm trục cán được xác định trên cơ sở các số liệu thực nghiệm, khi cán tạo lỗ trong đường kính $112 \div 235$ mm trên máy cán 220 từ các mác thép của Nga như: 1010, IX15, ЭП1Т, 38ХМЮА và 30ХГСА, hệ số trượt nằm trong khoảng sau: $\eta = 0,6 \div 0,92$ và $\eta_{o,c} = 0,68 \div 0,9$ đã được tác giả công trình [5] trích dẫn.

Có rất nhiều yếu tố gây ảnh hưởng mạnh tới hệ số trượt, trong đó có mức độ vuốt của kim loại phôi cán. Hệ số trượt dọc tâm trục giảm khi mức độ vuốt của kim loại cán tăng, 

đồng thời hệ số trượt cũng giảm theo vị trí của trục gần đầu đục tạo lỗ trong quá trình chuyển động của nó về phía trước khi cán.



Hình 2. Sự thay đổi hệ số trượt dọc tâm trục phụ thuộc vào hệ số biến dạng khi cán ống từ vật liệu thép



Hình 3. Sự thay đổi hệ số trượt dọc tâm trục phụ thuộc vào giá trị tịnh tiến của vỏ áo phôi ống cán đến điểm giữa của chày nóng tạo lỗ bên trong khi cán

Mức độ biến dạng phôi cán theo hướng kính Δr nhận được bởi mỗi một trục cán trong quá trình cán nghiêng, khi mà không xảy ra hiện tượng xếp lớp hoặc nở rộng, được xác định theo công thức sau, [3]:

$$\Delta r = S_x \cdot \tan \alpha \quad (7)$$

Trong đó: S_x – Lượng dịch chuyển dọc

trục của phôi cán tính trên một vòng quay chia cho số vòng quay trục cán; α – Góc tạo thành giữa đường tiếp tuyến và đường sinh của phôi cán hình nón và trục tâm của nó.

Giá trị của S_x có thể được xác định từ tỷ số giữa tốc độ chuyển động tịnh tiến và tốc độ vòng của phôi cán:

$$S_x = 60(u_x / n_x \cdot m) \quad (8)$$

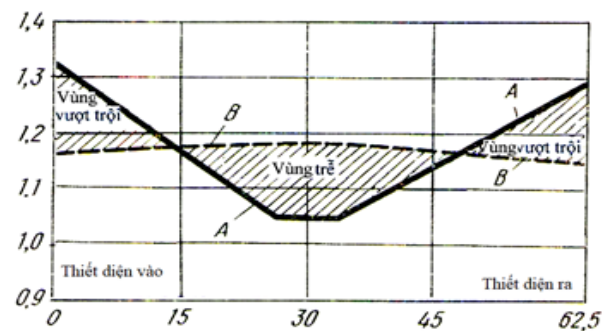
Ở đây: n_x – Số vòng quay trung bình tại mặt cắt xem xét của phôi cán trong một phút; m – Số lượng trục cán.

Tương ứng với các biểu thức đối với máy các trục nghiêng, ta tìm được:

$$n_x = (v_B \cdot \cos \beta / \pi \cdot r_x) \cdot 30 \eta_{T,x} = (R_x / r_x) \cdot \eta_{T,x} \cdot n \cdot \cos \beta \quad (9)$$

Trong đó: $\eta_{T,x}$ – Hệ số trượt tiếp tuyến đối với tiết diện ngang phôi cán đang xét.

Tốc độ vòng phôi cán và đĩa cán, m/s



Hình 4. Sự thay đổi tốc độ vòng của phôi cán (A) và trục cán (B) theo chiều dài cung biến dạng

Đối với máy cán đĩa:

$$S_x = 2\pi \cdot a \cdot (r_x / p) \cdot (Q_1 / Q_x) \cdot (\cos \beta / m \cdot \cos \varphi) \cdot (\eta_{0,c} / \eta_{T,x}) \quad (10)$$

Đặt các giá trị của S_x vào phương trình, ta tìm được Δr .

3. KẾT LUẬN

Bài báo đã nghiên cứu được vấn đề:

- Sơ đồ hóa quá trình cán nghiêng và đưa ra cách thức xác lập các bước tính toán;
- Xác định được công thức tính hệ số biến dạng, hệ số trượt dọc trục;
- Chỉ ra vùng trễ, vùng vượt trội nhằm đưa ra các giải pháp khác nhau cho quá trình gia công.❖

Ngày nhận bài: **16/3/2024**

Ngày phản biện: **03/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế; *Nghiên cứu động học quá trình cán chu kỳ trong cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2001, số 55 (T 12/ 2001), trang 15-16.

- [2]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế, Đinh Tiến Dũng, Nguyễn Thanh Bình; *Nghiên cứu động học quá trình cán nghiêng cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2002, số 56+57 (T1+2/2002), trang 33-34.
- [3]. А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильков, С. П. Грановский, Е. А. Жукевич (Под редакцией академика А. И. Целикова), Специальные прокатные станы, Издательство “Металлургия”, Москва, 1971, 336 стр..
- [4]. Лившинц Г. А., *Исследование поперечно-винтовой прокатки периодического сечения на трехвалковом стане*, ЦНИИТМАШ, Мазгиз, кн. 73.
- [5]. Кирпичников Ф. П., *Производство точных заготовок машино-строительных деталей прокаткой*, НИИИформатямаш.

NGHIÊN CỨU QUÁ TRÌNH CÁN TẠO HÌNH ỐNG PROFIN NHẪM ĐƯA RA BỘ SỐ TỐI ƯU

STUDYING THE PROFIN TUBULAR ROLLING PROCESS TO PRODUCT THE OPTIMUM NUMBER SET

Dương Hải Nam, Đặng Văn Hòa*

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

TÓM TẮT

Quá trình cán nghiêng đã được ứng dụng thành công để sản xuất các ống prophin có gân lồi trên bề mặt ngoài, sử dụng trong các bộ trao đổi nhiệt. Bằng phương pháp này đã nhận được việc truyền nhiệt rất có hiệu quả kinh tế trong sản xuất các ống trao đổi nhiệt với các gân ngang từ kim loại đen và kim loại màu. Tùy thuộc vào độ dẻo và cơ tính của kim loại mà người ta sử dụng phương pháp cán nóng hoặc cán nguội ống prophin. Có thể cán ở trạng thái cán nguội tất cả các ống prophin có gân thấp, cũng như gân cao từ nhôm, đồng và bimetal. Các ống prophin bằng thép và hợp kim có gân cao được cán ở trạng thái nóng, vì chúng có độ dẻo thấp và trở kháng chống biến dạng cao khi gia công biến dạng chúng ở trạng thái nguội.

Từ khóa: Cán nóng; Cán nghiêng; Ống profin; Tạo hình ống; Gân lồi.

ABSTRACT

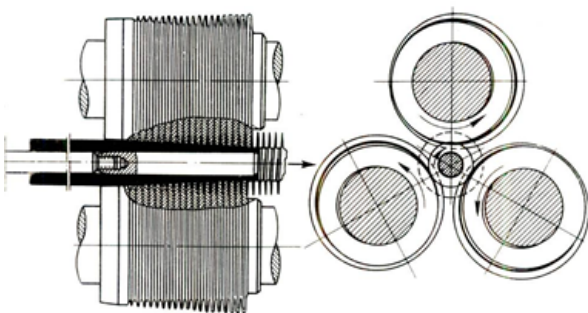
The inclined rolling process has been successfully applied to produce polycarbonate tubes with convex ribs on the outer surface, used in heat exchangers. By this method, very economical heat transfer is achieved in the production of heat exchanger tubes with transverse ribs from ferrous and non-ferrous metals. Depending on the plasticity and mechanical properties of the metal, people use hot rolling or cold rolling of polycarbonate tubes. It is possible to roll in the cold-rolled state all low-rib, as well as high-rib profile pipes from aluminum, copper and bimetal. Highly ribbed steel and alloy profile tubes are rolled in the hot state, because they have low ductility and high resistance to deformation when deforming them in the cold state.

Keywords: Hot rolling; Inclined handle; Profile tube; Tubular shaping; Protruding tendons.

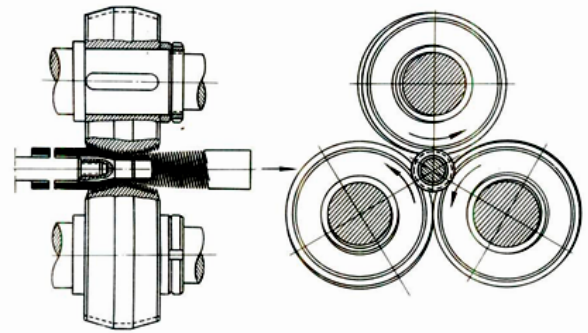
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Phôi đầu vào để cán chu kỳ tạo hình ống prôphin gân cao và thấp là các ống tròn, quá trình tạo hình được thực hiện bởi 3 trục cán có đường trục tâm nghiêng một góc so với đường tâm cán bằng góc cấp phôi. Trong thời gian cán, các trục cán quay ăn phôi vào ổ biến dạng và tạo cho nó chuyển động quay đồng thời với chuyển động tịnh tiến dọc trục tâm của nó, trong quá trình đó hình thành dần các gân lồi trên bề mặt ngoài phôi cán. Để nhận được bề mặt bên trong ống prôphin được chuốt hình, chúng được cán trên đầu nóng lỗ. Quá trình cán được thực hiện bởi các trục cán có lỗ hình biến dạng vòng hoặc nghiêng xoắn (hình 1).

Các trục cán có lỗ hình biến dạng vòng được sử dụng để cán tạo hình các ống prôphin gân xoắn có một múi hoặc nhiều múi gân lồi đầu vào. Đường tâm các trục cán nghiêng so với đường tâm cán một góc bằng góc nâng bề mặt gân xoắn theo đường kính trung bình của phôi cán. Các trục cán trong trường hợp này được chế tạo với kết cấu với các đĩa lắp ráp có prôphin thay đổi. Phương pháp cán bằng các trục cán chủ yếu được sử dụng để chế tạo ống prôphin gân lồi cao từ kim loại màu.



Hình 1. Sơ đồ cán ống prôphin gân lồi cao [1]



Hình 2. Sơ đồ cán ống prôphin gân lồi thấp [1]

2. XÂY DỰNG CÁC HÀM TOÁN

Trục cán với lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn được chế tạo ở dạng lò xo xoắn vít, được ép nén đến mức lắp ghép đầy đủ của vòng xoắn. Quá trình cán chu kỳ tạo hình trong lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn được sử dụng chủ yếu để chế tạo các ống prôphin bằng thép có các gân lồi cao và bước gân lớn hơn 5 mm [2].

Sơ đồ cán chu kỳ tạo hình ống prôphin có gân lồi thấp cho trên hình 2. Tùy thuộc vào tỷ lệ thể tích các phần bị ép cán và không bị ép cán của phôi cán, hình dáng hình học của dụng cụ biến dạng, hệ số ma sát, chế độ cán theo nhiệt độ và tốc độ cán và các yếu tố khác khi cán tạo hình ống prôphin có gân lồi cao mà không sử dụng đầu nóng lỗ.

1) Đường kính ngoài của các ống và đường kính lỗ giảm và tăng kích thước đoạn thẳng (t):

$$\frac{D_1}{D} < 1; \frac{d_1}{d} < 1; \frac{t_1}{t} > 1 \quad (1)$$

2) Đường kính ngoài của ống prôphin trở nên không đổi, giảm đường kính lỗ và tăng kích thước đoạn thẳng (t), [3]:

$$\frac{D_1}{D} = 1; \frac{d_1}{d} < 1; \frac{t_1}{t} > 1 \quad (2)$$

3) Đường kính ngoài ống prôphin tăng lên, đường kính lỗ giảm và tăng kích thước đoạn thẳng (t):

$$\frac{D_1}{D} > 1; \frac{d_1}{d} < 1; \frac{t_1}{t} > 1 \quad (3)$$

4) Đường kính ngoài ống prôphin tăng lên, đường kính lỗ và kích thước đoạn thẳng (t) không đổi, có hiện tượng kim loại chảy về phía lỗ trong:

$$\frac{D_1}{D} > 1; \frac{d_1}{d} = 1; \frac{t_1}{t} = 1 \quad (4)$$

5) Có thể tất cả các điều kiện mà ở đó sự tạo hình biến dạng của phôi cán thể hiện trong sự gia tăng của đường kính ngoài ống prôphin cán, đường kính lỗ trong, giảm kích thước đoạn thẳng (t) và hình thành với cường độ cao của kim loại chảy về phía lỗ trong, [5]:

$$\frac{D_1}{D} > 1; \frac{d_1}{d} > 1; \frac{t_1}{t} < 1 \quad (5)$$

Tỷ lệ giữa các thể tích kim loại cán di chuyển theo các hướng khác nhau được xác định bằng cách đo biến dạng kéo dọc đường tâm trục phôi cán và hình dáng hình học của ống prôphin được cán.

Để phân tích có thể sử dụng hệ số θ bằng tỷ lệ của thể tích kim loại cán di chuyển theo hướng giữa hướng kính và hướng tiếp tuyến so với thể tích toàn bộ kim loại cán chảy khi bị biến dạng dẻo, [4]:

$$\theta = V_{g.l} / V_{ch} \quad (6)$$

Trong đó: $V_{g.l}$ – Thể tích kim loại cán di chuyển trong hướng giữa hướng kính và hướng

tiếp tuyến (thể tích các phần gân lồi); V_{ch} – Thể tích di chuyển toàn bộ (thể tích các chân gân lồi).

Tùy thuộc vào điều kiện biến dạng cán hệ số θ thay đổi trong phạm vi từ 0 đến 1. Khi $\theta = 0$, toàn bộ kim loại cán di chuyển theo hướng dọc tâm trục; còn khi $\theta = 1$ thì di chuyển theo hướng giữa hướng kính và hướng tiếp tuyến.

Hệ số θ liên quan với hệ số kéo giãn phôi cán theo hướng dọc trục (λ) theo quy luật hàm số biểu hiện bởi công thức sau:

$$\theta \approx 1 - \frac{\lambda - 1}{\lambda} \cdot \frac{V}{V_{ch}} \quad (7)$$

Trong đó: V – Thể tích của một phân tố phôi cán ban đầu có đường kính bằng bước t của gân xoắn prôphin được cán.

Khi cán tạo hình ống prôphin gân lồi không có đầu nong lỗ, tùy thuộc vào các điều kiện biến dạng, có thể kim loại cán chảy theo hướng kính cùng với sự giảm đường kính lỗ (thu hẹp lỗ trong) hoặc cùng với sự tăng lên của đường kính lỗ (kéo rộng lỗ trong). Trong trường hợp này, giá trị của hệ số θ biểu diễn bởi công thức sau:

$$\theta \approx 1 - \frac{\lambda - 1}{\lambda} \left| \frac{V}{V_{ch}} \pm \frac{V_R^*}{\delta_{ch}} \right| \quad (8)$$

Ở đây: V_R – Thể tích kim loại di chuyển trong quá trình thay đổi đường kính lỗ trong khi cán tạo hình.

3. KẾT LUẬN

Khi thiết kế quá trình công nghệ cần kể đến đặc tính dòng chảy của kim loại phôi cán trong thời gian thực hiện quá trình cán cán:

- Xác định dòng chảy kim loại cán khi cán chu kỳ trong lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn để tạo hình ống prôphin có gân lồi cao từ kim loại màu;

- Phân tích ảnh hưởng của chiều dày ban đầu gân lồi của các đĩa; góc prôphin của các đĩa; sơ đồ biến dạng dẻo và giá trị của mức độ biến dạng riêng phần; bước của gân lồi;

- Kiểm tra đường kính và chiều dày thành ống phôi cán; chiều sâu đẽ lún của dụng cụ biến dạng. ❖

Ngày nhận bài: **18/3/2024**

Ngày phản biện: **05/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế; *Nghiên cứu động học quá trình cán chu kỳ trong cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2001, số 55 (T 12/2001), trang 15-16.

- [2]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế, Đinh Tiến Dũng, Nguyễn Thanh Bình; *Nghiên cứu động học quá trình cán nghiêng cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2002, số 56+57 (T1+2/2002), trang 33-34.
- [3]. А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильков, С. П. Грановский, Е. А. Жукевич (Под редакцией академика А. И. Целикова), *Специальные прокатные станы*, Издательство “Металлургия”, Москва, 1971, 336 стр..
- [4]. Лившин Г. А., *Исследование поперечно-винтовой прокатки периодического сечения на трехвалковом стане*, ЦНИИТМАШ, Мазгиз, кн. 73.
- [5]. Кирпичников Ф. П., *Производство точных заготовок машино-строительных деталей прокаткой*, НИИИформатямаш.

XÁC ĐỊNH GIÁ TRỊ BIẾN DẠNG QUÁ TRÌNH CÁN ỐNG NHẪM LỰA CHỌN SƠ ĐỒ PHÙ HỢP

DETERMINING THE DEFORMATION VALUE OF THE TUBE ROLLING PROCESS IN ORDER TO SELECT THE APPROPRIATE DIAGRAM

Đặng Văn Hòa, Dương Hải Nam*

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

TÓM TẮT

Các yếu tố cơ bản gây ảnh hưởng đến quá trình cán nghiêng xoắn ống profile gân lõm là cường độ biến dạng kim loại cho phép và chiều đoạn biến dạng tạo hình trên trục cán xác định độ ổn định của quá trình cán, cũng như độ chính xác và chất lượng của sản phẩm cán. Tùy thuộc vào dạng của ống profile được cán và sơ đồ biến dạng được chọn, biến dạng dẻo của kim loại trên các đoạn riêng biệt xảy ra do kết quả của lượng biến dạng ép cán theo hướng kính và hướng dọc trục trục phôi cán. Tương ứng với điều đó trên các trục cán được thiết kế đoạn gom phôi cán, cũng như các đoạn tạo hình và biến dạng chỉnh hình profile cần thiết khi thực hiện cán.

Từ khóa: Biến dạng ống; Cán ống; Cán nghiêng; Xoắn ống; Tạo hình ống profile.

ABSTRACT

The basic factors affecting the inclined rolling process of convex ribbed profile tubes are the allowable metal deformation intensity and the direction of the forming deformation section on the rolling roll, which determines the stability of the rolling process, as well as the precision and quality of rolled products. Depending on the shape of the profile tube to be rolled and the deformation scheme chosen, plastic deformation of the metal on individual sections occurs as a result of the amount of rolling compression deformation in the radial direction and the longitudinal direction of the axis of the rolled billet. Corresponding to that, the rolling rolls are designed with a section to collect rolling blanks, as well as sections for shaping and deforming the profile necessary when performing rolling.

Keywords: Pipe deformation; Pipe rolling; Inclined rolling; Twisted tube; Shaping profile tubes.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Phôi cán thực hiện ăn đầu phôi vào lỗ hình biến dạng và hình thành profile gân lõm chủ yếu bằng biến dạng theo hướng kính của phôi cán.

Giá trị của lượng biến dạng dọc trục trên đoạn gom phôi cán tỷ lệ thuận với mức độ biến dạng theo hướng kính, [3]:

$$Z_{oc} = Z \cdot \tan \delta \quad (1)$$

Trong đó:

- Z_{oc} – Biến dạng riêng dọc trục;
- Z – Biến dạng riêng hướng kính;
- δ – Góc nghiêng đường sinh prôphin bề mặt làm việc của trục cán.

Khi cần biến dạng kim loại theo hướng dọc trục đáng kể, người ta sử dụng đoạn hình trụ của trục cán để biến dạng tạo hình, trên đó biến dạng ép cán theo hướng kính kim loại cán được thực hiện nhờ sự nở rộng của các gân tạo hình biến dạng.

2. XÁC ĐỊNH GIÁ TRỊ BIẾN DẠNG LÝ THUYẾT

Khi cấp phôi cán tự do vào trục cán nên lấy góc côn gom phôi cán để đảm bảo sự ăn phôi tốt trong phạm vi $\varphi = 3 \div 5^\circ$. Để tính toán thiết kế trục cán cần sử dụng các tỷ lệ động học chủ yếu của quá trình cán nghiêng xoắn. Khi cán các prôphin bằng các trục cán có lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn, tốc độ di chuyển dọc trục tâm của phôi cán (u) có thể biểu diễn bằng công thức sau, [4]:

$$u = v \cdot \sin \alpha = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \cdot \sin(\beta_3 - \beta_B) \quad (2)$$

Vì giá trị của các góc β_3 và β_B nhỏ đối với các tính toán trên thực tế nên ta nhận điều kiện sau:

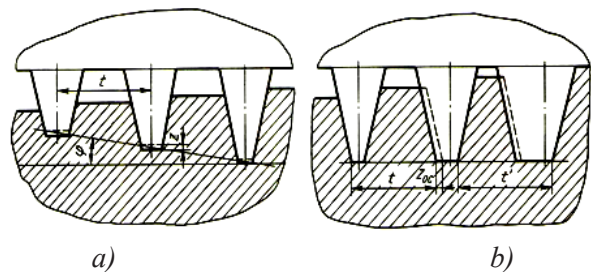
$$\left. \begin{aligned} \sin(\beta_3 - \beta_B) &\approx \operatorname{tg} \beta_3 - \operatorname{tg} \beta_B = \frac{t}{\pi} \cdot \left(\frac{k}{i} - \frac{m}{D} \right) \\ u &= \frac{n \cdot t}{60} \cdot \left(k \cdot \frac{D}{d} - m \right) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Trong đó:

- t – Bước của prôphin được cán;
- k – Số lượng các mũi đầu vào của prôphin được cán;
- m – Số lượng các mũi đầu vào của prôphin tạo hình biến dạng trên trục cán;

- D và d – Đường kính trung bình của prôphin trục cán và phôi cán.

Ta xây dựng mối quan hệ giữa giá trị biến dạng hướng kính riêng phần trên đoạn côn gom phôi cán và các thông số xác định hình dáng hình học của trục cán và prôphin được cán xem hình 1.



Hình 1. Sơ đồ xác định giá trị biến dạng theo hướng kính trên đoạn côn gom (a) và biến dạng dọc trục trong hệ lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn của trục cán (b), [1]

Biến dạng theo hướng kính Z được xác định theo công thức sau, [5]:

$$Z = S \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (4)$$

- Trong đó: - S – Bước cấp phôi cán dọc trục sau 1/q vòng quay phôi cán, mm;
- q – Số lượng trục cán.

Bước tiến cấp phôi dọc trục tìm theo công thức:

$$S = u \cdot \tau \quad (5)$$

Ở đây: - u – Tốc độ cấp phôi cán dọc trục, mm/s;

- τ – Thời gian 1/q vòng quay của phôi cán (s), xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{60}{q \cdot n} \cdot \frac{d}{D} \quad (6)$$

Đặt τ vào công thức (2.11), ta nhận được:

$$S = \frac{t}{q} \cdot \left(k - m \cdot \frac{d}{D} \right) \quad (7)$$

Như vậy:

$$Z = \frac{t \cdot \operatorname{tg} \varphi}{q} \cdot \left(k - m \cdot \frac{d}{D} \right) \quad (8)$$

Giá trị của Z thường được chọn từ quan điểm tính công nghệ của nhà thiết kế:

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{qZ}{t \cdot \left(k - m \cdot \frac{d}{D} \right)} \quad (9)$$

Chiều rộng đoạn côn gom phôi cán:

$$B_{3.K} = \frac{\Delta r + f}{\operatorname{tg} \varphi} \quad (10)$$

Trong đó: - $\Delta r = (d_3 - d_{BH})/2$ là tổng lượng biến dạng hướng kính của phôi cán;

- d_3 – Đường kính phôi cán;

- d_{BH} – Đường kính trong của prôphin được cán;

- f – Khe hở bảo đảm ở đầu vào phôi cán kể đến biến dạng đàn hồi của máy cán chu kỳ.

Chiều rộng của đoạn biến dạng tạo hình trên trục cán xác định theo công thức:

$$B_K = q \cdot S \cdot \omega \quad (11)$$

Ở đây: ω - Số vòng quay phôi cán khi cán chỉnh hình prôphin.

Chiều rộng tổng cộng của trục cán bằng, [2]:

$$B = B_{3.k} + B_K = t \cdot \left(k - m \cdot \frac{d}{D} \right) \cdot \left(\frac{\Delta r + f}{q \cdot z} + \omega \right) \quad (12)$$

Lượng biến dạng dọc theo đường tâm trục phôi cán xác định theo công thức:

$$Z_{oc} = \frac{S}{t} \cdot \Delta t \quad (13)$$

Ở đây: - S – Bước tiến cấp phôi cán vào trục cán qua $1/q$ vòng quay của phôi cán;

- t – Bước cơ bản của lỗ hình biến dạng nghiêng xoắn;

- Δt – Hiệu số bước của các bề mặt tạo thành lỗ hình biến dạng trên trục cán.

Theo đó:

$$\Delta t = Z_{oc} \cdot \frac{t}{S} \quad (14)$$

Biểu diễn S theo công thức (2.15), ta nhận được công thức sau đây:

$$\Delta t = \frac{q \cdot Z_{oc}}{k - m \cdot \frac{d}{D}} \quad (15)$$

Ở điều kiện biến dạng đối xứng kim loại cán trong ổ biến dạng của các trục cán bước tạo thành các bề mặt xoắn vít được xác định bởi công thức sau:

$$t' = t + \Delta t/2; t'' = t - \Delta t/2 \quad (16)$$

Chiều rộng đoạn hình trụ biến dạng tạo hình prôphin trên trục cán có thể được xác định theo công thức:

$$B_{t.h} = \frac{\Delta_{oc}}{\Delta t} \cdot t \quad (17)$$

Ở đây: Δ_{oc} – Tổng lượng biến dạng theo hướng dọc trục của kim loại phôi cán trong ổ biến dạng.

Chiều rộng của đoạn biến dạng chính hình pôphin khi tính toán thiết kế trục cán đối với quá trình ép cán ngang phôi cán được xác định theo công thức sau:

$$B = B_{t.h} + B_K = t \cdot \left(k - m \cdot \frac{d}{D} \right) \cdot \left(\frac{\Delta_{oc}}{Z_{oc} \cdot q} + \omega \right) \quad (18)$$

Với các biến đổi quá trình gia công, ta nhận được các công thức đối với các sơ đồ cán:

+ Biến dạng theo hướng kính:

$$\varphi = \arctg \frac{q \cdot Z}{t \cdot k}; B = k \cdot t \cdot \left(\frac{\Delta r + f}{q \cdot Z} + \omega \right) \quad (19)$$

+ Biến dạng theo hướng dọc tâm trục phôi cán:

$$\Delta t = \frac{q \cdot Z_{oc}}{k}; B = k \cdot t \cdot \left(\frac{\Delta_{oc}}{q \cdot Z_{oc}} + \omega \right) \quad (20)$$

- Sơ đồ biến dạng II, với $\alpha = \beta_3$:

+ Biến dạng theo hướng kính:

$$\varphi = \arctg \frac{q \cdot Z}{t \cdot m} \cdot \frac{D}{d}; B = m \cdot t \cdot \left(\frac{\Delta r + f}{q \cdot Z} + \omega \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (21)$$

+ Biến dạng theo hướng dọc tâm trục phôi cán:

$$\Delta t = \frac{q \cdot Z_{oc}}{m} \cdot \frac{D}{d}; B = m \cdot t \cdot \left(\frac{\Delta_{oc}}{q \cdot Z_{oc}} + \omega \right) \cdot \frac{d}{D} \quad (22)$$

3. KẾT LUẬN

- Cùng với chiều tăng của đường kính phôi ống pôphin cán, áp lực kim loại cán tác dụng lên trục cán tăng. Vì thế, đường kính ống pôphin cán lớn nhất có thể cán được trên các trục cán cho trước được xác định bởi độ bền của chúng;

- Đường kính trục cán gây ảnh hưởng

rất lớn đến quá trình cán, chọn ở giá trị tối thiểu theo các điều kiện bền của trục tâm lắp ghép các vành pôphin ngoài của trục cán;

- Với mục đích giảm áp lực kim loại cán tác dụng lên trục cán và tốc độ trượt khi cán cũng như việc lựa chọn hợp lý trục cán có đường kính nhỏ nhất;

- Chiều rộng trục cán (B) nằm trong sự phụ thuộc tuyến tính vào giá trị của góc cấp phôi cán (α) ở các điều kiện các thông số công nghệ khác không thay đổi đã cho phép giảm đáng kể chiều rộng trục cán và theo đó giảm áp lực kim loại cán tác dụng lên trục cán, cùng với giảm công suất truyền động chính của máy cán. ❖

Ngày nhận bài: 12/3/2024

Ngày phản biện: 06/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế; *Nghiên cứu động học quá trình cán chu kỳ trong cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2001, số 55 (T 12/2001), trang 15-16.
- [2]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế, Đinh Tiến Dũng, Nguyễn Thanh Bình; *Nghiên cứu động học quá trình cán nghiêng cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2002, số 56+57 (T1+2/2002), trang 33-34.
- [3]. А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильков, С. П. Грановский, Е. А. Жукевич (Под редакцией академика А. И. Целикова), Специальные прокатные станы, Издательство "Металлургия", Москва, 1971, 336 стр..
- [4]. Лившин Г. А., *Исследование поперечно-винтовой прокатки периодического сечения на трехвалковом стане*, ЦНИИТМАШ, Мазгиз, кн. 73.
- [5]. Кирпичников Ф. П., *Производство точных заготовок машино-строительных деталей прокаткой*, НИИИформатмаш.

NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT BIẾN DẠNG BỀ MẶT TIẾP XÚC NHẪM NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG GIA CÔNG

STUDYING THE THEORY OF DEFORMATION OF COVERED SURFACE TO
IMPROVE THE QUALITY OF MACHINING

Trần Văn Mạnh

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

TÓM TẮT

Tác giả trình bày cơ sở lý thuyết về phương pháp tính toán diện tích bề mặt tiếp xúc kim loại với dụng cụ biến dạng dẻo khi cán nghiêng sản phẩm đặc với mục tiêu tạo hình profin của vật cán dạng tròn xoay, làm cơ sở ban đầu cho việc tính lực cán cần thiết để thiết kế công nghệ áp dụng cho sản phẩm điển hình được lựa chọn.

Từ khóa: Biến dạng; Bề mặt tiếp xúc; Chất lượng gia công; Cán đặc; Cán tròn.

ABSTRACT

The author presents the theoretical basis for the method of calculating the metal contact surface area with a plastic deforming tool when rolling solid products at an angle with the goal of shaping the profile of the rotating circular rolled object, making Initial basis for calculating the necessary rolling force to design technology applicable to selected typical products.

Keywords: Deformation; Contact surface; Processing quality; Solid rolling; Hire round.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khi cán ngang sản phẩm đặc hình tròn xoay giữa các trục cán tròn, bề mặt tiếp xúc có thể tính như diện tích của một hình chữ nhật có cạnh dài bằng chiều dài trục cán hoặc sản phẩm cán, còn bề rộng thì phụ thuộc vào giá trị của lượng biến dạng dẻo hướng kính Δr , bán kính phôi r và bán kính trục cán R . Với độ chính xác đủ cần thiết để áp dụng trong thực tiễn có thể coi $AB \approx AC$ (hình 1), khi đó, [1]:

$$AB \approx \sqrt{(r + \Delta r)^2 - (r + BC)^2} = \sqrt{R^2 - (R - BC)^2} = b$$

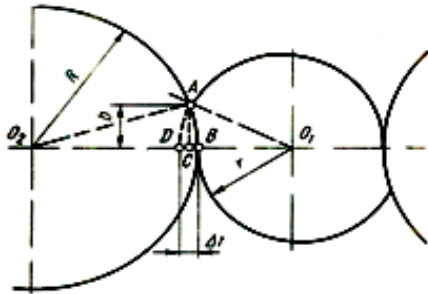
Nếu bỏ qua các số hạng bình phương của Δr và BC trong biểu thức đó thì:

$$\begin{aligned} BC &= \frac{r \cdot \Delta r}{r + R} \\ b &\approx \sqrt{\frac{2 R \cdot r}{r + R}} \cdot \Delta r \end{aligned} \quad (1)$$

Sử dụng phương trình (1) có thể tìm được chiều rộng lý tưởng của bề mặt tiếp xúc, còn trên thực tế nó sẽ có giá trị hơi lớn hơn vì có sự trượt kim loại về hướng ngược lại theo đường nối tâm trục của các trục cán và phôi

cán. Sự dịch chuyển kim loại đó xảy ra là do sự đè lún đồng thời với biến dạng nén đàn hồi của các trục cán và phôi cán.

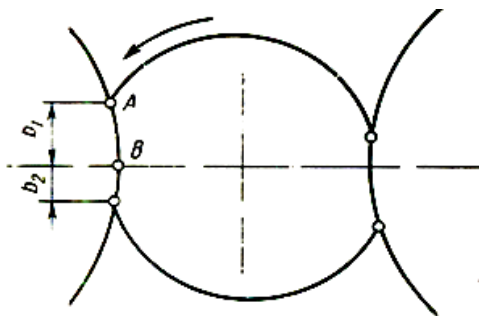
2. BIẾN DẠNG TIẾP XÚC



Hình 1. Sơ đồ biến dạng phôi kim loại đặc khi cán ngang [2]

Sự xuất hiện biến dạng đè lún đó có thể được giải thích bởi giả thiết cho rằng: tại điểm B (hình 2) tốc độ góc của trục cán lớn hơn so với tốc độ phôi cán và do vậy, các trục cán có xu hướng tiến tới đẩy lùi một phần kim loại của phôi cán nằm cạnh chúng với tốc độ lớn hơn so với tốc độ của các phần kim loại khác trên phôi cán.

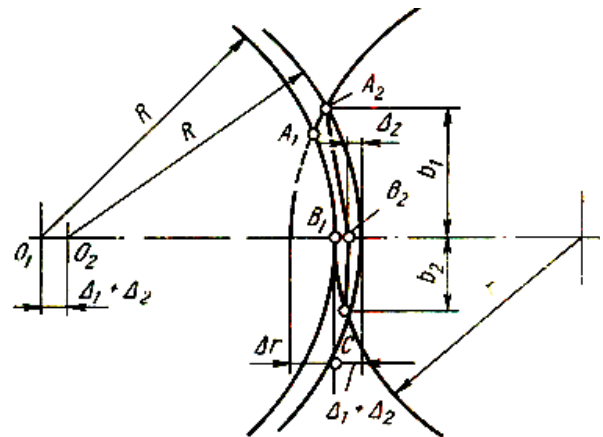
Ảnh hưởng của sự đè lún bề mặt tiếp xúc lần đầu tiên được các tác giả I. C. Pobednuri và C. P. Granovsky phát hiện ra và đã được tác giả công trình [3] trích dẫn. Họ đã đo được kích thước của các vết lõm do trục cán để lại khi cán ở các điều kiện khác nhau và xác định được tỷ số $b_2/b_1 = 0,35 \div 0,75$.



Hình 2. Ảnh hưởng của sự nén ép kim loại lên bề mặt tiếp xúc với trục cán, [3]

Mặt khác, có thể cho rằng: kết quả đo các giá trị đè lún hơi cao hơn vì trục cán đã để lại khi cán các vết lõm có diện tích lớn hơn bề mặt tiếp xúc thực tế, vì có sự đẩy lùi các trục cán sau khi dừng quay một góc khá nhỏ theo chiều ngược lại so với chiều quay trục cán khi thí nghiệm.

Khi cán kim loại với áp lực tiếp xúc cao và đặc biệt là cán ở trạng thái nguội thì biến dạng đàn hồi cục bộ của trục cán gây ảnh hưởng rất đáng kể đến diện tích bề mặt tiếp xúc. Để xác định giá trị b có tính đến biến dạng nén đàn hồi, ta hãy khảo sát vùng biến dạng (hình 3) khi cán ngang theo phương pháp luận đề cập trong công trình [4]: ký hiệu biến dạng cục bộ của trục cán theo hướng kính là Δ_1 , còn phôi cán là Δ_2 .

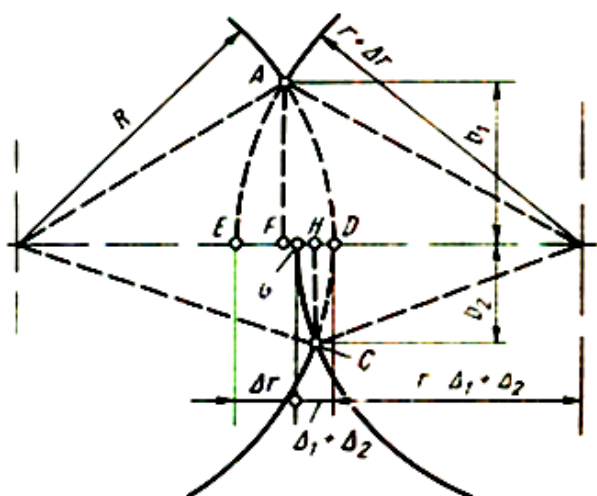


Hình 3. Sơ đồ tiếp xúc trục cán với phôi cán khi cán ngang có tính đến biến dạng nén đàn hồi của chúng, [3]

Để cho phôi cán nhận được biến dạng dư theo hướng kính có giá trị cần thiết Δr thì cần phải dịch chỉnh trục cán về phía phôi cán một khoảng bằng tổng của hai biến dạng đó ($\Delta_1 + \Delta_2$), và khi đó tâm trục cán dịch chuyển từ điểm O_1 đến điểm O_2 . Do kết quả của biến dạng đàn hồi đó mà chiều dài cung tiếp xúc tăng lên vì điểm góc của nó dịch chuyển từ điểm A_1 đến

Theo sơ đồ trên hình 4 dưới đây thì chiều dài đoạn thẳng b có thể được xác định theo biểu thức, [5]:

$$b_1 = \sqrt{R^2 - (R - DF)^2} = \sqrt{(r + R)^2 - (r + \Delta r - EF)^2}$$



Hình 4. Sơ đồ tiếp xúc trực cán với phôi cán khi
cán ngang phôi đặc [5]

Khai triển biểu thức này và bỏ qua các số hạng bình phương và tích số của DF, EF và Δr vì chúng có giá trị không đáng kể so với R và r.

Nếu chú ý rằng: $DF + EF = \Delta r + \Delta_1 + \Delta_2$,

$$\text{ta có: } b_1 = \sqrt{\frac{2R.r}{R+r}(\Delta r + \Delta_1 + \Delta_2)} \quad (2)$$

Bằng cách tương tự có thể tìm được chiều dài đoạn tiếp xúc theo hướng ngược lại của đường nối tâm trục cán và phôi cán, tức là đoạn B_2C .

$$b_2 = B_2C \approx \sqrt{R^2 - (R - DH)^2} = \sqrt{r^2 - (r - GH)^2}$$

Nếu bỏ qua các số hạng bình phương của DH, GH và chú ý rằng $DH + GH = \Delta_1 + \Delta_2$,

$$\text{thi: } b_2 \approx \sqrt{\frac{2R.r}{R+r}} (\Delta_1 + \Delta_2) \quad (3)$$

So sánh điều đó với phương trình (1), ta nhận được chiều rộng bề mặt tiếp xúc có tính đến biến dạng đàn hồi:

$$b = b_1 + b_2 \approx \sqrt{\frac{2R.r}{R+r} \cdot \Delta r} + b_2^2 + b_2 \quad (4)$$

Giá trị b_2 trong biểu thức (4) nếu biết được tổng biến dạng theo hướng kính $\Delta_1 + \Delta_2$ thì có thể xác định được một cách gần đúng theo công thức Hertxa áp dụng cho trường hợp nén hai hình trụ. Nếu bỏ qua sự không đối xứng khi nén hai hình trụ qua đường nối trục tâm của chúng thì chiều dài đoạn B2C có thể biểu diễn dưới dạng:

$$b = b_1 + b_2 \approx \sqrt{4q(k_1 + k_2) \frac{Rr}{R+r}} \quad (5)$$

Trong đó: q – Tải trọng trên một đơn vị chiều dài hình trụ; k_1 và k_2 – Các hệ số phụ thuộc vào vật liệu trục cán và phôi cán.

Các hệ số k_1 và k_2 được xác định như sau:

$$k_I = (1 - \mu_I^2)/\pi E_I$$

$$k_2 = (1 - \mu_2^2)/\pi E_2$$

Ở đây: μ_1 và μ_2 – Hệ số Poát-xông vật liệu trục cán và phôi cán; E_1 và E_2 – Mô đun đàn hồi.

Giá trị q biểu diễn thông qua áp lực riêng p bằng biểu thức:

$$q = 2b_2 \cdot p$$

Khi đó, ta có:

$$b_2 \approx 8(k_1 + k_2) \cdot \frac{R \cdot r}{R + r} \cdot p \quad (6)$$

Cần chú ý rằng: công thức của nhà khoa học Hichkoc đề xuất được sử dụng để tính chiều dài cung tiếp xúc biến dạng khi cán ngang có thể nhận được từ phương trình (2.4) như một trường hợp riêng với: $r = \infty$; $\Delta r = \Delta h/2$; $k_1 = 0$. Khi cán ngang sản phẩm có hình nón hoặc hình cầu, bề mặt tiếp xúc được xác định bằng cách tương tự như trên bởi sử dụng phép chia vật thể cán đang được khảo sát thành hàng loạt đoạn nhỏ và tính toán cho từng đoạn đó Δr_x và b_x . Khi đó, tổng diện tích bề mặt tiếp xúc sẽ là:

$$F = \sum \frac{b_x + b_{x+1}}{2} \cdot \Delta l \quad (7)$$

Trong đó: Δl - Chiều dài một đoạn mà tại đó giới hạn của nó có chiều rộng bề mặt tiếp xúc là b_x và b_{x+1} .

3. KẾT LUẬN

- Bề mặt tiếp xúc khi cán nghiêng cũng có thể được tính theo công thức (2.7), nhưng khi đó cần xác định giá trị b_x theo các công thức (2.1) hoặc (2.6) và cần tính Δr theo công thức đã trình bày ở phần trên.

- Tính toán bề mặt tiếp xúc kim loại phôi cán với trục cán khi cán nghiêng các sản phẩm đặc tròn xoay trên đây rất quan trọng đối với việc thiết kế công nghệ cán chu kỳ.

- Đối với từng loại vật liệu cán cụ thể, cần tiến hành thực nghiệm để xác định các thông số cơ bản nhất về thuộc tính vật liệu cán biến dạng dẻo cho phù hợp. ♦

Ngày nhận bài: **19/3/2024**

Ngày phản biện: **01/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế; *Nghiên cứu động học quá trình cán chu kỳ trong cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2001, số 55 (T 12/2001), trang 15-16.
- [2]. Hà Minh Hùng, Phạm Văn Quế, Đinh Tiến Dũng, Nguyễn Thanh Bình; *Nghiên cứu động học quá trình cán nghiêng cơ khí*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2002, số 56+57 (T1+2/2002), trang 33-34.
- [3]. А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильков, С. П. Грановский, Е. А. Жукевич (Под редакцией академика А. И. Целикова), *Специальные прокатные станы*, Издательство "Металлургия", Москва, 1971, 336 стр..
- [4]. Лившинц Г. А., *Исследование поперечно-винтовой прокатки периодического сечения на трехвалковом стане*, ЦНИИТМАШ, Мазгиз, кн. 73.
- [5]. Кирпичников Ф. П., *Производство точных заготовок машино-строительных деталей прокаткой*, НИИИформатмаш.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP SỐ PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH LÀM VIỆC CỦA BÁNH LÁI DẠNG ĐUÔI CÁ

USING NUMERICAL METHOD TO INVESTIGATE A FISHTAIL RUDDER'S
HYDRODYNAMIC PERFORMANCE

Nguyễn Chí Công, Nguyễn Mạnh Nền
Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Bánh lái dạng đuôi cá “Fishtail rudder” là bánh lái có biên dạng profile khí động, phía mép thoát của profile cánh có biên dạng loe giống đuôi cá, khác với mép thoát của profile cánh truyền thống. So với bánh lái truyền thống có cùng kích thước, bánh lái dạng đuôi cá có hệ số lực bẻ lái lớn hơn, cải thiện đáng kể khả năng quay trở của tàu trong quá trình điều động. Bài báo này sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học của hệ thống chân vịt – bánh lái dạng đuôi cá. Chân vịt sử dụng trong bài báo này có đường kính 3,65 m, số vòng quay 200 vòng/phút, tỷ số bước cánh $H/D = 0,6$. Bánh lái có chiều cao 4,8m, chiều rộng lớn nhất 3,45m, chiều rộng nhỏ nhất 2,45m, biên dạng profile gốc là NaCa 0018, độ loe của mép thoát profile bằng 9% độ dài dây cung profile gốc. Kết quả nghiên cứu của bài báo là cơ sở quan trọng trong tính toán tối ưu hóa thiết kế, sử dụng bánh lái đuôi cá trên nhiều loại tàu khác nhau cũng như cải thiện hiệu suất của chúng trong quá trình vận hành tàu.

Từ khóa: Bánh lái đuôi cá; CFD.

ABSTRACT

Fishtail rudder is a rudder with an aerodynamic profile. Its trailing edge of the profile has a fishtail as flared profile, different from the trailing edge of a traditional profile. Compared to a traditional rudder with the same size, a fishtail rudder has a larger steering force coefficient, significantly improving the ship's ability to turn during maneuvering. This article uses numerical methods to investigate the hydrodynamic characteristics of the fishtail propeller – rudder system. The propeller used in this article has a diameter of 3.65 m, rotation number of 200 rpm, blade pitch ratio $H/D = 0.6$. The rudder has a height of 4.8m, maximum width 3.45m, minimum width 2.45m, original profile profile is NaCa 0018, flare of profile exit edge is 9% of original profile chord length. The research results of the article are an important basis for calculating and optimizing design, using fishtail rudders on many different types of ships as well as improving their performance during ship operation.

Keywords: Fishtail rudder; CFD.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Ngày nay, vận tải đường biển ngày càng đóng vai trò quan trọng trong sự phát triển kinh tế toàn cầu nói chung và của mỗi quốc gia nói riêng. Đường biển không chỉ là phương tiện hiệu quả về chi phí để vận chuyển hàng hóa trên quy mô lớn mà còn là một yếu tố quyết định trong quá trình mở rộng thị trường và giao thương quốc tế. Kỹ thuật hàng hải liên tục tìm kiếm các giải pháp mới để nâng cao hiệu suất thân tàu, tối ưu khả năng cơ động của tàu trong quá trình khai thác. Một trong những giải pháp tối ưu cải thiện khả năng điều động của tàu hiện nay là sử dụng hệ thống bánh lái dạng đuôi cá “Fishtail Rudder”. Bánh lái đuôi cá, có biên dạng profile cánh gồm hai phần: Phần đầu từ mép vào đến 80% độ dài dây cung là biên dạng profile khí động, phần đuôi từ 80% độ dài dây cung là phần loe giống đuôi cá. So với bánh lái truyền thống, bánh lái dạng đuôi cá có hệ số lực bề lái lớn hơn giúp tàu cải thiện đáng kể khả năng khả năng điều động trong quá trình khai thác. Bài viết này sử dụng phương pháp số để nghiên cứu trường dòng bao quanh hệ thống chân vịt bánh lái đuôi cá, từ đó đánh giá hiệu quả của bánh lái đuôi cá trong quá trình vận hành cũng như sự ảnh hưởng của nó đến đặc tính thủy động lực học của chân vịt. Nghiên cứu này có đóng góp quan trọng với ngành hàng hải, là cơ sở lý thuyết quan trọng tính toán thiết kế, tối ưu hệ thống bánh lái nhằm nâng cao hiệu quả điều động tàu.

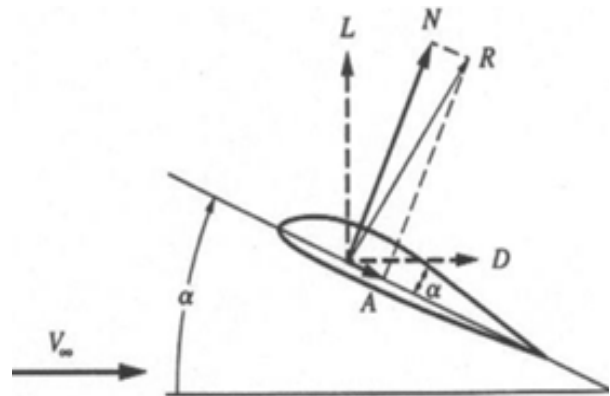
2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Đặc tính thủy động lực học của profile cánh

Xét profile cánh đặt trong dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc V_∞ góc hợp bởi véc-tơ vận tốc dòng chảy và dây cung profile là α , theo lý thuyết cánh dòng chất lỏng sẽ tác

dụng lên profile một lực thủy động lực học R . Hình chiếu của lực thủy động lực học này trên trục x, y lần lượt là L và D . Các hệ số lực nâng C_L và hệ số lực cản C_D của profile được xác định như sau [1, 2]:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 c}; C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 c} \quad (1)$$



Hình 1. Lực thủy động do dòng chảy tác động lên profile cánh.

Hai hệ số lực cản và lực nâng của profile cánh là hai thông số quan trọng quyết định đến đặc tính thủy động lực học của bánh lái tàu thủy.

2.2. Các phương trình cơ bản trong tính toán mô phỏng số

Trong tính toán mô phỏng số trường dòng bao quanh hệ thống chân vịt, bánh lái, ta coi dòng chảy là dòng chất lỏng không nén được, chuyển động dừng, các định luật mô tả đặc tính của dòng chảy là định luật bảo toàn khối lượng, và phương trình Navier – Stokes được viết như sau [3-5]:

- Phương trình liên tục:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

■ Phương trình Navier – Stokes:

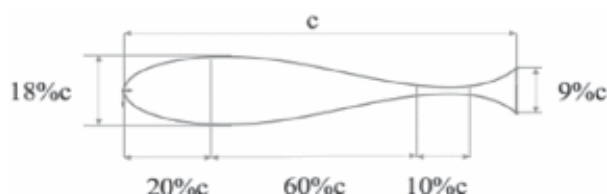
$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u + g \quad (3)$$

Trong đó, ρ là khối lượng riêng của chất lỏng, p là áp suất của chất lỏng, u là vận tốc của dòng chất lỏng, g là gia tốc trọng trường.

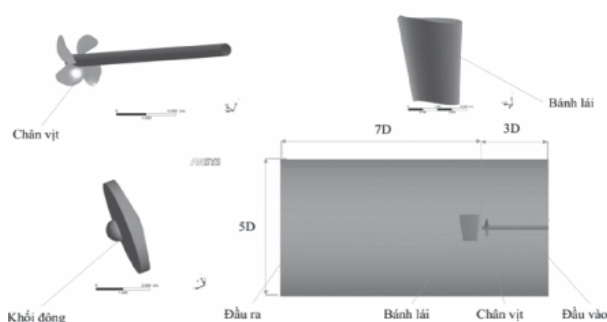
3. TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG SỐ

3.1. Mô hình bài toán và chia lưới

Bánh lái khảo sát có biên dạng profile gốc là Naca 0018 và có chiều phần lồi của mép thoát profile bằng 9% chiều dài dây cung profile Hình 2. Bánh lái có chiều cao là 4,8 m, chiều dài dây cung lớn nhất là 3,45 m, chiều dài dây cung nhỏ nhất là 2,45m.



Hình 2. Biên dạng profile cánh bánh lái



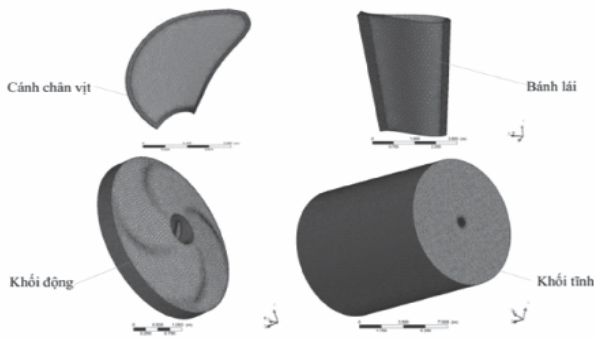
Hình 3. Mô hình chân vịt, bánh lái và kích thước miền không gian tính toán

Chân vịt sử dụng trong nghiên cứu này là chân vịt 4 cánh SeriB, đường kính 3,65 m, tỷ số bước $H/D = 0,67$, tỷ số mặt đĩa $A_e = 0,64$, vận tốc quay của trục chân vịt là 200 vòng/phút, và biên dạng profile cánh là Naca 66.

Bảng 1. Thông số lưới của miền không gian khảo sát

Stt	Tên	Số nút	Số phần tử
1	Khối động	1397412	281981
2	Khối tĩnh	1851491	347639
3	Toàn bộ	3248903	629620

Phần mềm Solidworks với nhiều ưu điểm trong thiết kế và mô hình hoá các vật thể có bề mặt cong phức tạp được sử dụng để xây dựng mô hình hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá. Mô hình hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá sau khi mô hình hoá bằng phần mềm Solidworks (Hình 3), bước tiếp theo trong quá trình tính toán mô phỏng số là xây dựng miền không gian khảo sát cho bài toán. Miền không gian khảo sát có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của kết quả tính toán mô phỏng, kích thước của miền không gian tính toán phải đủ lớn để xét đến các yếu tố tương tác của dòng chảy với hệ thống chân vịt – bánh lái. Để xác định được kích thước của miền không gian tính toán, nhóm tác giả đã tham khảo một số bài báo khoa học uy tín được công bố trên ScienceDirect.com [4-6]. Miền không gian tính toán là khối trụ có đường kính bằng 5 lần đường kính chân vịt, chiều dài bằng 10 lần đường kính chân vịt, chi tiết kích thước miền không gian tính toán như trên Hình 3. Miền không gian tính toán được chia làm hai khối: Khối động là khối chất lỏng bao quanh chân vịt, khối tĩnh là khối chứa bánh lái. Hai khối này liên kết với nhau bằng các mặt liên kết “Interface”, và được mô hình hoá bằng lưới đa diện sử dụng công cụ ICEM – Meshing tool trong gói phần mềm Ansys. Miền không gian khảo sát, cánh chân vịt sau khi chia lưới và các thông số của lưới dùng để tính toán mô phỏng như trên Bảng 1, Hình 3.



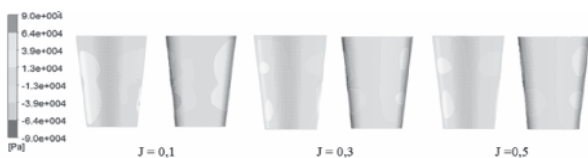
Hình 4. Chân vịt, bánh lái và miền không gian tính toán sau khi chia lưới

3.2. Mô hình tính toán mô phỏng và điều kiện biên

Mô hình rối hai phương trình RNG k- ϵ tiêu chuẩn được sử dụng để tính toán mô phỏng trường dòng chảy bao quanh hệ thống chân vịt và bánh lái đuôi cá. Đầu vào được chọn là “Velocity Inlet” với giả thiết là vận tốc phân bố đều trên toàn bộ tiết diện đầu vào của miền không gian tính toán, đầu ra được chọn là “Pressure Outlet” với áp suất dư là 0 Pa. Khối động có chứa chân vịt được đặt là “Moving Frame” quay xung quanh trục của chân vịt với vận tốc góc $\omega = 200$ vòng/phút. Mối liên hệ giữa năng lượng giữa các phần tử chất lỏng thuộc khối động và khối tĩnh được tính toán thông qua mặt liên kết “Interface”. Thuật toán nội suy mối quan hệ vận tốc áp suất là “SIMPLE Algorithm”, điều kiện hội tụ khi tính toán được đặt cho các biến là 0,001.

4. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

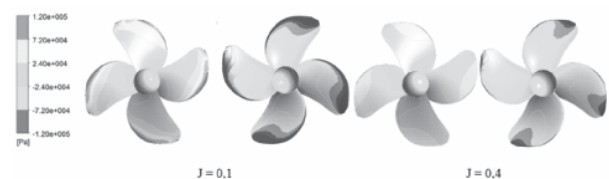
4.1. Đặc tính thủy động lực học bánh lái đuôi cá



Hình 5. Phân bố áp suất trên hai mặt bánh lái tại $J = 0,1; 0,3; 0,5$

Hình 5 là phân bố áp suất trên hai mặt của bánh lái ở hệ số tiến $J = 0,1; 0,3; 0,5$. Trên hình cho thấy rằng, khi tàu chuyển động thẳng tương ứng với góc bề lái là 0° thì phân bố áp suất trên hai bề mặt bánh lái không đối xứng, điều này chứng tỏ rằng khi tàu chưa quay lái thì trên bánh lái vẫn có thành phần lực ngang tác dụng vuông góc với trục bánh lái. Nguyên nhân gây ra hiện tượng này là do dòng chảy trước khi đi vào bánh lái đã tương tác với cánh chân vịt, khiến cho chiều véc-tơ vận tốc của các phần tử chất lỏng trong trường dòng không còn đồng nhất nữa mà luôn hợp với chiều dây cung profile bánh lái một góc nào đó. Theo lý thuyết cánh thì dòng chất lỏng này sẽ gây nên sự phân bố áp suất bất đối xứng trên hai bề mặt của bánh lái. Lực ngang xuất hiện do sự phân bố áp suất bất đối xứng trên hai bề mặt bánh lái làm tàu luôn chuyển động theo quỹ đạo zigzag bám sát hành trình đã định.

4.2. Phân bố áp suất trên cánh chân vịt



Hình 6. Phân bố áp suất trên mặt hút và mặt đẩy cánh chân vịt tại $J = 0,1, J = 0,4$

Hình 6 là phân bố áp suất trên mặt đẩy và mặt hút của cánh chân vịt tại hệ số tiến 0,1, 0,4. Phân bố áp suất trên hai bề mặt cánh chân vịt tuân theo quy luật phân bố áp suất của máy thủy lực cánh dẫn hướng trục, khi hệ số tiến J tăng thì sự chênh lệch áp suất giữa mặt đẩy và mặt hút của cánh giảm xuống, điều đó dẫn đến hệ số lực đẩy K_T và hệ số mô-men K_Q của cánh chân vịt giảm [7-9]. Phân bố áp suất trên bề mặt đẩy cánh chân vịt giảm dần từ mép vào của cánh đến mép thoát của cánh, vùng áp suất nhỏ nhất trên mặt đẩy tập trung ở vùng gần bầu

chân vịt. Trên mặt hút của cánh tăng phân bố áp suất tăng dần từ đỉnh cánh đến vùng chân cánh của chân vịt, vùng áp suất lớn nhất tại mặt hút là vùng chân cánh tại mép vào. Áp suất trên mặt đẩy cánh chân vịt giảm dần từ mép vào đến mép thoát của cánh, áp suất lớn nhất tại mặt đẩy cánh là $1,2 \cdot 10^5$ Pa tương ứng với hệ số tiến $J = 0,1$. Ngược lại, áp suất tại mặt hút tăng dần từ mép vào đến mép ra của cánh, áp suất nhỏ nhất tại mặt hút cánh là $-1,2 \cdot 10^5$ Pa tương ứng với hệ số tiến $J = 0,1$. Áp suất tại mặt hút của cánh tại mép vào nhỏ hơn áp suất hơi bão hoà, do đó cánh chân vịt dễ xảy ra hiện tượng xâm thực khi hoạt động tại điều kiện nặng tải tương ứng với hệ số tiến J nhỏ.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học của hệ thống chân vịt – bánh lái đuôi cá ở các vận tốc khai thác khác nhau. Dưới đây là một số kết quả chính của bài báo.

- Sử dụng phương pháp số khảo sát đặc tính thủy động lực học, phân tích trường dòng chảy bao quanh hệ thống bánh lái dạng đuôi cá với hệ số tiến $J = 0,1 \div 0,7$.

- Kết quả tính toán mô phỏng số cho thấy rằng ở các hệ số tiến J khác nhau, góc bề lái 0° , phân bố áp suất trên hai mặt của bánh lái là bất đối xứng dẫn tới xuất hiện thành phần lực ngang vuông góc với trục bánh lái trong quá trình vận hành tàu.

- Kết quả tính toán mô phỏng số cũng cho thấy rằng, khi vận tốc khai thác tăng lên tương ứng với hệ số tiến J từ $0,1 \div 0,7$ thì phân bố áp suất trên mặt hút và mặt đẩy cánh chân vịt giảm xuống. Tại hệ số tiến $J = 0,1$, áp suất trên mặt đẩy cánh đạt giá trị lớn nhất là $1,2 \cdot 10^5$ Pa

tại mép vào của cánh chân vịt. Vùng mép thoát tại mặt hút cánh chân vịt có áp suất nhỏ nhất là $-1,2 \cdot 10^5$ Pa, điều này dẫn tới phần diện tích cánh chân vịt ở mép thoát tại mặt hút dễ xảy ra hiện tượng xâm thực trong quá trình vận hành.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT23-24.29. ❖

Ngày nhận bài: **25/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. John D, A., Jr, *Fundamental of aerodynamics*. Mc Graw-hill.
- [2]. Worthy, J., *The Fish Tail Rudder proven at sea to outperform all other high performance rudders*, J.W. Company, Editor. 2018.
- [3]. ANSYS Fluent Theory Guide. 2013. 814.
- [4]. Zhang, Y.-x., K. Chen, and D.-p. Jiang, *CFD analysis of the lateral loads of a propeller in oblique flow*. Ocean Engineering, 2020. 202: p. 107153.
- [5]. Wang, L., et al., *Experiments and CFD for the propeller wake of a generic submarine operating near the surface*. Ocean Engineering, 2020. 206: p. 107304.
- [6]. Javanmard, E., E. Yari, and J.A. Mehr, *Numerical investigation on the effect of shaft inclination angle on hydrodynamic characteristics of a surface-piercing propeller*. Applied Ocean Research, 2020. 98: p. 102108.
- [7]. Sun, S., et al., *Numerical study of scale effect on the wake dynamics of a propeller*. Ocean Engineering, 2020. 196: p. 106810.
- [8]. Ortolani, F., et al., *Propeller performance on a model ship in straight and steady drift motions from single blade loads and flow field measurements*. Ocean Engineering, 2020. 197: p. 106881.
- [9]. Zhang, Y.-x., et al., *A numerical study on the interaction between forward and aft propellers of hybrid CRP pod propulsion systems*. Ocean Engineering, 2019. 186: p. 106084.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG PHẦN MỀM CAE ĐỂ PHÂN TÍCH DÒNG CHẢY NHỰA TRONG KHUÔN ÉP NHỰA VÀ DỰ BÁO LỖI CHO SẢN PHẨM SAU KHI ÉP

A STUDY ON THE APPLICATION OF CAE SOFTWARE IN ANALYZING THE FLOW OF PLASTIC IN INJECTION MOLD AND PREDICTION OF THE FAULTS OF PLASTIC PRODUCTS AFTER INJECTION PROCESSES

Nguyễn Mạnh Nền, Nguyễn Chí Công
Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Bài báo đề xuất phương án ứng dụng các phần mềm CAE (Computer-Aided Engineering) để mô phỏng và phân tích dòng chảy nhựa trong khuôn ép nhựa. Từ kết quả phân tích này có thể tìm ra vị trí đặt miệng phun tối ưu để đảm bảo quá trình điền đầy của nhựa trong khuôn, đồng thời có thể dự báo lỗi hay khuyết tật có thể xảy ra trong sản phẩm sau khi ép. Nhờ vào kết quả phân tích dự báo lỗi mà kỹ sư thiết kế khuôn ép nhựa có thể điều chỉnh kết cấu sản phẩm, điều chỉnh các thông số ép phun một cách phù hợp để hạn chế các khuyết tật có thể xảy ra. Việc này giúp người thiết kế khuôn lựa chọn và điều chỉnh thông số ép phun một cách thuận tiện và chính xác, đồng thời nó cũng giúp giảm đáng kể thời gian thử nghiệm và sửa chữa khuôn sau khi gia công.

Từ khóa: CAE; Khuôn ép nhựa; Mô phỏng.

ABSTRACT

This paper proposes a method for applying CAE (Computer-Aided Engineering) software to simulate and analyze the flow of plastic in injection molds. From this analysis, the optimal location for the sprue and gate can be determined to ensure proper filling of the mold with plastic, while also predicting potential faults or defects that may occur in the product after molding. Based on the predicted fault analysis, plastic mold designers can adjust the product structure and injection parameters appropriately to minimize potential defects. This allows mold designers to conveniently and accurately select and adjust injection parameters, significantly reducing testing and mold repair time after processing.

Keywords: CAE; Plastic injection mold; Simulation.



1. TỔNG QUAN

Trên thế giới cũng như ở Việt Nam, ngành công nghiệp nhựa dù còn non trẻ so với các ngành công nghiệp lâu đời khác như cơ khí, điện – điện tử, hoá chất, dệt may... nhưng đã có sự phát triển mạnh mẽ trong những năm gần đây. Ngành nhựa giai đoạn 2010-2020, là một trong những ngành công nghiệp có tăng trưởng cao nhất Việt Nam với mức tăng hàng năm từ 16-18% (chỉ sau ngành viễn thông và dệt may), có những mặt hàng tốc độ tăng trưởng đạt gần 100%/năm [1].

Hiện tại, các sản phẩm của nhựa Việt Nam đã có mặt tại 160 thị trường trên thế giới, kể cả những thị trường đòi hỏi chất lượng cao, tiêu chuẩn kỹ thuật tối ưu như Nhật Bản, Mỹ, EU [1]. Có thể nói, công nghiệp nhựa là ngành sản xuất có tiềm năng phát triển lớn ở Việt Nam.

Trong ngành công nghiệp sản xuất nhựa, phun ép nhựa là một trong những phương pháp được sử dụng phổ biến nhất để tạo ra các sản phẩm nhựa có hình dạng và kích thước từ đơn giản đến phức tạp. Để đảm bảo chất lượng sản phẩm cuối cùng và tối ưu hóa hiệu suất của quá trình sản xuất, việc áp dụng các phần mềm Mô phỏng và Phân tích (CAE) vào thiết kế khuôn ép nhựa đã trở nên ngày càng phổ biến.

Bài báo này tập trung vào nghiên cứu về ứng dụng các phần mềm CAE để phân tích dòng chảy nhựa trong quá trình ép nhựa và dự báo lỗi cho sản phẩm sau khi ép. Bằng cách kết hợp các công cụ mô phỏng và phân tích mạnh mẽ của CAE, người thiết kế có thể tiến hành các phân tích chi tiết về dòng chảy nhựa trong khuôn ép và dự đoán vị trí và nguyên nhân của các lỗi có thể xảy ra. Điều này giúp họ điều chỉnh các tham số quá trình để tối ưu hóa chất

lượng sản phẩm và giảm thiểu sản phẩm lỗi trong quá trình sản xuất.

Với sự phát triển không ngừng của công nghệ và khả năng tính toán ngày càng cao của các phần mềm CAE, việc ứng dụng chúng trong quá trình sản xuất nhựa đang trở thành một yếu tố quan trọng để nâng cao chất lượng sản phẩm, tối ưu hóa quy trình sản xuất và giảm thiểu lãng phí. Bài báo này sẽ đi sâu vào nghiên cứu về các ứng dụng cụ thể của các phần mềm CAE trong phân tích dòng chảy nhựa và dự báo lỗi cho sản phẩm ép nhựa.

Các nghiên cứu thiết kế khuôn ép nhựa nói chung và về ứng dụng CAE vào thiết kế khuôn ép nhựa ở Việt Nam vẫn còn chưa thực sự phổ biến. Tác giả Phạm Văn Sáng và các cộng sự đã nghiên cứu tập trung tìm ra phương pháp làm mát tối ưu cho khuôn ép nhựa bằng cách thay đổi đặc tính làm việc của hệ thống làm mát và với việc thay đổi vật liệu của chi tiết dựa trên phương pháp mô phỏng số sử dụng phần mềm Simcenter STAR - CCM+ [2]. Các tác giả Nguyễn Thị Hiền, Hoàng Long ứng dụng phần mềm Moldflow để mô phỏng dòng chảy của nhựa trong quá trình ép phun sản phẩm [3], nghiên cứu này đã mô phỏng và phân tích được các đặc tính vật lý của dòng chảy nhựa, các thông số như các thông số về chu kỳ sản xuất, thời gian điền đầy, thời gian để lấy sản phẩm ra khỏi khuôn.

Tuy nhiên, các phần mềm CAE hiện nay có thể làm được nhiều hơn thế, ngoài việc mô phỏng các thông số vật lý của dòng chảy, nó còn có thể phân tích và dự báo một số lỗi có thể xảy ra trên sản phẩm.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tập trung nghiên cứu mô phỏng dòng chảy nhựa trong khuôn ép và dự báo các khuyết tật có thể

xảy ra của sản phẩm sau khi ép bằng cách ứng dụng phần mềm Moldflow.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Cơ sở lý thuyết về mô phỏng dòng chảy nhựa

Cơ sở lý thuyết cho việc mô phỏng dòng chảy trong khuôn ép nhựa có thể được chia thành các yếu tố sau:

Lực đẩy và lực cản: Trong quá trình ép nhựa, lực đẩy được áp dụng để đẩy nguyên liệu nhựa vào khuôn ép. Trái lại, lực cản xảy ra do ma sát giữa nhựa và bề mặt khuôn, cũng như do lực cản nội bộ trong quá trình chảy. Cả hai yếu tố này cần được xem xét để đánh giá được dòng chảy và áp suất cần thiết cho quá trình ép.

Biến dạng chảy: Nhựa trong quá trình ép sẽ trải qua một loạt các biến dạng từ trạng thái cứng đến trạng thái lỏng, rồi từ trạng thái lỏng đến trạng thái cứng trở lại sau khi làm nguội. Quá trình này thường được mô tả bằng các mô hình lưu biến học (Rheology), như mô hình Maxwell hoặc mô hình Kelvin-Voigt.

Phân tán nhiệt: Trong quá trình ép, nhiệt độ của nhựa thường tăng lên vì lực ma sát và lực cản, cũng như do nhiệt độ của khuôn ép. Việc quản lý nhiệt độ là một yếu tố quan trọng để đảm bảo chất lượng và độ đồng đều của sản phẩm cuối cùng.

Độ nhớt và cấu trúc chảy: Nhựa có thể có độ nhớt khác nhau tùy thuộc vào nhiệt độ và áp lực. Mô phỏng cần xem xét cả độ nhớt và cấu trúc chảy của nhựa để dự đoán hiệu suất chảy và độ hoàn hảo của sản phẩm.

Luồng chảy và lưu chất: Mô phỏng

dòng chảy cũng cần xem xét các thuật ngữ liên quan đến luồng chảy như tốc độ, áp lực, hàm lượng chất độn, và mô hình hóa lưu chất để đảm bảo rằng nhựa được đẩy mạnh mẽ và đồng đều vào khuôn ép.

Tính toán và mô phỏng: Các phương pháp tính toán và mô phỏng như phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method – FEM) hoặc phương pháp phần tử biên (Boundary Element Method – BEM) thường được sử dụng để mô phỏng quá trình chảy nhựa trong khuôn ép. Điều này bao gồm việc xem xét các điều kiện biên, đặc tính vật lý của vật liệu, và điều kiện biến đổi nhiệt độ và áp lực.

Tóm lại, cơ sở lý thuyết cho việc mô phỏng dòng chảy trong khuôn ép nhựa bao gồm các yếu tố về lực đẩy, lực cản, biến dạng chảy, nhiệt độ, độ nhớt, luồng chảy, các phương pháp tính toán và mô phỏng để dự đoán và tối ưu hóa quá trình sản xuất.

2.2. Các khuyết tật có thường gặp của sản phẩm nhựa sản xuất bằng phương pháp ép phun

Sản phẩm nhựa sản xuất bằng phương pháp ép phun có thể xuất hiện nhiều dạng khuyết tật khác nhau. Một số khuyết tật có thể được dự báo và có biện pháp xử lý thông qua mô phỏng, phân tích nhưng một số khuyết tật thì không thể dự báo trước. Các khuyết tật thường gặp trong quá trình ép phun có thể kể đến như sau:

Cong vênh (Warpage): Cong vênh là hiện tượng mà sản phẩm nhựa sau khi ép xong, đưa ra ngoài môi trường tự nhiên bị cong, vênh so với thiết kế.

Lõm bề mặt (Sink marks): Đây là hiện tượng sản phẩm sau khi ép nhựa, trên bề mặt 

của nó xuất hiện một số vị trí bị lõm một phần xuống so với bề mặt xung quanh.

Thiếu liệu (Short Shots): Hiện tượng này xảy ra khi nhựa nóng chảy được phun vào lòng khuôn nhưng lại không thể điền đầy không gian bên trong lòng, hoặc các lòng khuôn khiến cho khi lấy sản phẩm ra, sản phẩm không hoàn thiện do thiếu một phần nào đó và trở thành phế phẩm.

Bọt khí – rỗ khí (Air trap, Vacuum Voids): Hiện tượng này gây ra các bọt khí nhỏ ở bên trong thành sản phẩm hoặc các lỗ nhỏ li ti trên bề mặt sản phẩm.

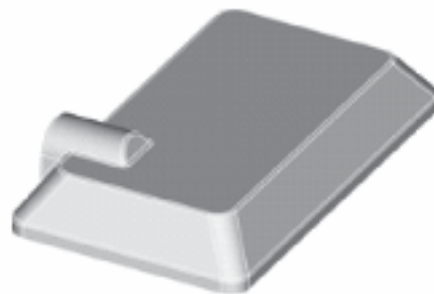
Đường hàn hay đường nối nhựa (Weld lines): Trong lòng khuôn, khi các dòng nhựa chảy theo các hướng khác nhau gặp nhau thì chính tại vị trí gặp nhau ấy thường hình thành nên đường hàn hay đường nối.

Ba-via (Burr): Hiện tượng sản phẩm bị ba-via xảy ra là do một lớp vật liệu mỏng bị tràn ra ngoài qua mặt phân khuôn hay ở vị trí các ti đẩy sản phẩm.

Ngoài ra, sản phẩm nhựa sản xuất bằng phương pháp ép phun có thể gặp các khuyết tật khác như: đường chảy liệu (Surface Delamination), cắn do pin đẩy (Jetting), tràn xước (Flash)...

2.3. Sản phẩm và vật liệu của sản phẩm nghiên cứu

Nghiên cứu này tiến hành mô phỏng và phân tích, dự báo khuyết tật có thể xảy ra cho sản phẩm chụp đèn bàn làm bằng vật liệu nhựa ABS.



Hình 1. Sản phẩm chụp đèn bàn

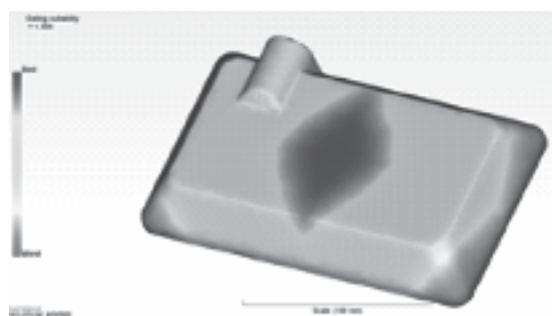
Nhựa ABS là loại nhựa được sử dụng phổ biến trong thực tế. Thành phần đặc trưng của nhựa ABS gồm 15-35% Acrylonitrile, 5-30% Butadiene, 40-60% Styrene. Các thông số vật lý khi ép phun như sau: nhiệt độ nóng chảy 210 ~ 280°C; độ co ngót 0,5 ~ 0,6%; nhiệt độ bề mặt khuôn khi ép phun 25 ~ 70°C; áp suất phun 500 ~ 1000 bar...

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

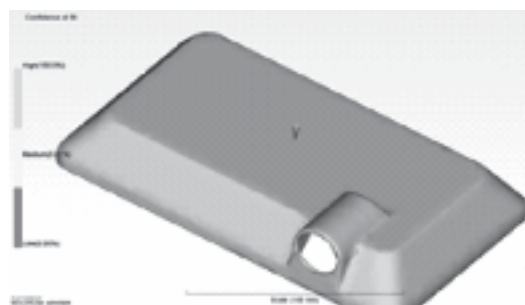
3.1. Vị trí đặt miệng phun tối ưu và các thông số dòng chảy nhựa

Các thông số phun được lựa chọn như sau: nhiệt độ bề mặt khuôn là 50°C, nhiệt độ nhựa nóng chảy là 230°C, áp suất phun tối đa là 180MPa, thời gian mở kẹp máy là 5s. Chia lưới phần tử trên phần mềm, ta thu được 1.022.498 phần tử khối tứ diện, 184.614 nút liên kết. Thực hiện quá trình phân tích, ta thu được kết quả cụ thể như sau:

- Vị trí đặt miệng phun tối ưu: Theo kết quả mô phỏng ở Hình 2, ta thấy rằng biểu đồ theo màu trải đều từ màu xanh dương tới màu đỏ, nghĩa là từ vị trí đặt cổng thích hợp nhất đến vị trí đặt cổng tệ nhất. Từ đó, ta xác định khu vực đặt cổng phù hợp nhất ở chính giữa chi tiết và ứng với màu xanh dương.



Hình 2. Vị trí đặt cổng phun khả thi

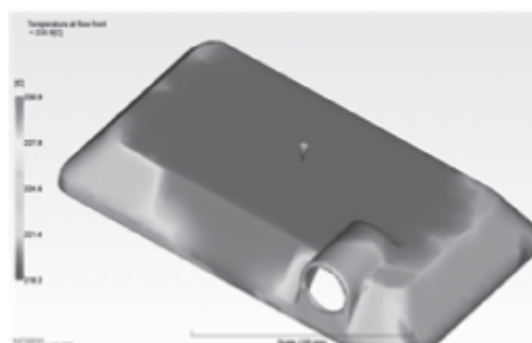


Hình 3. Khả năng điền đầy khuôn

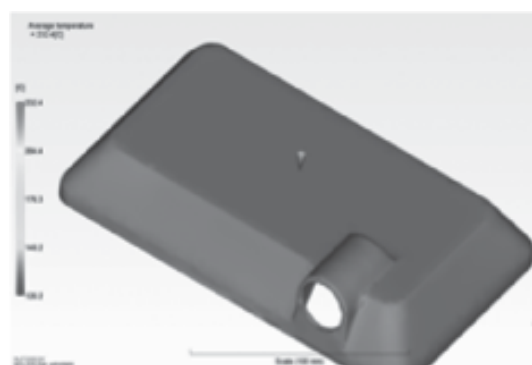
- Khả năng điền đầy khuôn: Khả năng điền đầy nhựa trong khuôn cho phép ta dự đoán những vị trí mà nhựa khó điền đầy hoặc không thể điền đầy dẫn đến khuyết tật thiếu liệu. Theo kết quả mô phỏng ở hình 3, ta thấy rằng toàn bộ sản phẩm đều được điền đầy, có nghĩa là không xảy ra khuyết tật thiếu liệu.

- Nhiệt độ ở phía trước dòng chảy và nhiệt độ trung bình: Nhiệt độ phía trước dòng chảy tại một điểm là nhiệt độ của dòng chảy nhựa khi đi đến vị trí đó. Trên Hình 4, ta thấy nhiệt độ phía trước dòng chảy nhựa cao nhất ở vị trí miệng phun là $230,9^{\circ}\text{C}$ và giảm dần đến rìa ngoài với nhiệt độ vào khoảng $218,2^{\circ}\text{C}$. Về nhiệt độ trung bình trên sản phẩm sau khi điền đầy khuôn được thể hiện ở Hình 5. Nhiệt độ trung bình tính đến khi điền đầy của sản phẩm đa phần cao hơn nhiệt độ nóng chảy của vật liệu ($232,4^{\circ}\text{C}$), có một số vị trí ở rìa ngoài cách xa miệng phun có nhiệt độ trung bình là $204,4^{\circ}\text{C}$ thấp hơn nhiệt độ nóng chảy của vật liệu. Điều

này có nghĩa là tại các vị trí này có khả năng xảy ra khuyết tật đường hàn hoặc cong vênh, cần phân tích khả năng xảy ra các khuyết tật tại vị trí này để đưa ra phương án xử lý.



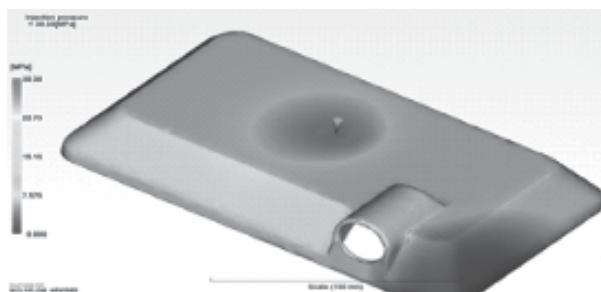
Hình 4. Nhiệt độ phía trước dòng chảy



Hình 5. Nhiệt độ trung bình

- Áp suất cuối quá trình điền đầy: Khi bắt đầu điền đầy thì áp suất dư bằng không (hay 1 atm theo thang áp suất tuyệt đối) trên toàn bộ khuôn và tăng cao hơn khi dòng chảy nhựa liên tục chảy qua. Kết quả phân tích giúp ta xác định những vị trí có áp suất quá cao. Ngoài ra, sự thay đổi áp suất cần được giảm thiểu vào giai đoạn bù liệu để tránh xảy ra khuyết tật co ngót. Trên Hình 6 cho ta thấy áp suất phun lớn nhất tại vị trí miệng phun với áp suất vào $30,3\text{ MPa}$ và giảm dần về phía vị trí xa miệng phun nhất và giảm còn 0 Mpa. Ta có thể thấy áp suất không tăng quá cao so với áp suất phun.

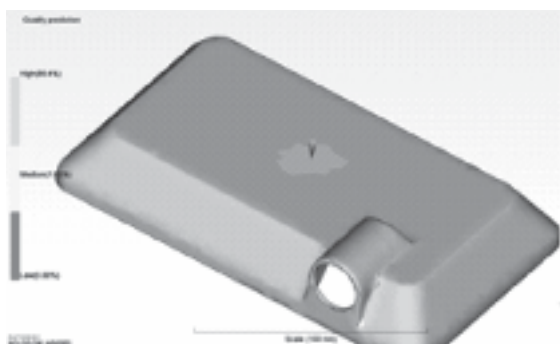




Hình 6. Áp suất phun

3.2. Dự báo khuyết tật cho sản phẩm

Ngoài những thông số vật lý của dòng chảy nhựa, phần mềm Moldflow còn cho phép người thiết kế đánh giá và dự báo khả năng xảy ra một số khuyết tật trong sản phẩm sau khi ép phun. Ở nghiên cứu này, nhóm tác giả sẽ dùng phần mềm để dự đoán chất lượng sản phẩm, phân tích khả năng xảy ra rỗ khí và đường hàn cho sản phẩm.

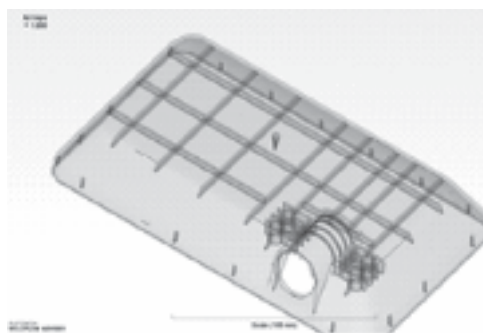


Hình 7. Dự đoán chất lượng sản phẩm

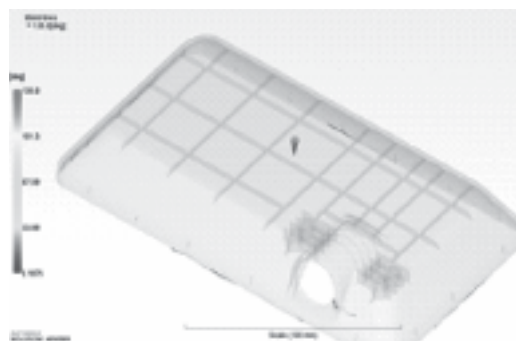
- Chất lượng sản phẩm: Kết quả phân tích chất lượng sản phẩm giúp người thiết kế ước tính chất lượng của các tính chất cơ học và hình thức bên ngoài của sản phẩm. Theo kết quả phân tích ở Hình 7, ta thấy hầu hết toàn bộ sản phẩm đều có chất lượng ở mức độ cao – chiếm đến 98,4%; chỉ có 1,6% bề mặt ở mức trung bình và thuộc vị trí xung quanh cổng phun là vị trí có áp suất và nhiệt độ trung bình cao hoặc vị trí có kết cấu rất phức tạp. Điều này có nghĩa các vị trí gần cửa phun hoặc vị trí kết cấu phức

tạp có khả năng xảy ra vấn đề về chất lượng.

- Rỗ khí: Kết quả phân tích độ rỗ khí ở Hình 8 cho thấy toàn bộ sản phẩm có độ rỗ khí đồng đều ở mức 1, điều này có nghĩa là sản phẩm không có khuyết tật rỗ khí sau khi ép.



Hình 8. Độ rỗ khí



Hình 9. Khả năng xuất hiện khuyết tật đường hàn

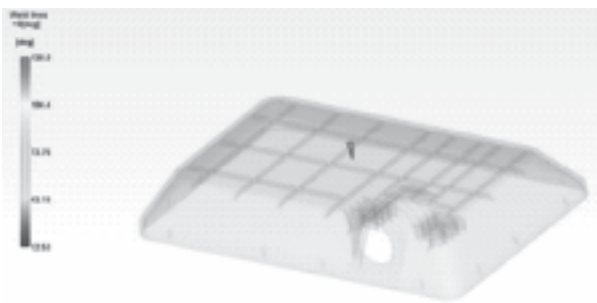
- Khuyết tật đường hàn: Ở Hình 9, ta thấy sản phẩm có khả năng xảy ra khuyết tật đường hàn ở một số vị trí. Các vị trí này gần như trùng với các vị trí đã được xác định là có khả năng xuất hiện khuyết tật trong các phân tích trước đó như vị trí có nhiệt độ trung bình thấp hay vị trí chất lượng sản phẩm chưa cao.

3.3. Nhận xét chung và phương pháp khắc phục khuyết tật

Như vậy, với kết quả của quá trình mô phỏng và phân tích, ta thấy sản phẩm sau khi ép phun mặc dù đã chọn được vị trí đặt miệng

phun tối ưu, nhưng với các thông số ép phun đã chọn vẫn có khả năng xuất hiện một số vị trí chất lượng sản phẩm không cao, đặc biệt là có thể xuất hiện khuyết tật đường hàn làm giảm độ bền và tính thẩm mỹ của sản phẩm.

Với các dạng khuyết tật này, ta có thể có hai phương án xử lý là xử lý trên khuôn với sản phẩm hoặc xử lý qua máy ép phun. Ở đây, nhóm tác giả sử dụng phương pháp thứ hai, cụ thể là thay đổi nhiệt độ phun. Tiến hành mô phỏng lại với nhiệt độ khuôn là 70°C và nhiệt độ dòng nhựa phun là 280°C thì thu được kết quả là chất lượng sản phẩm đã đạt yêu cầu. Nhiệt độ trung bình sau khi ép đã tăng lên, không còn điểm nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ nóng chảy của vật liệu. Những điểm có chất lượng ở mức trung bình đã giảm xuống rất thấp (dưới 1%) nằm ở gần miệng phun, nó trùng với khu vực cần xử lý cuộn phun nên không ảnh hưởng đến chất lượng tổng thể. Và điểm quan trọng nhất là kết quả phân tích về khuyết tật đường hàn cho thấy không còn khả năng xuất hiện dạng khuyết tật này trong sản phẩm (Hình 10).



Hình 10. Kết quả phân tích lỗi đường hàn sau khi thay đổi thông số phun.

4. KẾT LUẬN

Qua mô phỏng, phân tích dòng chảy nhựa trong khuôn và dự báo khuyết tật sản phẩm sau khi ép phun có thể thấy rằng, các phần mềm CAE nói chung và Moldflow nói

riêng có khả năng hỗ trợ mạnh mẽ cho công việc thiết kế khuôn ép nhựa. Nó giúp người thiết kế xác định vị trí đặt miệng phun tối ưu để phân bố đều dòng chảy nhựa, lựa chọn và điều chỉnh các thông số phun phù hợp, phân tích và chỉ ra trực tiếp các vị trí có thể xảy ra khuyết tật. Ngoài ra, với một số khuyết tật khác mà phần mềm chưa phân tích và chỉ ra cụ thể thì người thiết kế cũng có thể dự đoán được sự xuất hiện của chúng thông qua phân tích các thông số của dòng chảy nhựa trong khuôn. Điều này có ý nghĩa to lớn với công việc thiết kế khuôn vì nó giúp giảm thời gian, công sức trong việc thiết kế, thử nghiệm và đặc biệt là sửa chữa khuôn sau thử nghiệm.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi đề tài nghiên cứu khoa học cấp trường, trong khuôn khổ đề tài mã số DT23-24.30. ❖

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Website Bộ Công Thương Việt Nam: <https://violet.org.vn/>
- [2]. Phạm Duy Nam, Phạm Lê Bắc, Phạm Văn Sáng; *Nghiên cứu hiệu quả làm mát khuôn ép nhựa sử dụng phương pháp mô phỏng số*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ Hàng hải số 71 (8-2022).
- [3]. Nguyễn Thị Hiền, Hoàng Long; *Ứng dụng phần mềm Moldflow trong mô phỏng quá trình ép phun nhựa*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ Năng lượng, Trường Đại học Điện lực, số 32.
- [4]. Piotr Tutak, *Application of Moldflow simulation in injection molding of plastic tank*, JACSM 2017, Vol. 9, No. 1, pp. 79 – 88 (2017).

XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH MỨC TIÊU THỤ NĂNG LƯỢNG CHO XE Ô TÔ TỰ HÀNH DÙNG ĐỘNG CƠ XĂNG

A STUDY ON MODELLING THE ENERGY CONSUMPTION OF A
CONVENTIONAL AUTONOMOUS VEHICLE

Phan Văn Dương

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Xe tự hành được mong đợi được sử dụng rộng rãi để tăng tính an toàn cho xe, chủ yếu thông qua việc giảm các tai nạn giao thông. Tuy nhiên, thiết kế của nó sẽ ảnh hưởng đến mức độ tiêu thụ nhiên liệu của xe. Bài báo đề xuất một mô hình tính lượng nhiên liệu tiêu thụ của một xe ô tô tự hành dùng động cơ đốt trong. Mô hình tính sẽ đề cập tới các thông số có ảnh hưởng đến mức độ tiêu thụ nhiên liệu của xe bao gồm: hành vi của người lái, điều kiện môi trường và các thông số kỹ thuật của xe. Kết quả cho thấy rằng, với mô hình tính đã xây dựng thì mức độ tiêu thụ nhiên liệu cho xe là 7.2l/100km. Thông qua kết quả này, các bộ điều khiển sẽ được thiết kế để giảm mức nhiên liệu tiêu thụ trên.

Từ khóa: Xe tự hành; Mức độ tiêu thụ nhiên liệu.

ABSTRACT

Autonomous vehicles have been envisioned to increase vehicle safety, primarily via the reduction of accidents. However, their design could also affect the vehicle travel demand and energy consumption. In this paper, a model is proposed to calculate the energy consumption of this kind of vehicle. Energy consumption could be influenced by the most significant factors such as Driver behavior, Environmental conditions and Vehicle specifications. The results show that the energy consumption is 7.2l/100km. Through this results controllers will be able to designed to reduce the fuel consumption of autonomous vehicles.

Keywords: Autonomous vehicles; Fuel consumption.

1. TỔNG QUAN

Cheah cùng các tác giả [1] dự đoán rằng mức độ tiêu thụ năng lượng của những phương tiện xe kiểu mới sẽ giảm một nửa cho đến năm 2035 bởi vì sự cải tiến của công nghệ quản lý và điều khiển xe. Các phương pháp quản lý năng lượng của xe có thể xây dựng thông qua các yếu tố chính ảnh hưởng trực tiếp tới việc hoạt động của xe. Những yếu tố này bao gồm: hành vi của người lái, điều kiện môi trường xung quanh và thông số kỹ thuật của xe. Xe được điều khiển thông qua hiệu lệnh của người lái xe. Các lệnh này sẽ tác động tới hệ thống lái như bàn đạp, ly hợp, hộp số và hệ thống phanh để xe di chuyển theo đúng quỹ đạo mong muốn. Bên cạnh đó, các điều kiện về môi trường lái xe như địa hình của đường (độ dốc và độ nghiêng) và lực gió cũng có những ảnh hưởng tới hoạt động của xe. Tất cả những yếu tố này sẽ được sử dụng trong mô hình để tính toán mức tiêu thụ của xe được đề cập ở các phần tiếp theo.

2. MÔ HÌNH TÍNH TOÁN MỨC ĐỘ TIÊU THỤ NHIÊN LIỆU CHO XE

2.1. Các điều kiện về môi trường

Khi một chiếc xe di chuyển dọc theo một quỹ đạo cho trước thì các điều kiện về môi trường xung quanh xe thay đổi rất nhiều. Sự thay đổi này bao gồm địa hình của đường, sức gió và điều kiện nhiệt độ đặc biệt là trong môi trường lái xe thật. Nếu tất cả các điều kiện này được thu thập với độ chính xác cao, chúng có thể được dùng trong các hệ thống thông minh để tính toán giảm lượng tiêu thụ cho xe. Tuy nhiên, trong thực tế điều này khó có thể xảy ra bởi vì dữ liệu của chúng thường không đủ cho sự hoạt động theo thời gian thực của một hệ thống điều khiển thông minh ở trên xe. Để xem xét vai trò của các điều kiện về môi trường

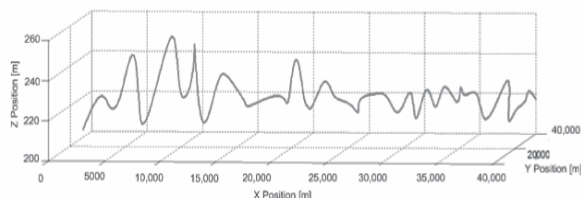
trong mô phỏng và mô hình hóa hệ thống xe, sẽ rất lý tưởng nếu các dữ liệu thực của môi trường được kết hợp trong việc xây dựng mô hình. Tuy nhiên, các dữ liệu này hiện nay chưa sẵn có và các dữ liệu hiện hữu không đủ cho việc nghiên cứu chuyên sâu.

Để giải quyết vấn đề trên, dữ liệu ảo với các đặc tính về thống kê dựa trên các điều kiện môi trường thật sẽ được tạo ra để phục vụ cho việc mô hình hóa. Việc sử dụng dữ liệu ảo trong các mô hình huấn luyện được xem là ứng dụng phát triển trong công nghệ xe tự hành, bởi vì nó cho phép xây dựng các thuật điều khiển nhanh với chi phí hợp lý dựa trên thuật toán học chuyên sâu [2]. Các mô hình khác nhau thì được sử dụng để tạo ra các dữ liệu nhân tạo về tuyến đường, sự ảnh hưởng của sức gió và hệ thống điều hòa trên xe. Các dữ liệu này sẽ được sử dụng cho quá trình xây dựng mô hình và mô phỏng mức độ tiêu thụ nhiên liệu của xe.

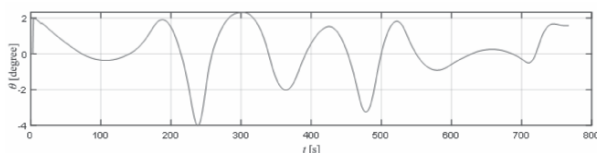
a) Mô phỏng địa hình của tuyến đường

Dữ liệu về địa hình tuyến đường đóng một vai trò quan trọng trong mô phỏng. Trong bài báo này, một mô hình được phát triển bởi Khayyam [3] được sử dụng để tạo ra địa hình của tuyến đường cao tốc tiệm cận với thực tế bằng việc sử dụng một tập hợp các phân bố xác suất. Trong mô hình, một tuyến đường cao tốc sẽ được xây dựng từ việc tập hợp các đoạn đường. Số lượng các đoạn đường được lấy mẫu một cách ngẫu nhiên dựa trên thuật toán phân bố Poisson. Trong khi đó, chiều dài của mỗi đoạn đường cũng được lấy mẫu một cách ngẫu nhiên dựa trên thuật toán phân bố xác suất theo cấp số nhân. Ngoài ra, hình dạng của mỗi đoạn đường được tạo ra bởi việc sử dụng hai con số ngẫu nhiên. Sự thay đổi về độ dốc và độ cong của từng đoạn lần lượt được lấy ngẫu nhiên dựa trên hai thuật toán Rayleigh và Gaussian. Hình 

1 và hình 2, thể hiện độ dốc của toàn bộ khung đường dài 16.5km được sử dụng cho việc mô phỏng trong bài báo này.



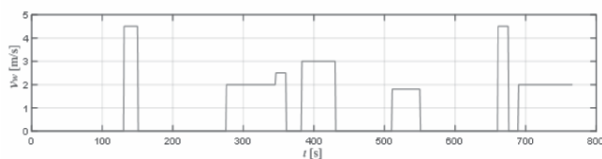
Hình 1. Địa hình ba chiều của khung đường được xây dựng mô hình ngẫu nhiên.



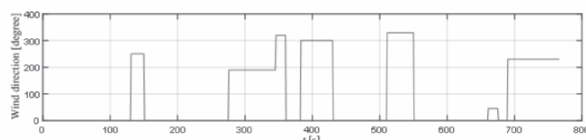
Hình 2. Độ dốc của đường.

b) Mô hình gió

Gió là một nhân tố môi trường khác có ảnh hưởng trực tiếp tới sự hoạt động của xe. Gió sẽ thay đổi rất nhiều theo khí tượng học cả về tốc độ và hướng gió. Một vài nghiên cứu đã được thực hiện để phân tích tốc độ gió. Trong bài báo này phân bố Weibull dựa trên mô hình [3], được dùng để mô tả sự thay đổi của gió ở một địa hình cụ thể. Trước tiên, độ dài của từng đoạn đường có gió được lấy ngẫu nhiên dựa trên thuật toán phân phối theo cấp số nhân. Thuật toán này sẽ tạo những giá trị về hướng cũng như tốc độ của gió cho từng đoạn đường. Tốc độ gió như là một giá trị về biên độ được tạo ra bởi một hàm mật độ phân bố Weibull. Cùng với đó, một thuật toán phân bố xác suất đồng bộ được dùng để tạo ra hướng gió ở mỗi vùng một cách ngẫu nhiên. Kết hợp điều này với tốc độ gió, một hướng của gió sẽ được tạo ra đối với mỗi bước thời gian trong mô hình. Hình 3 và 4 lần lượt mô tả tốc độ và hướng gió được sử dụng cho việc mô phỏng tính toán của bài báo này.



Hình 3. Tốc độ gió được tạo ra bởi mô hình được mô tả trong [3].

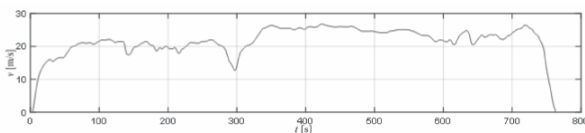


Hình 4. Hướng gió được tạo ra bởi mô hình trong [3].

2.2. Mô hình hành vi người lái xe

Để có thể xây dựng mô hình tính toán nhu cầu về nguồn năng lượng tiêu thụ cho xe thì tốc độ của xe ở mỗi một thời điểm trong suốt hành trình xe di chuyển cần được biết trước. Điều này bởi vì rất nhiều các yếu tố trong mô hình tính toán như là ma sát giữa bánh xe với mặt đường, lực kéo tác dụng lên xe từ gió đều phụ thuộc vào tốc độ của xe. Để xác định tốc độ của xe trên toàn bộ hành trình xe di chuyển thì một mô hình chu trình lái xe được sử dụng. Chu trình lái xe thường được tạo ra để đánh giá sự hoạt động của xe dựa trên cơ sở tính toán như mức tiêu thụ năng lượng hay lượng khí thải. Ngoài ra, chúng còn có thể được dùng trong mô phỏng động lực học của xe. Trong các nghiên cứu để xây dựng mô hình, mô hình hành vi người lái xe thường được xây dựng theo cách xác định một hàm tốc độ theo thời gian trong suốt quá trình xe di chuyển. Các chu trình của xe có thể chia thành hai loại: trong thành phố và trên cao tốc. Khi xe di chuyển trong khu vực thành thị, xe cần phải tăng tốc hay giảm tốc độ một cách thường xuyên hoặc chuyển sang chế độ chờ lý tưởng để phù hợp với điều kiện giao thông. Dưới những điều kiện lái xe này, dòng chảy năng lượng có thể được điều chỉnh một cách hiệu quả với một hệ thống lái linh hoạt.

Các thuật toán điều khiển có thể được áp dụng để thực hiện vấn đề này. Ví dụ, lượng nhiên liệu bị mất mát có thể được lưu trữ bằng việc tắt động cơ khi tốc độ di chuyển xe thấp hoặc ở chế độ dừng lý tưởng. Ngoài ra, một hệ thống phanh tái tạo năng lượng có thể được sử dụng. Hệ thống này chuyển đổi năng lượng động, nhiệt và lực quán tính được tạo ra khi phanh thành năng lượng điện được lưu trữ trong ắc quy hoặc pin. Trong khi đó, việc xe di chuyển trên đường cao tốc để đạt được hiệu suất về năng lượng thì thường khó hơn. Chính vì vậy, chu trình lái xe trên cao tốc sẽ được chọn để thể hiện tốc độ của xe ở các thời điểm khác nhau. Hình 5, thể hiện một chu trình lái xe trên cao tốc phổ biến được sử dụng trong mô hình tính toán trong bài báo này. Chu trình này được lấy từ chu trình lái để thử tính hiệu quả trong việc sử dụng năng lượng của xe trên cao tốc (HWFET). HWFET mô tả sự kết hợp của việc lái xe trên đường cao tốc nông thôn và liên bang trên các phương tiện đã khởi động, điển hình cho những chuyến đi dài hơn trong tình trạng giao thông tự do.

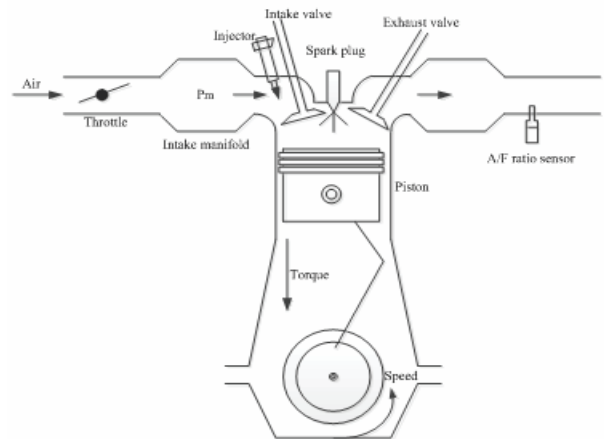


Hình 5. Chu trình lái xe tiêu chuẩn (HWFET)

2.3. Mô hình xe

Mô hình tính toán lượng nhiên liệu tiêu thụ sẽ được tính toán dựa trên một mô hình xe sử dụng động cơ đốt trong. Năng lượng sẽ truyền từ động cơ tới bánh xe thông qua hệ thống truyền động (ly hợp, hộp số, vi sai). Không phải toàn bộ năng lượng được sinh ra bởi động cơ sẽ được truyền tới bánh xe. Sự thất thoát năng lượng trong quá trình này có thể kể đến các yếu tố về sự mất mát về nhiệt, hiệu suất về cơ khí. Động cơ được sử dụng trên xe này là

động cơ đánh lửa sử dụng nhiên liệu xăng [4]. Hình 6 mô tả một sơ đồ hệ thống động lực học động cơ xăng. Sơ đồ chỉ ra rằng, dòng khí sẽ chảy vào ống nạp từ bướm ga. Tại đây, khí sẽ được trộn với nhiên liệu từ kim phun theo một tỷ lệ mong muốn trước khi được đi tới xi-lanh. Áp lực trong xi-lanh sẽ tăng lên do sự đốt cháy hỗn hợp. Kết quả là tạo ra mô-men xoắn trên trục của động cơ.



Hình 6. Cấu tạo hệ thống động lực của động cơ đánh lửa cưỡng bức.

Theo [5], phương trình toán thể hiện tỷ lệ khối lượng của không khí đi vào đường ống nạp được xác định theo công thức sau:

$$\dot{m}_{throttle} = MAX.TC.PRI \quad (1)$$

Trong đó, MAX lưu lượng tối đa qua bướm ga, TC tính đến ảnh hưởng của góc ga và PRI kể đến ảnh hưởng của tỷ số áp suất trên bướm ga. Áp dụng định luật khí lý tưởng, động lực học đường ống nạp có thể được tính như sau:

$$\dot{P}_m = \frac{\dot{m}_{manifold}.R.T}{V_m} = \frac{(\dot{m}_{throttle} - \dot{m}_{cyl}).R.T}{V_m} \quad (2)$$

Trong đó, R là hằng số khí đối với không khí, T là nhiệt độ nạp, V_m là thể tích đường ống nạp, $\dot{m}_{cyl}$ là lưu lượng không khí đi vào xi-lanh. Thông số lưu lượng này có thể được tính toán như sau:

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{1}{4\pi} V_{disp} \cdot \eta_{vol} \cdot \omega_{ICE} \cdot \frac{P_m}{R \cdot T} \quad (3)$$

Trong đó, V_{disp} là thể tích của động cơ, η_{vol} là hiệu suất thể tích động cơ, P_m là áp suất và ω_{ICE} là tốc độ quay động cơ. Mô-men xoắn trên trục động cơ được tính theo công thức sau [5]:

$$\tau_{ICE} = \frac{C_T \cdot \dot{m}_{cyl} \cdot AFI(\lambda) \cdot SPI(\delta)}{\omega_{ICE}} \quad (4)$$

Trong đó, $C_T = 498636$ [5] là hằng số mô-men xoắn, $AFI(\lambda)$ là hàm số của tỷ lệ không khí và nhiên liệu, $SPI(\delta)$ là ảnh hưởng của thời gian đánh lửa lên mô-men xoắn. $AFI(\lambda)$ có thể được tính toán theo công thức sau.

$$AFI(\lambda) = \cos(7.3834(A/F) - 13.5) \quad (5)$$

Trong đó, A/F là tỷ lệ không khí và nhiên liệu.

Thế phương trình (3) vào (4), chúng ta có mô-men xoắn của động cơ được tính toán như sau:

$$\tau_{ICE} = \frac{C_T \cdot AFI(\lambda) \cdot SPI(\delta) \cdot V_{disp} \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{4\pi \cdot R \cdot T} \quad (6)$$

Đặc tính của động cơ đốt trong có thể được mô hình hóa dưới dạng bản đồ tĩnh phi tuyến liên quan đến mức tiêu thụ khối lượng của động cơ, $\dot{m}_{fuel}$ nhiên liệu, tốc độ của động cơ, ω_{ICE} và mô-men của động cơ τ_{ICE} . Mức tiêu thụ khối lượng nhiên liệu của động cơ được tính như sau:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\tau_{ICE} \omega_{ICE}}{(q_{comb}) \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{eng}} \quad (7)$$

Trong đó, q_{comb} là năng lượng đốt cháy, η_{mech} là hiệu suất cơ khí và η_{eng} là hiệu suất của động cơ. Hiệu suất cơ khí là phần trăm năng lượng mà động cơ thải ra sau khi trừ đi những tổn thất cơ khí như ma sát, so với lượng năng lượng mà động cơ tạo ra mà không bị tổn thất công suất và nó không đổi trong quá trình hoạt động của động cơ. Hiệu suất cơ khí $\eta_{mech} = 0.9$ [90]. Do giới hạn nhiệt động của động cơ, hiệu suất cao nhất của động cơ có thể đạt được là 34%.

3. MÔ HÌNH TÍNH MỨC ĐỘ TIÊU THỤ NĂNG LƯỢNG CỦA XE

Để xây dựng một thuật toán điều khiển phù hợp với mục đích tăng hiệu suất của xe, chúng ta cần phải xây dựng được mô hình tính toán năng lượng của xe trong quá trình di chuyển. Những yếu tố quan trọng bao gồm các điều kiện về môi trường, hành vi người lái và các thông số kỹ thuật của xe cần được xem xét đến trong toàn bộ quá trình xe di chuyển. Để có thể nâng cao hiệu suất làm việc để từ đó giảm thiểu lượng nhiên liệu tiêu thụ thì mô hình tính toán này cần đảm bảo độ chính xác. Để đáp ứng yêu cầu này, các mô hình về nhu cầu năng lượng trên đường của phương tiện, hình dạng đường, điều kiện gió, hành vi của người lái và mô hình của phương tiện đã được xây dựng như ở trên. Tốc độ của xe được xác định trước là chu trình lái xe tiêu chuẩn tại thời điểm t nhất định, được sử dụng để ước tính nhu cầu về năng lượng di chuyển của xe như sau:

$$P_{RPD} = F_t \cdot v_t + P_{ac} \quad (8)$$

Trong đó, F_t là tổng lực kéo tác dụng lên

xe để thắng được lực cản tác dụng lên xe, P_{ac} nhu cầu về năng lượng của điều hòa.

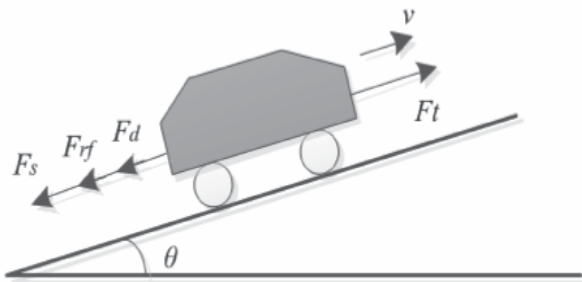
Như minh họa trên hình 7, xe đi trên đường nằm ngang bằng phẳng, có độ dốc thẳng đứng với một góc được biểu thị bằng góc dốc của đường. Tổng động lực có thể được tính toán như sau:

$$F_t = F_{rf} + F_d + F_s + m \frac{dv_t}{dt} = c_r mg \cos \theta + c_d \cdot \frac{1}{2} \rho (v_w + v_t)^2 \cdot A(\phi) + mg \sin \theta + m \frac{dv_t}{dt} \quad (9)$$

Trong đó, F_{rf} là lực ma sát trên đường, F_d là lực kéo, F_s là thành phần của trọng lực theo chiều ngược với chiều chuyển động của xe, m là khối lượng xe, θ là độ dốc của đường, c_r là hệ số ma sát trên đường, v_t là tốc độ của xe tại thời điểm t , c_d là hệ số cản, ρ là mật độ không khí, v_w là tốc độ gió tuyệt đối, và $A(\phi)$ là diện tích mặt cắt ngang.

Năng lượng tiêu thụ bởi điều hòa P_{ac} được tính theo công thức sau:

$$P_{ac} = \frac{dW_{ac}}{dt} = MC_{room} \frac{dT_{room}}{dt} \quad (10)$$



Hình 7. Các lực tác dụng lên xe khi xe di chuyển trên đoạn đường dốc.

Thay phương trình (9) và (10) vào (8), ta được:

$$P_{RPD} = c_r mg \cos \theta \cdot v_t + c_d \cdot \frac{1}{2} \rho (v_w + v_t)^2 A(\phi) \cdot v_t + mg \sin \theta \cdot v_t + MC_{room} \frac{dT_{room}}{dt} + mv_t \frac{dv_t}{dt} \quad (11)$$

Tỷ trọng khối lượng nhiên liệu tiêu thụ của xe được tính như sau:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_{RPD}}{q_{com} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{eng}} \quad (12)$$

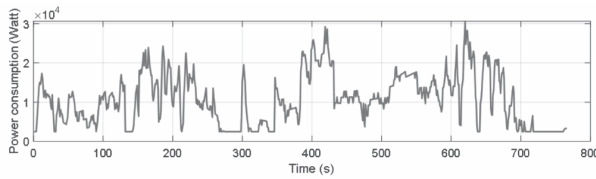
Từ đó, tổng lượng nhiên liệu cho toàn bộ quá trình xe di chuyển sẽ được tính theo công thức:

$$m_{fuel} = \int_0^t \dot{m}_{fuel} dt \quad (13)$$

4. MÔ PHỎNG VÀ KẾT QUẢ

Sau khi toàn bộ dữ liệu về điều kiện môi trường lái xe, hành vi người lái và các thông số kỹ thuật của xe được thu thập. Toàn bộ quá trình tính toán lượng nhiên liệu tiêu thụ của xe được mô phỏng trong phần mềm Matlab. Kết quả mô phỏng cho thấy lượng nhiên liệu tiêu thụ của xe được tính toán cho quãng đường xe di chuyển trong vòng 766s tương ứng với quãng đường 16.5 km. Xe được di chuyển theo chu trình lái xe tiêu chuẩn (HWFET). Nhu cầu về nguồn năng lượng cho xe trên toàn bộ quá trình được thể hiện trên hình 8. Dựa trên nhu cầu về nguồn năng lượng này, chúng ta sẽ tính toán và quy đổi được tổng lượng tiêu thụ trên xe cho toàn bộ quá trình là 7.2l/100km. Thông số về nguồn nhiên liệu tiêu thụ của xe này sẽ là cơ sở để xây dựng cũng như đánh giá chất lượng của các bộ điều khiển được ứng dụng để giảm mức độ tiêu thụ nhiên liệu trên xe.





Hình 8. Nhu cầu về nguồn năng lượng trên xe

5. KẾT LUẬN

Mức độ tiêu thụ năng lượng của xe là một trong những thông số quan trọng để làm cơ sở thiết kế và đánh giá chất lượng của các bộ điều khiển xe. Bài báo đề xuất một mô hình tính lượng nhiên liệu tiêu thụ của một xe ô tô tự hành dùng động cơ đốt trong. Mô hình tính sẽ đề cập tới các thông số có ảnh hưởng đến mức độ tiêu thụ nhiên liệu của xe bao gồm: hành vi của người lái, điều kiện môi trường và các thông số kỹ thuật của xe. Kết quả cho thấy rằng, với mô hình tính đã xây dựng thì mức độ tiêu thụ nhiên liệu cho xe là 7.2l/100km. Hướng phát triển tiếp theo sẽ thực hiện xây dựng các bộ điều khiển thông minh nhằm mục đích giảm thiểu lượng nhiên liệu này. ❖

Ngày nhận bài: **18/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Cheah, L., et al., *Factor of two: Halving the fuel consumption of new US automobiles by 2035*. In Reducing climate impacts in the transportation sector, 2008, Springer. p. 49-71.
- [2]. Gale, T., S. Eliuk, and C. Upright, *High-Performance Data Loading and Augmentation for Deep Neural Network Training*. GPU Technology Conference 2017, 2017.
- [3]. Khayyam, H., *Stochastic models of road geometry and wind condition for vehicle energy management and control*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013. 62(1): p. 61-68.
- [4]. Engine, J.B.H.I.C., *Fundamentals*. Newyork, USA, 1988.
- [5]. Cho, D. and J.K. Hedrick, *Automotive powertrain modeling for control*. Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control, 1989. 111(4): p. 568-576.

NGHIÊN CỨU TỰ ĐỘNG HÓA KIỂM ĐỊNH ĐẦU BÁO KHÓI

Part 1 – NGHIÊN CỨU TIÊU CHÍ KIỂM ĐỊNH

THEO TCVN 7568-7:2015

STUDY ON AUTOMATION OF SMOKE DETECTOR TESTING SYSTEM
Part 1 – STUDY ON ASSESSMENT CRITERIA OF TCVN 7568-7:2015

Lý Hưng Thịnh¹, Phan Hoàng Long^{1, 2, 3}, Dương Văn Tú^{1, 2, 3},
Nguyễn Huy Hùng⁴, Nguyễn Tấn Tiến^{1, 2, 3}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

²DCSELab, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

³Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

⁴Trường Đại học Sài Gòn

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu giải pháp tự động hóa quy trình kiểm định đầu báo khói trong công tác kiểm định phòng cháy chữa cháy. Nghiên cứu gồm hai phần: Phần 1 trình bày nghiên cứu các tiêu chí kiểm nghiệm đầu báo khói làm cơ sở cho việc đề xuất giải pháp tự động hóa quy trình kiểm nghiệm trong Phần 2. Bài báo này trình bày Phần 1 – Nghiên cứu các tiêu chí kiểm nghiệm đầu báo khói, tập trung vào việc lượng hóa các tiêu chí kiểm nghiệm đầu báo khói theo QCVN 03:2023/BCA; TCVN 7568-7:2015 và các tiêu chuẩn liên quan.

Từ khóa: Đầu báo khói; Kiểm định; Tự động hóa; Phòng cháy chữa cháy (PCCC).

ABSTRACT

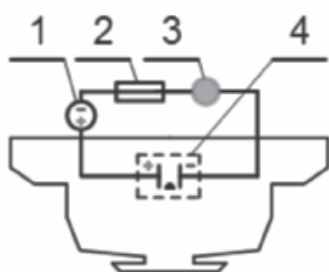
The paper studies on automation of point-type smoke detector testing system. The paper includes two part: Part 1 studies the criteria for point type smoke detector testing; and Part 2 proposes solutions for automating the inspection process for point type smoke detector. This paper, Part 1, focuses on the criteria QCVN 03:2023/BCA; TCVN 7568-7:2015 and related standards to give the base for the automation solution.

Keywords: Point-type smoke detector; Testing equipment; Automation.

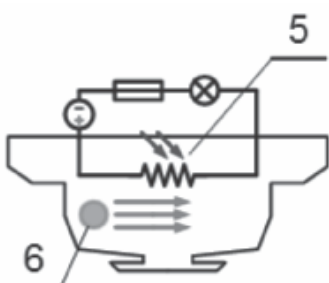


1. TỔNG QUAN

Tiếp theo nghiên cứu tự động hóa quy trình kiểm định đối với đầu báo nhiệt [3],[4], bài báo này xem xét việc tự động hóa quy trình kiểm định đầu báo khói theo QCVN 03:2023/BCA và TCVN 7568-7:2015. Khói là một hiện tượng điển hình của cháy và là một dấu hiệu được dùng để cảnh báo cháy. Khói được theo dõi bằng cảm biến khói được gọi là đầu báo khói. Đầu báo khói là một loại thiết bị phát hiện sớm hiện tượng cháy bằng cách nhận biết khói trong khu vực. Khói là một hiện tượng điển hình của cháy. Có hai loại đầu báo khói như Hình 1.



a) Đầu báo khói loại ion hóa (tỉ số y)



b) Đầu báo khói loại ánh sáng tán xạ (chỉ số hấp thụ m)

1. Nguồn DC, 2. Cầu chì, 3. Đèn báo hiệu, 4.

Buồng ion hóa, 5. Quang trở, 6. Nguồn sáng

Hình 1. Sơ đồ nguyên lý đầu báo khói kiểu điểm

2. TIÊU CHUẨN KIỂM ĐỊNH ĐẦU BÁO KHÓI

TCVN 7568:7-2015 [1] quy định về

môi trường tiêu chuẩn thử nghiệm tương tự như của thiết bị kiểm định trong mục [3]; QCVN 03: 2023/BCA [2] đưa ra 13 yêu cầu và phương pháp thử đối với đầu báo khói dựa theo TCVN 7568-7: 2015.

2.1. Thử khả năng lặp lại

Yêu cầu: Tỷ số của các giá trị ngưỡng kích hoạt $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,6$; Giá trị giới hạn dưới của ngưỡng kích hoạt $y_{min} \geq 0,2$; và giá trị giới hạn dưới và giá trị giới hạn trên của ngưỡng kích hoạt m_{min} , m_{max} phải thỏa yêu cầu.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu tùy ý và giữ nguyên vị trí này suốt toàn bộ quá trình.

Bước 2: Ổn định hóa trong môi trường tiêu chuẩn ≥ 15 phút.

Bước 3: Thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng kích hoạt báo động của mẫu.

Bước 4: Xả khói ra khỏi buồng thử; Lắp lại Bước 2 đến Bước 3 tổng cộng 6 lần.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy, rút ra các giá trị ngưỡng kích hoạt lớn nhất (y_{max} hoặc m_{max}) và ngưỡng kích hoạt nhỏ nhất (y_{min} hoặc m_{min}).

2.2. Sự phụ thuộc hướng

Yêu cầu: Mẫu phải đáp ứng được yêu cầu tương tự như yêu cầu của mục 2.1.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu.

Bước 2: Thực hiện tương tự như Bước 2 và Bước 3 của mục 2.1.

Bước 3: Xả khối ra khỏi buồng thử; Xoay mẫu 45° theo chiều dương; Lắp lại Bước 2 ở 8 hướng khác nhau.

Bước 4: Thực hiện quá trình nội suy và ghi lại hướng có độ nhạy thấp nhất và hướng có độ nhạy cao nhất.

2.3. Thử tính tái tạo lại

Yêu cầu: Tỷ số của các giá trị ngưỡng kích hoạt $\frac{y_{max}}{\bar{y}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{\bar{m}}$ phải $\leq 1,33$, và tỷ số của các giá trị ngưỡng kích hoạt $\frac{\bar{y}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{\bar{m}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,5$.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu theo hướng có độ nhạy thấp nhất theo mục 2.2.

Bước 2: Thực hiện tương tự như Bước 2 và Bước 3 của mục 2.1.

Bước 3: Xả hết khối trong buồng thử, ngắt kết nối và tháo mẫu.

Bước 4: Lắp lại Bước 1 đến Bước 3 đối với tất cả 20 mẫu cần được kiểm định.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy; tính toán giá trị trung bình của các giá trị này (ký hiệu $\bar{y}$ hoặc $\bar{m}$).

2.4. Biến đổi thông số điện áp nguồn cấp

Yêu cầu: Mẫu phải đáp ứng được yêu cầu tương tự như yêu cầu của mục 2.1.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu tương tự như mục 2.3.

Bước 2: Ổn định hóa ≥ 15 phút.

Bước 3: Cấp cho mẫu giá trị giới hạn trên của điện áp nguồn cấp (do NSX quy định).

Bước 4: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu.

Bước 5: Xả khối ra khỏi buồng thử.

Bước 6: Thay đổi giá trị điện áp cấp cho mẫu thành giá trị giới hạn dưới của điện áp nguồn cấp (do NSX quy định); sau đó thực hiện lại Bước 4 và Bước 5.

Bước 7: Thực hiện quá trình nội suy tương ứng với từng giá trị điện áp.

2.5. Chuyển động của không khí

Yêu cầu:

Đối với các đầu báo khói sử dụng ion hóa:

$$0,625 \leq \left[\frac{(y_{(0.2)max} + y_{(0.2)min})}{y_{(1.0)max} + y_{(1.0)min}} \right] \leq 1,6$$

và đối với các đầu báo khói sử dụng ánh sáng tán xạ:

$$0,625 \leq \left[\frac{(m_{(0.2)max} + m_{(0.2)min})}{m_{(1.0)max} + m_{(1.0)min}} \right] \leq 1,6$$



Đầu báo không được phát ra tín hiệu báo động hoặc báo lỗi trong quá trình thử với không khí không có son khí.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu.

Bước 2: Ổn định hóa ≥ 15 phút.

Bước 3: Thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu ở hướng có độ nhạy cao nhất và hướng có độ nhạy thấp nhất theo mục 2.2.

Bước 4: Thực hiện quá trình nội suy.

Bước 5: Xả khói ra khỏi buồng thử; Lắp lại Bước 2 đến Bước 4 với vận tốc không khí (1 ± 0.2) m/s.

Bước 6*: Xả khói ra khỏi buồng thử; Lắp lại Bước 2 đến Bước 4 theo hướng có độ nhạy cao nhất với vận tốc không khí không có son khí (5 ± 0.5) m/s trong thời gian $5 \div 7$ phút.

Bước 7*: Ổn định hóa 10 phút, sau đó để mẫu hoạt động trong dòng khí có vận tốc (10 ± 1) m/s trong thời gian $2 \div 4$ s.

Bước 8: Ghi lại các tín hiệu báo cháy hoặc các tín hiệu báo lỗi phát ra.

(*) Bước 6 và Bước 7 chỉ thực hiện cho các đầu báo cháy sử dụng ion hóa.

2.6. Sự lóa mắt (chỉ thực hiện cho đầu báo khói sử dụng ánh sáng tán xạ)

Yêu cầu: Mẫu không được phát ra tín hiệu báo động hoặc tín hiệu báo lỗi trong

khoảng thời gian các đèn được bật trước khi đo giá trị ngưỡng kích hoạt. Đối với mỗi hướng, tỷ số của các giá trị ngưỡng kích hoạt $\frac{m_{max}}{m_{min}} \leq 1,6$.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu tương tự như mục 2.3.

Bước 2: Ổn định hóa ≥ 15 phút.

Bước 3: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu.

Bước 4: Bật cả 4 đèn cùng lúc trong 10 giây, sau đó tắt cả bốn đèn trong 10 giây, lặp lại quá trình này tổng cộng 10 lần.

Bước 5: Bật lại cả 4 đèn trong 1 phút, sau đó thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng kích hoạt báo động của mẫu với các đèn ở vị trí bật sau đó tắt cả 4 đèn.

Bước 6: Thực hiện quá trình nội suy.

Bước 7: Xả khói ra khỏi buồng thử.

Bước 8: Xoay mẫu một góc 90° , sau đó thực hiện lại Bước 2 đến Bước 7.

2.7. Giá trị ngưỡng kích hoạt sau ổn định hóa ở môi trường nóng khô (vận hành)

Yêu cầu: Mẫu không phát ra tín hiệu báo động hoặc báo lỗi trong thời gian ổn định hóa. Tỷ số giữa các giá trị ngưỡng kích hoạt: $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,6$.

Bảng 1. Các quy định ổn định hóa cho thử nghiệm trong môi trường nóng khô

Nhiệt độ ban đầu, °C	23 ± 5
Nhiệt độ ổn định hóa, °C	55 ± 2
Tốc độ tăng nhiệt độ, °C/phút	≤ 1
Thời gian, giờ	2

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu tương tự như mục 2.3.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu trong 2 giờ (thông số trong Bảng 2).

Bước 3: Giám sát mẫu trong quá trình ổn định hóa để phát hiện tín hiệu báo cháy hoặc tín hiệu báo lỗi.

Bước 4: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu trong môi trường ổn định hóa.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.8. Giá trị ngưỡng kích hoạt sau ổn định hóa ở môi trường nóng ẩm, trạng thái ổn định (vận hành)

Yêu cầu: Mẫu phải đáp ứng được yêu cầu tương tự như yêu cầu của mục 2.7.

Bảng 2. Các nhiệt độ ổn định hóa trong môi trường nóng ẩm, trạng thái ổn định

Nhiệt độ, °C	40 ± 2
Độ ẩm, %	93 ± 3
Thời gian, ngày	4

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu; Định hướng mẫu tương tự như mục 2.3.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu trong 4 ngày (Bảng 3).

Bước 3: Giám sát mẫu trong quá trình ổn định hóa để phát hiện tín hiệu báo cháy hoặc tín hiệu báo lỗi.

Bước 4: Phục hồi mẫu về điều kiện tiêu chuẩn trong $1 \div 2$ h, thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.9. Chịu ăn mòn SO₂ (bền lâu)

Yêu cầu: Mẫu có khả năng chịu đựng ăn mòn sunfua dioxit và không phát ra tín hiệu báo lỗi khi đấu nối mẫu sau ổn định hóa. Tỉ số giữa các giá trị ngưỡng kích hoạt: $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,6$.

Bảng 3. Các thông số cho thử nghiệm vận hành trong môi trường nóng ẩm

Nhiệt độ ban đầu, °C	25 ± 2
Độ ẩm, %	93 ± 3
Nồng độ SO ₂ , µl/l	25 ± 5
Thời gian, ngày	21

Bảng 4. Các giá trị của môi trường sấy sau thử nghiệm ăn mòn SO₂

Nhiệt độ, °C	40 ± 2
Độ ẩm tương đối, %	≤ 50

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu bằng các dây dẫn bằng đồng không mạ thiếc; Không cấp điện cho mẫu.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu trong 21 ngày (thông số trong Bảng 4).

Bước 3: Cấp điện cho mẫu, sấy khô mẫu trong 16 tiếng theo Bảng 5.

Bước 4: Phục hồi mẫu về điều kiện tiêu chuẩn trong $1 \div 2h$, thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng bảo động của mẫu.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.10. Chịu rung lắc mạnh (vận hành)

Yêu cầu: Mẫu không phát ra tín hiệu báo lỗi trong khoảng thời gian quá trình ổn định hóa và trong 2 phút sau thời gian ổn định hóa. Tỉ số giữa các giá trị ngưỡng kích hoạt: $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,6$.

Bảng 5. Các thông số ổn định hóa cho bài thử nghiệm rung lắc mạnh

Kiểu xung rung lắc	Rung kiểu hình sin
Thời gian chờ, ms	6
Giá tốc đỉnh, m/s ²	$10 \times (100 - 20M) (*)$
Số hướng	6
Số xung/hướng	3

(*) $M \leq 4,75kg$.

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu (Bảng 6).

Bước 3: Giám sát mẫu trong quá trình ổn định hóa và 2 phút bổ sung để phát hiện tín hiệu báo cháy hoặc tín hiệu báo lỗi.

Bước 4: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng bảo động của mẫu.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.11. Chịu va đập (vận hành)

Thiết bị thử: Búa thử theo TCVN 7568-7: 2015.

Yêu cầu: Mẫu phải đáp ứng được yêu cầu mục 2.10 và va đập không làm mẫu tách khỏi giá đỡ.

Bảng 6. Các thông số ổn định hóa cho bài thử nghiệm va đập (vận hành)

Năng lượng va đập, J	$1,9 \pm 0,1$
Vận tốc của búa, m/s	$1,5 \pm 0,13$
Số lần va đập	1

Quy trình:

Bước 1: Lắp mẫu vào máy.

Bước 2: Xoay mẫu sao cho đầu búa đập vào vị trí làm suy giảm tối đa hoạt động của mẫu.

Bước 3: Ổn định hóa mẫu (Bảng 6) và giám sát mẫu trong thời gian ổn định hóa và bổ sung 2 phút sau thời gian ổn định hóa.

Bước 4: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng bảo động của mẫu.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.12. Chịu rung, hình sin (vận hành)

Yêu cầu: Mẫu không phát ra tín hiệu báo cháy hoặc báo lỗi trong quá trình ổn định hóa và không được có hư hỏng cơ học bên trong hoặc bên ngoài mẫu. Tỉ số giữa các giá trị ngưỡng kích hoạt: $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ hoặc $\frac{m_{max}}{m_{min}}$ phải $\leq 1,6$.

Bảng 7. Các thông số ổn định hóa cho bài thử nghiệm rung hình sin (vận hành)

Dải tần số, Hz	10 ÷ 150
Biên độ gia tốc, m/s ²	5
Số trục	3
Tốc độ quét, octa/min	1
Số chu kỳ quét	1/axis

Quy trình:

Bước 1: Lắp đặt và đấu nối mẫu với dây nguồn và dây tín hiệu.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu (Bảng 7); Tác động rung lần lượt vào 3 trục vuông góc với nhau. Trục gốc được xác định là trục vuông góc với mặt phẳng lắp đặt mẫu.

Bước 3: Giám sát mẫu để phát hiện tín hiệu báo động.

Bước 4: Kiểm tra hư hỏng cơ học cả bên trong và bên ngoài của mẫu bằng mắt, thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu.

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

2.13. Chịu rung, hình sin (khả năng chịu đựng)

Yêu cầu: Mẫu phải đáp ứng được yêu cầu tương tự như yêu cầu của mục 2.12.

Bảng 8. Các thông số ổn định hóa cho bài thử nghiệm rung hình sin (chịu đựng)

Dải tần số, Hz	10 ÷ 150
Biên độ gia tốc, m/s ²	10
Số trục	3
Tốc độ quét, octa/min	1
Số chu kỳ quét	20/axis

Quy trình:

Bước 1: Lắp mẫu vào máy và không cấp điện cho mẫu.

Bước 2: Ổn định hóa mẫu (Bảng 8); Tác động rung lần lượt vào 3 trục vuông góc với nhau. Trục gốc được xác định là trục vuông góc với mặt phẳng lắp đặt mẫu.

Bước 3: Giám sát mẫu để phát hiện tín hiệu báo động.

Bước 4: Thực hiện thử nghiệm và đo giá trị ngưỡng báo động của mẫu..

Bước 5: Thực hiện quá trình nội suy và so với mục 2.3 trên cùng một mẫu.

3. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày tổng quan về đầu báo khói và lượng hóa các tiêu chí kiểm định đầu báo khói tuân theo QCVN 03:2023/BCA và TCVN 7568-7:2015. Đây là cơ sở để xây dựng lưu đồ giải thuật cho từng bài kiểm định và đề xuất hợp nhất các cụm thiết bị, và sau đó tự

động hóa quy trình kiểm định. Nội dung tiếp theo sẽ được trình bày ở bài báo kế tiếp.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2024-20b-01. Chúng tôi xin cảm ơn Phòng Thí nghiệm trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống, Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **10/3/2024**

Ngày phản biện: **05/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TCVN 7568-7: 2015; *Hệ thống báo cháy – Phần 7: Đầu báo cháy khói kiểu điểm sử dụng ánh sáng, ánh sáng tán xạ hoặc ion hóa.*
- [2]. QCVN 03: 2023/BCA; *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phương tiện phòng cháy và chữa cháy.*
- [3]. Trương An Quốc và cộng sự; *Nghiên cứu tự động hóa kiểm định đầu báo nhiệt, Phần 1 – Nghiên cứu tiêu chí kiểm định theo TCVN 7568-5:2013, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Vol.311+312, pp.6-15, 2024.*
- [4]. Trương An Quốc và cộng sự; *Nghiên cứu tự động hóa kiểm định đầu báo nhiệt, Phần 2 - Đề xuất giải pháp kiểm định tự động đầu báo nhiệt, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, Vol.311+312, pp.16-21, 2024.*

GIẢI PHÁP LOẠI BỎ HIỆN TƯỢNG CHÒNG CHÀNH CHO CA NÔ NEO ĐẬU TRÊN MẶT NƯỚC DAO ĐỘNG

THE SOLUTION TO ELIMINATE THE PHENOMENON OF INSTABILITY FOR MOORED BOATS ON FLUCTUATING WATER SURFACES

Lưu Tuấn Anh¹, Ngô Thanh Bình²

¹Khoa Kỹ thuật Cơ sở, Trường Đại học Trần Đại Nghĩa (Trường SQKTQS)

²Chi nhánh phía Nam, Trung tâm Nhiệt đới Việt – Nga

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu phân tích giải pháp kỹ thuật của thiết bị con quay chống lắc đang được áp dụng để giảm thiểu tối đa hiện tượng chòng chành khi ca nô vừa và nhỏ neo đậu trên mặt nước dao động. Phương pháp nghiên cứu đi từ phân tích cơ sở lý thuyết đến nguyên lý hoạt động, sau đó chế tạo thiết bị lắp mô hình tàu thu nhỏ để thực nghiệm. Kết quả thu được cho thấy nguyên lý hoạt động đưa ra là đúng đắn với khả năng giảm chòng chành từ 80 đến 96%, tuy nhiên để đạt được độ ổn định liên tục đòi hỏi phải sử dụng cảm biến và mạch điều khiển có độ tin cậy cao. Giải pháp được đưa ra trong bài báo này không những có giá trị về mặt học thuật mà còn làm cơ sở để nghiên cứu nội địa hóa thiết bị con quay chống lắc cho Việt Nam.

Từ khóa: Ca nô; Lắc ngang; Con quay chống lắc.

ABSTRACT

The research article analyzes the technical solutions of anti-roll gyroscopic devices currently being applied to minimize the phenomenon of capsizing when small and medium-sized boats are moored on fluctuating water surfaces. The research method starts with analyzing theoretical foundations and principles of operation, then proceeds to manufacture and test devices installed on scaled-down ship models. The results obtained show that the operational principles are accurate in reducing capsizing by 80 to 96%. However, achieving continuous stability requires the use of reliable sensors and control circuits. The solution proposed in this article is not only valuable in terms of academic research but also serves as a basis for localizing anti-roll gyroscopic devices for Vietnam.

Keywords: Small boat; Roll motion; Gyroscope antiroll.



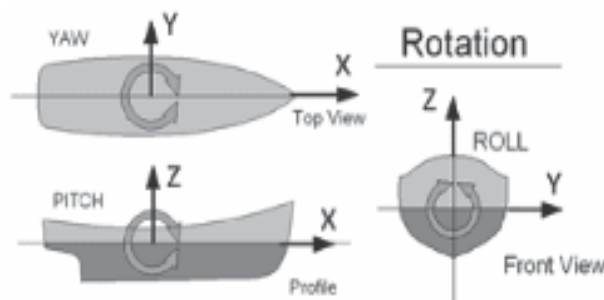
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các hoạt động bằng đường thủy đã gắn liền với đời sống con người Việt Nam trong buôn bán, giao thông, vận tải, đánh bắt, nuôi trồng thủy hải sản và gần đây là hoạt động du lịch đường thủy.



Hình 1. Ca nô chở khách

Chọn trọng tâm G của tàu làm gốc tọa độ, thiết lập hệ trục vuông góc như Hình 2. Nếu chuyển động dọc trục Gz và chuyển động quay quanh Gx, Gy có tính điều hòa thì sẽ gây ra hiện tượng lần lượt là lắc đứng (nhô), lắc ngang và lắc dọc.



Hình 2. Hệ trục chuyển động

Chòng chành là một tổ hợp các dạng chuyển động dao động khác nhau của tàu, mà nó có thể thực hiện trên sóng biển và trên nước tĩnh. Cường độ của các dao động này không chỉ phụ thuộc vào cường độ của sóng, mà còn phụ thuộc vào các tính năng của bản thân tàu.

Trong các chuyển động trên, chuyển

động lắc ngang của tàu khiến cho thuyền viên và hành khách bị say sóng, đồng thời có thể gây hư hỏng hàng hóa và thậm chí nếu lắc ngang quá mạnh hàng hóa chằng buộc không cẩn thận gây xô ngã, trường hợp nghiêm trọng có thể gây mất ổn định cho tàu và làm lật tàu (Hình 3). Tàu càng nhỏ thì khả năng bị mất ổn định càng lớn. Trong khi đó ảnh hưởng của lắc đứng và lắc dọc là không nguy hiểm, cho nên chỉ cần triệt tiêu hiện tượng chòng chành do lắc ngang.



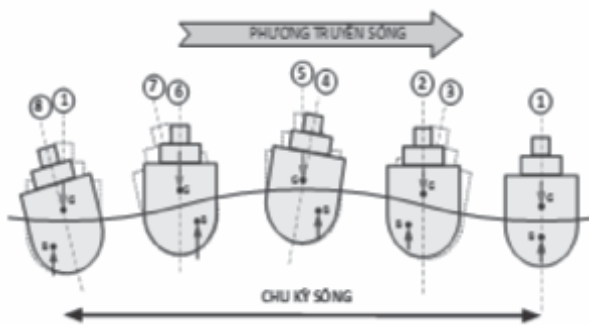
Hình 3. Ca nô bị chòng chành

Các phương pháp chống lắc hiện nay đang được sử dụng phổ biến như: Dùng vây hông cố định (Bilge Keels); sử dụng két chống lắc (Anti-rolling Tanks); Biến đổi hình dạng vỏ tàu; sử dụng vây chủ động (Fin stabilizers); Điều chỉnh lắc ngang bằng bánh lái (Rudder Roll Stabilisation – RRS) và sử dụng hiệu ứng con quay (Flywheel). Trong các phương pháp trên thì phương pháp sử dụng con quay chống lắc phù hợp với tàu bè nhỏ nói chung và ca nô nói riêng. Mặt khác nó có kích thước nhỏ gọn, linh hoạt khi có thể tháo rời, lắp lẫn trên các mẫu tàu tương đồng về tải trọng mà lại không cần thay đổi cấu trúc của thân tàu. Tuy nhiên, sản phẩm này hiện nay chưa có nhiều tài liệu nghiên cứu và chưa được sản xuất tại Việt Nam, vì vậy bài báo hướng đến phân tích nguyên lý hoạt động của thiết bị để làm cơ sở nghiên cứu phát triển sản phẩm tương tự trong nước.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Nguyên tắc chống lắc ngang

Tàu thuyền khi neo đậu trên mặt nước cơ bản sẽ chịu tác dụng bởi hai lực, một là trọng tâm G của tàu và hai tâm nổi B của tàu là điểm đặt của véc-tơ lực nổi tác dụng lên tàu hay đó chính là trọng tâm của khối nước mà tàu chiếm chỗ [2]. Khi tàu nổi ở trạng thái cân bằng thì lực nổi $\vec{F}_B$ và trọng lực $\vec{P}$ của tàu tác dụng cùng trên một đường thẳng đứng, bằng nhau về trị số và ngược chiều nhau. Khi tàu bị một tác nhân nào đó có tính chu kỳ như trường hợp tàu bè neo đậu trên vùng nước có sóng điều hòa với phương truyền sóng trùng với trục Gx thì phần nước chiếm chỗ của tàu thay đổi có tính chu kỳ, đồng thời vị trí tâm nổi B thay đổi theo làm xuất hiện ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$ kết hợp với quán tính buộc tàu phải dao động lắc ngang điều hòa (Hình 4).



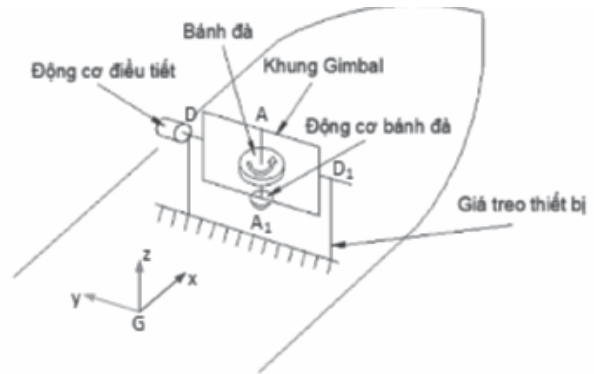
Hình 4. Lắc ngang của tàu trong một chu kỳ

Từ cơ sở lập luận trên, ta thấy rằng nguyên tắc để triệt tiêu hiện tượng lắc ngang thì phải chủ động tạo ra một ngẫu lực luôn cân bằng và ngược chiều với ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$.

Nguyên nhân và nguyên tắc giảm chòng chành do lắc dọc gây ra cũng tương đồng như trường hợp lắc ngang chỉ khác là khi đó phương tác dụng của tác nhân bên ngoài trùng với trục Gy .

2.2. Cấu tạo chung của thiết bị chống lắc bằng con quay

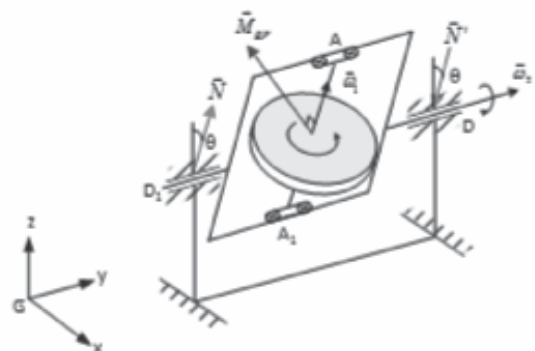
Thiết bị gồm các bộ phận như hình 5, trong đó bánh đà quay quanh trục AA_1 , khung gimbal quay quanh trục DD_1 .



Hình 5. Cấu tạo chung của thiết bị chống lắc bằng con quay

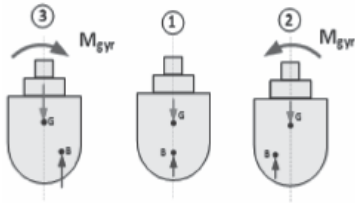
2.3. Nguyên lý làm việc của thiết bị chống lắc bằng con quay

Theo lý thuyết gần đúng về hiệu ứng con quay hai bậc tự do [3], bánh đà có mô-men quán tính J quay với vận tốc góc ω_1 , khi khung gimbal quay với vận tốc góc ω_2 thì bánh đà sẽ sinh ra một ngẫu lực $\vec{M}_{gyr} = J\vec{\omega}_1 \times \vec{\omega}_2$ tương đương với cặp ngẫu lực $(\vec{N}, \vec{N}')$ tác động lên ổ đỡ D và D_1 (Hình 6).



Hình 6. Con quay hai bậc tự do

Căn cứ vào cơ sở lý thuyết này, tại thời điểm trên tàu xuất hiện ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$ thì ngay lập tức ta chủ động tạo ra ngẫu lực $\vec{M}_{gyr}$ đối trọng sẽ triệt tiêu được nguồn dao động lắc ngang, hay nói cách khác là tàu sẽ không bị chòng chành.

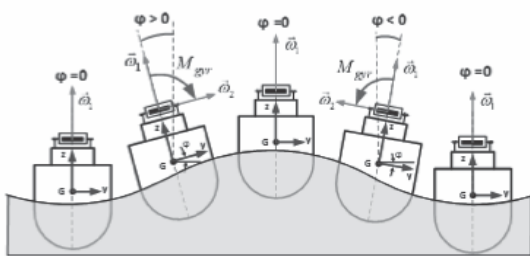


Hình 7. Nguyên lý làm việc khi tác nhân gây lắc có tính chu kỳ

2.4. Phương pháp điều khiển thiết bị

Thực tế, véc-tơ ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$ trùng với trục Gx, trong khi đó véc-tơ ngẫu lực $\vec{M}_{gyr}$ tạo với trục Gx một góc θ . Do đó, mô-men chống lắc sẽ là $\vec{M}_{antiroll} = \vec{M}_{gyr} \cos \theta$.

Để thiết bị con quay làm việc đòi hỏi phải có một bộ phận điều khiển với các nhiệm vụ: Thay đổi chiều của mô-men chống lắc $\vec{M}_{antiroll}$ ngược với ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$; Hiệu chỉnh thông số của động cơ điều tiết khung gimbal và động cơ bánh đà để trị số của $\vec{M}_{antiroll}$ luôn tiến sát trị số ngẫu lực $(\vec{P}, \vec{F}_B)$. Đây là vấn đề không đơn giản. Giải pháp để giải quyết khó khăn trên đó là chủ động đổi chiều $\vec{M}_{antiroll}$ theo góc nghiêng ϕ của sàn tàu (Hình 8).



Hình 8. Nguyên lý điều khiển

2.5. Chế tạo thiết bị con quay cho ca nô mô hình thu nhỏ

a) Thiết kế phần cơ khí

Ta chọn ca nô mô hình có:

- Kích thước chính: dài x rộng x cao = 80x20x15cm.

- Độ giãn nước $D = 10\text{kg}$.

- Cánh tay đòn ổn định [3] đo thực nghiệm $\overline{GZ}_{\max} = 0,05\text{m}$.

Như vậy, mô-men hồi phục của tàu [3]:

$$M_{ph}^{\max} = D(\overline{GZ}_{\max}) = 5\text{kg} \cdot \text{m}$$

Căn cứ vào mô-men phục hồi, ta chế tạo bộ phận cơ khí gồm có (Hình 9):

- Bánh đà làm bằng thép C45 có khối lượng riêng $\rho = 7850\text{kg/m}^3$, dạng đĩa tròn với đường kính 12cm và dày 1,35cm, có mô-men quán tính $J = 2,16 \cdot 10^{-3}\text{kg} \cdot \text{m}$;

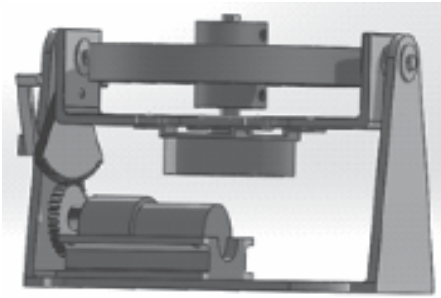
- Sử dụng động cơ không chổi than ba pha làm động cơ bánh đà có tốc độ $n = 5600$ vòng/phút;

- Sử dụng động cơ bước làm động cơ điều tiết;

- Động cơ điều tiết truyền động cho khung gimbal bằng truyền động bánh răng;

- Khung gimbal làm bằng nhôm;

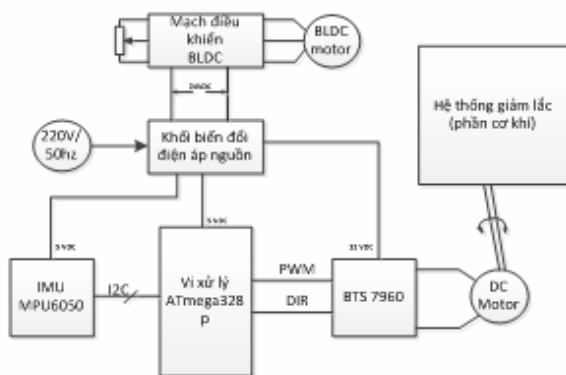
- Giá treo thiết bị làm bằng thép C45 gắn cứng vào thân tàu.



Hình 9. Phần cơ khí của thiết bị

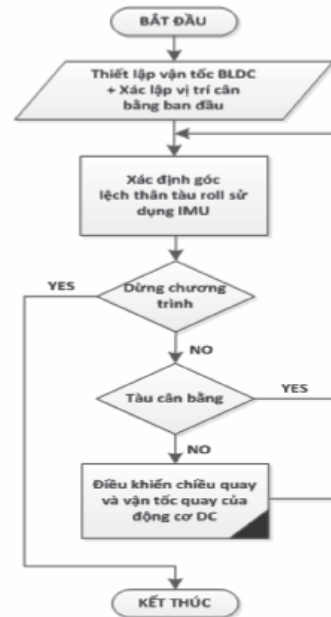
b) Thiết kế bộ phận điều khiển

Từ phân tích nguyên lý điều khiển nêu trên, bộ phận điều khiển sẽ gồm có: bộ nguồn nuôi và động cơ chính điều khiển bánh đà được điều khiển trực tiếp qua driver và chiết áp. Ngoài ra, việc kiểm soát góc quay ω_2 gồm các khối sau: vi xử lý, cảm biến góc IMU, động cơ DC với mô-men xoắn cao cùng driver điều khiển động cơ (Hình 10). Vi xử lý 8 bit Atmega 328p sử dụng kết hợp với cảm biến góc IMU MPU6050 để xác định góc θ (roll) giữa mặt sàn tàu và mặt nước tĩnh. Việc xử lý sai số góc quay được thực hiện bằng cách sử dụng bộ lọc bù, với hệ số bù lần lượt là 0,9 và 0,1 cho hai góc roll và pitch [5], với tần số xử lý lấy mẫu là 250Hz, tương thích với chuẩn giao tiếp I2C đang được sử dụng với vi xử lý.

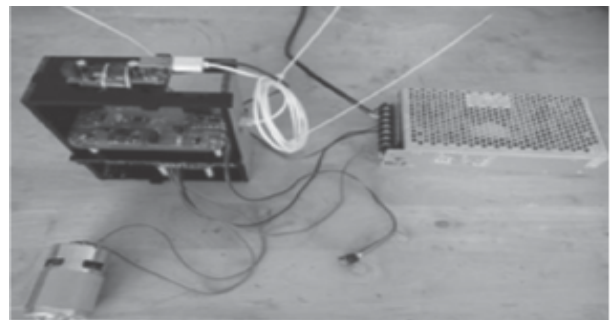


Hình 10. Sơ đồ khối nguyên lý hệ thống điện – điều khiển của thiết bị

Trong quá trình thử nghiệm sử dụng đồ thị tuyến tính từ 0 đến 35°. Lưu đồ thuật toán và bộ phận điều khiển hoàn chỉnh được thể hiện như trên Hình 11 và 12.



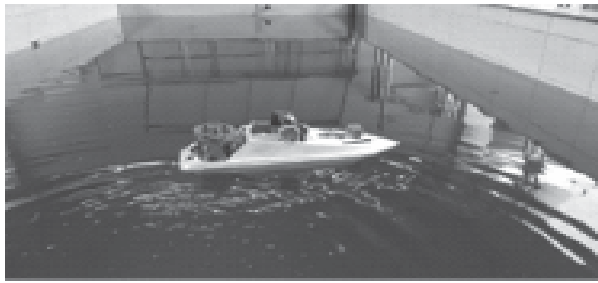
Hình 11. Lưu đồ thuật toán của hệ thống điều khiển



Hình 12. Bộ phận điều khiển hoàn chỉnh

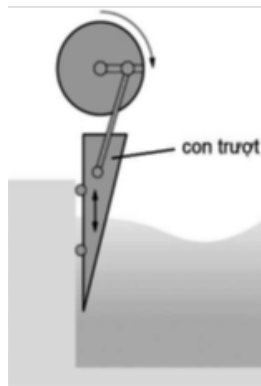
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Lắp ráp bộ phận điều khiển và phần cơ khí của thiết bị lên tàu, sau đó đặt tàu vào bể nước, thực hiện tạo các đợt sóng nhân tạo với biên độ sóng khác nhau. Đo kiểm tra góc nghiêng của tàu trước và sau khi bật thiết bị con quay.



Hình 13. Thực nghiệm trên bể nước

Bể nước dùng làm thí nghiệm có kích thước 2x6x1,5m. Để tạo sóng nhân tạo có nhiều phương pháp, trong thực nghiệm này sử dụng phương pháp tay quay con trượt.



Hình 14. Cơ cấu tạo sóng

Khi giữ nguyên chiều cao sóng $2\zeta_a = 0,05\text{m}$, thay đổi bước sóng tăng dần từ $\lambda = 0,4\text{m}$ đến giới hạn $\lambda = 0,8\text{m}$, ta thu được bảng số liệu:

Bảng 1. Hiệu suất chống lắc khi giữ nguyên chiều cao sóng 0,05m và thay đổi bước sóng tăng dần từ $\lambda = 0,4\text{m}$ đến giới hạn $\lambda = 0,8\text{m}$

TT	Bước sóng (m)	Góc nghiêng của tàu (độ)		Hiệu suất chống lắc(%)
		Chưa bật thiết bị	Đã bật thiết bị	
1	0,4	5	0,22	95,6
2	0,5	7	0,3	95
3	0,6	10	0,7	93
4	0,7	15	1,25	91
5	0,8	20	2	90

Khi giữ nguyên bước sóng $\lambda = 0,8\text{m}$, thay đổi chiều cao sóng tăng dần từ $2\zeta_a = 0,01\text{m}$ đến giới hạn $2\zeta_a = 0,05\text{m}$, ta thu được bảng số liệu:

Bảng 2. Hiệu suất chống lắc khi giữ nguyên bước sóng $\lambda = 0,8\text{m}$ và thay đổi chiều cao sóng tăng dần từ 0,01m đến giới hạn 0,05m

TT	Chiều cao sóng (m)	Góc nghiêng của tàu (độ)		Hiệu suất chống lắc(%)
		Chưa bật thiết bị	Đã bật thiết bị	
1	0,01	13	1,84	85,8
2	0,02	19	3,2	83
3	0,03	28	4,89	82,5
4	0,04	34	6,21	81,7
5	0,05	40	7,78	80,5

Trong quá trình thực nghiệm, ghi nhận hiện tượng các số liệu tăng hoặc giảm bất thường đối với cùng một điều kiện biên tương ứng với các giá trị góc nghiêng ϕ dị thường. Nguyên nhân có thể do cảm biến góc IMU MPU6050 mất ổn định tạm thời.

Đối với mỗi điều kiện biên, thực nghiệm 03 lần và lấy giá trị trung bình (không tính thí nghiệm có giá trị bất thường).

Ngoài ra, khi kiểm tra khả năng chống nghiêng của mô hình tàu khi tác nhân gây nghiêng là gió nhẹ tốc độ 3 m/s:

- Đối với thời gian tác dụng của gió là tức thời, kết quả thực nghiệm ghi nhận là tàu không bị nghiêng.

- Đối với thời gian tác dụng của gió liên tục kéo dài, kết quả thực nghiệm ghi nhận là sau khoảng thời gian hơn 10 giây thì tàu bắt đầu nghiêng.

Kết quả trên phù hợp với nguyên lý làm việc và nguyên lý điều khiển của thiết bị con quay, tức khi có tác nhân gây lắc thì bộ phận điều khiển khởi động động cơ điều tiết khung gimbal. Như ta đã biết, từ mục 2.4 thu được $M_{\text{antiroll}} = M_{\text{gyr}} \cos \theta$, nói cách khác, khả năng hoạt động hiệu quả của thiết bị khi $0 \leq \theta < 90^\circ$. Vì vậy, khi tác nhân kéo dài và liên tục sẽ làm góc θ tăng dần đến giới hạn 90° và kết quả là $M_{\text{antiroll}} = 0$, sau đó tàu bắt đầu nghiêng. Góc θ tăng dần đến giới hạn 90° trong thời gian ngắn nếu mô-men cưỡng bức của tác nhân không có tính chu kỳ lớn.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã phân tích được nguyên nhân làm gây ra hiện tượng chòng chành của tàu, qua đó đưa ra nguyên tắc để triệt tiêu tác động này, đặc biệt đi sâu nghiên cứu phương pháp sử dụng thiết bị con quay chống lắc.

Kết quả thực nghiệm cho thấy nguyên lý chống lắc và điều khiển thiết bị con quay theo góc nghiêng của tàu là đúng đắn và làm đơn giản hóa bài toán điều khiển. Trên cơ sở thực nghiệm, tác giả thấy rằng thiết bị con quay chỉ có thể triệt tiêu hiện tượng chòng chành với tác nhân gây lắc có tính chu kỳ.

Mặt khác, hiệu quả làm việc của thiết bị phụ thuộc vào độ chính xác của cảm biến, vì trong quá trình thực nghiệm xảy ra hiện tượng mất ổn định do cảm biến đưa thông tin không chính xác.

Do thực nghiệm được thực hiện trên tàu mô hình và trong điều kiện dao động lý tưởng, cho nên kết quả thực nghiệm chỉ có tính tham khảo để minh chứng khả năng giảm lắc ngang theo phương pháp bài báo đưa ra.

Trong trường hợp một thiết bị con quay không tạo đủ mô-men chống lắc thì có thể lắp thêm nhiều thiết bị con quay dọc theo trục Gx. Ngoài ra, trường hợp tàu có cả chuyển động lắc ngang và lắc dọc thì ta bố trí 2 cụm thiết bị con quay với phương đặt giá treo lần lượt theo trục Gx và Gy.

Thiết bị con quay nhỏ gọn, hoàn toàn có thể tháo lắp dễ dàng và có thể lắp lần trên các tàu khác nhau với cùng tải trọng.

Kết quả bài báo là cơ sở quan trọng cho các nghiên cứu tiếp theo để có thể hoàn thiện hơn nguyên lý điều khiển thiết bị phục vụ mục tiêu nội địa hóa sản phẩm này.

Ngày nhận bài: **12/3/2024**

Ngày phản biện: **01/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Văn Huân; *Cơ sở hải dương học*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật – Hà Nội, 1991.
- [2]. TS. Phùng Văn Khương, ThS Phạm Văn Vĩnh; *Thủy lực và máy thủy lực*, NXB. Giáo dục Việt Nam, 2009.
- [3]. Trần Công Nghị; *Lý thuyết tàu – Tập 1*, NXB. Đại học Giao thông Vận tải Thành phố Hồ Chí Minh, TP. Hồ Chí Minh, 2009.
- [4]. X. M. Targ, *Giáo trình giản yếu cơ học*, NXB. “Mir” - Matxcova, 1979.
- [5]. Kỹ yếu các đề tài nghiên cứu, ứng dụng KH&CN tập IX, giai đoạn 2013-2015.
- [6]. Alex Kien-Boon, Collin Howe-Hing Tang, Hooi-Sian Kang, Kee-Quen Lee, Chee-Loon Siow. *Gyroscopic Stabilisation of rolling motion in simplified marine hull model*. Published in: 2007 IEEE 7th International Conference on Underwater System Technology: Theory and Applications (USYS).

PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH ĐẠI LƯỢNG ĐẶC TRƯNG ĐỘ TIN CẬY TRONG KHAI THÁC Ô TÔ QUÂN SỰ

METHOD FOR DETERMINING THE CHARACTERISTIC QUANTITY OF RELIABILITY IN AUTOMOBILE OPERATION

Lê Quang Minh¹, Vũ Mạnh Cường²

¹Học viện Kỹ thuật Quân sự

²Trường Đại học Trần Quốc Tuấn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày phương pháp tính toán xác định các đại lượng đặc trưng của độ tin cậy, làm cơ sở để có những phương pháp dự báo hư hỏng, từ đó có kế hoạch khai thác ô tô hiệu quả. Mỗi một tính chất thành phần của độ tin cậy cũng được đặc trưng bằng hàm phân bố, mật độ phân bố mà chúng được xác định trên cơ sở các số liệu thống kê trong quá trình khai thác. Khi biết hàm mật độ phân bố có nghĩa là biết dạng quy luật phân bố lý thuyết của đại lượng ngẫu nhiên. Từ đó có thể xác định được các chỉ tiêu độ tin cậy mong muốn. Một vài chỉ tiêu thành phần của độ tin cậy có thể được xác định trực tiếp qua những kết quả thống kê mà không cần sử dụng hàm phân bố.

Từ khóa: Độ tin cậy; Tình không hỏng; Quy luật phân bố; Cường độ hỏng hóc.

ABSTRACT

This article presents a calculation method to determine the characteristic quantities of reliability, as a basis for damage prediction methods, from which there is an effective car exploitation plan. Each component property of reliability is also characterized by a distribution function and distribution density that are determined on the basis of statistical data during the exploitation process. Knowing the distribution density function means knowing the form of the theoretical distribution law of the random quantity. From there, the desired reliability criteria can be determined. Some component criteria of reliability can be determined directly through statistical results without using a distribution function.

Keywords: Reliability; Non-failure; Distribution law; Failure intensity.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Độ tin cậy cũng có thể coi là xác suất hoạt động của sản phẩm trong các điều kiện khai thác xác định [3]. Trong cơ sở lý thuyết độ tin cậy, hệ thống các khái niệm của môn khoa học này có một khái niệm quan trọng là “hồng học”. Đây là một sự kiện ngẫu nhiên, vì vậy theo lý thuyết xác suất, các chỉ số độ tin cậy rõ ràng là cần được xác định như các đại lượng xác suất toán học bằng phương pháp giải tích hay số hoặc nhận được nhờ việc xử lý các số liệu thống kê [2]. Lý thuyết xác suất và toán học thống kê là nền tảng cơ bản của khoa học ứng dụng về độ tin cậy sản phẩm, đối tượng của nó chính là sản phẩm (các thiết bị, hệ thống kỹ thuật). Đây là nội dung khoa học tương đối mới mặc dù các nhà sáng chế và người sử dụng các hệ thống kỹ thuật đã nghiên cứu chúng ngay từ bước đầu tiên sáng tạo và phát triển kỹ thuật ở các mức độ khác nhau.

2. PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN ĐỘ TIN CẬY CỦA PHẦN TỬ VÀ HỆ THỐNG

2.1. Xác định quy luật phân bố thời gian làm việc không hỏng của TBVK

2.1.1. Kiểm tra chất lượng của các số liệu ban đầu

Mục đích là đánh giá mức độ tin cậy và sàng lọc thông tin kém tin cậy.

Giả sử khi quan sát thời gian làm việc đến hỏng của một chi tiết nào đó, ta nhận được một dãy các số liệu thống kê đã sắp xếp theo thứ tự tăng dần $t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_n$. Thông thường, các giá trị $t_{\max}$ và $t_{\min}$ là các giá trị bất thường và chứa các sai số thô. Như vậy, cần phải biết giá trị $t_{\min}$ (hoặc $t_{\max}$) có chứa sai số thô hay không. Có hai trường hợp phân bố được nêu cụ thể

trong tài liệu [2].

* Trường hợp phân bố chuẩn:

Xét đại lượng thống kê phụ:

$$R = \frac{t_{\max} - \bar{T}}{\bar{\sigma}} \text{ hoặc } R = \frac{\bar{T} - t_{\min}}{\bar{\sigma}} \quad (2.1)$$

Trong đó, $\bar{T}$ là giá trị trung bình, $\bar{\sigma}$ là ước lượng độ lệch tiêu chuẩn của đại lượng T. Miền bác bỏ giả thiết A_0 với mức tin cậy p được xác định bởi tiêu chuẩn:

$$\frac{t_{\max} - \bar{T}}{\bar{\sigma}} > R_{n,p} \text{ hoặc } \frac{\bar{T} - t_{\min}}{\bar{\sigma}} > R_{n,p} \quad (2.2)$$

Trong đó, $R_{n,p}$ là giá trị giới hạn của đại lượng R, phụ thuộc vào số liệu còn lại n và mức tin cậy p của kết luận.

* Trường hợp phân bố mũ:

Nếu đại lượng T_i có phân bố mũ với tham số λ , thì đại lượng $2\lambda T_i$ có phân bố χ^2 với hai bậc tự do. Khi cộng hai đại lượng hay nhiều đại lượng ngẫu nhiên độc lập có phân bố χ^2 , đại lượng ngẫu nhiên mới cũng có phân bố χ^2 với bậc tự do bằng tổng số bậc tự do của các đại lượng ngẫu nhiên thành phần. Do đó, đại lượng

ngẫu nhiên $2\lambda \cdot \sum_{i=1}^n T_i$ có phân bố χ^2 với $2n$ bậc tự do.

Trong trường hợp phân bố mũ này, $2\lambda \cdot t_{\min}$ có phân bố χ^2 với hai bậc tự do, còn $2\lambda \sum_{i=1}^n T_i$ có phân bố χ^2 với $2n$ bậc tự do. Trong đó, n là số liệu trong dãy không kê $t_{\min}$. Đại lượng:

$$F_{qs} = \frac{t_{\min}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i} = \frac{n \cdot t_{\min}}{\sum_{i=1}^n T_i} \quad (2.3)$$

Có phân bố Fisher với $(2n;2)$ bậc tự do. Nếu $t_{\min}$ là giá trị nhỏ bất thường thì tỷ số (2.3) sẽ nhỏ một cách không tỷ lệ. Do đó, miền bác bỏ giả thiết A_0 xác định bởi tiêu chuẩn:

$$\frac{n.t_{\min}}{\sum_{i=1}^n T_i} < F_{\alpha, 2n, 2} \quad (2.4)$$

Nghĩa là, nếu (2.4) thỏa mãn thì $t_{\min}$ có chứa sai số thô, $F_{\alpha, 2n, 2}$ là giá trị tới hạn của đại lượng F được tra theo bảng hoặc tính trực tiếp trên máy tính.

Để tiện sử dụng bảng của phân bố Fisher, (2.4) được viết lại dưới dạng:

$$F_{qs} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n.t_{\min}} > F_{\alpha, 2n, 2} \quad (2.5)$$

Và cũng tương tự như trên, khi kiểm tra giá trị $t_{\max}$ của dãy số có phân bố mũ. Miền bác bỏ giả thiết A_0 bây giờ là:

$$F_{qs} = \frac{n.t_{\max}}{\sum_{i=1}^n T_i} > F_{\alpha, 2n, 2} \quad (2.6)$$

Nghĩa là, nếu (2.6) thỏa mãn thì $t_{\max}$ có sai số thô cần loại bỏ ra khỏi số liệu ban đầu trước khi xem xét tiếp theo.

2.1.2. Xây dựng quy luật phân bố thực nghiệm

Trong trường hợp số lượng mẫu quan sát lớn sẽ đủ điều kiện để xác định một quy luật phân bố liên tục. Trong trường hợp này, có hai phương pháp để xác định quy luật phân bố của các mẫu quan sát được [1]: Phương pháp dựa vào lưới đồ thị mẫu của các phân bố và phương pháp xây dựng biểu đồ thống kê tần suất hồng học.

Phương pháp thứ nhất có ưu điểm rất lớn là đơn giản, thực hiện nhanh chóng, có độ chính xác khá cao, nhưng nó lại có nhược điểm không kém phần quan trọng là phải có đủ các lưới đồ thị mẫu của các phân bố lý thuyết được vẽ trên nền giấy tỷ lệ chuyên dùng. Nhược điểm này là vấn đề khó khăn nhất trong thực tế. Chính vì vậy, trong khuôn khổ của bài báo này sẽ đề cập đến phương pháp thứ hai. Theo các số liệu thống kê, chúng ta tiến hành theo trình tự sau:

1) Xác định khoảng lệch lớn nhất T của các số liệu thống kê thu được theo biểu thức:

$$T = t_{\max} - t_{\min} \quad (2.7)$$

Trong đó: $t_{\max}$ – Thời gian lớn nhất khi quan sát sản phẩm;

$t_{\min}$ – Thời gian nhỏ nhất khi quan sát sản phẩm.

2) Chia khoảng lệch lớn nhất T thành k khoảng bằng nhau, thông thường có thể sơ bộ tính k theo biểu thức kinh nghiệm sau:

$$k = 1 + 3,3.\lg n \quad (2.8)$$

Trong đó: k – Số khoảng chia chỉ nhận các giá trị nguyên dương;

n – Tổng số các số liệu thống kê.

3) Xác định độ lớn của mỗi khoảng chia Δt_i theo biểu thức:

$$\Delta t_i = \frac{T}{k}, \quad i = \overline{1, k} \quad (2.9)$$

4) Lập dãy thống kê các hồng học và tần suất hồng theo mỗi khoảng chia. Dãy này được lập thành bảng có dạng như bảng 1.

Bảng 1. Dãy thống kê các hỏng hóc và tần suất hỏng theo mỗi khoảng chia

Δt_i	Δt_1	Δt_2	...	...	...	...	...	Δt_k
n_i	n_1	n_2	...	...	...	...	...	n_k
$p_i = \frac{n_i}{n}$	...	...	...	...	...	...	...	...

n_i – Tổng số hỏng hóc; $\bar{p}_i$ – Tần suất hỏng hóc.

5) Theo các số liệu của bảng 1, dựng biểu đồ khối của tần suất hỏng.

6) Nối điểm giữa của các cạnh ngang phía trên với nhau được đường cong mật độ hỏng thực tế, từ đó chọn sơ bộ một đường cong lý thuyết có dạng gần giống nhất với dạng đường cong thực tế.

7) Kiểm tra sự phù hợp giữa quy luật phân bố lý thuyết với quy luật phân bố thực nghiệm theo các tiêu chuẩn phù hợp. Nếu quy luật phân bố lý thuyết đã chọn phù hợp với quy luật phân bố thực nghiệm thì đi đến kết luận và kết thúc bài toán. Còn nếu quy luật phân bố lý thuyết đã chọn không phù hợp với quy luật phân bố thực nghiệm thì tiến hành chọn lại cho đến khi chọn được quy luật phân bố lý thuyết phù hợp thì mới dừng lại.

8) Kết luận về các số liệu thực nghiệm thu nhận được trong quá trình khai thác sẽ tuân theo quy luật phân bố nào.

2.2. Tính các chỉ tiêu tính không hỏng của chi tiết không phục hồi

Các chỉ tiêu tính không hỏng đối với chi tiết không phục hồi đang trong giai đoạn khai thác được xác định như sau:

1) Lập bảng tổng hợp tất cả các chi tiết hỏng như mẫu bảng 1, xác định thời gian Δt_i trong mỗi khoảng, sau đó tìm tổng số hỏng hóc

n_i và tần suất hỏng hóc $\bar{p}_i$ trong mỗi khoảng tương ứng.

2) Lập dãy biến phân số lượng các hỏng hóc, đồng thời kiểm tra lại chất lượng của các thành phần trong dãy.

3) Tính cường độ hỏng hóc của các chi tiết $\lambda(\Delta t_i)$ theo các biểu thức sau :

$$\lambda(\Delta t_i) = \frac{n_i}{N_{itb} \Delta t_i} \quad (2.10)$$

Trong đó: n_i – Số các chi tiết bị hỏng trong khoảng thời gian Δt_i ;

N_{itb} – Số trung bình các chi tiết làm việc tốt trong khoảng thời gian Δt_i tương ứng được tính theo biểu thức sau:

$$N_{itb} = \frac{N(t_i) + N(t_i + \Delta t_i)}{2} \quad (2.11)$$

Trong đó: $N(t_i)$ – Số chi tiết làm việc tốt trong khoảng thời gian t_i ;

$N(t_i + \Delta t_i)$ – Số chi tiết làm việc tốt trong khoảng thời gian $(t_i + \Delta t_i)$.

4) Tính xác suất làm việc không hỏng tương ứng với mỗi một khoảng chia:

$$p(\Delta t_i) = \frac{N - \sum_{i=1}^k n_i}{N} \quad (2.12)$$

5) Tính thời gian trung bình làm việc tới hỏng hóc:

$$T_{TB} = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{n}, \quad (2.13)$$

Trong đó: t_i – Thời gian làm việc tới hỏng của chi tiết thứ i (thuộc khoảng thời gian quan sát);

n – Số các chi tiết hỏng hóc.

Thời gian trung bình làm việc tới hỏng tính theo tần suất hỏng hóc $\bar{p}_i$:

$$\bar{T}_{TB} = \sum_{i=1}^k (\bar{p}_i \cdot \bar{t}_i) = \sum_{i=1}^k \left[\bar{p}_i \cdot \left(t_{i-1} + \frac{\Delta t_i}{2} \right) \right] \quad (2.14)$$

Trong đó: $\bar{t}_i$ – Thời gian trung bình của khoảng thứ i tính từ khi bắt đầu quan sát t_0 .

2.3. Tính chỉ tiêu độ tin cậy chi tiết phục hồi

Phương pháp tính gồm những bước như sau:

1) Lập bảng thống kê các hỏng hóc của sản phẩm dạng như bảng 2.

Bảng 2. Thống kê các hỏng hóc

Tên sản phẩm	Thời gian làm việc					Tổng số hỏng hóc n
	Δt_1	...	Δt_i	...	Δt_k	
Sản phẩm 1	...	...	...	...	...	...
Tổng hỏng hóc	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...
Sản phẩm thứ N	...	...	...	...	...	...
Tổng hỏng hóc	...	...	...	...	...	...
Tổng hỏng hóc của tất cả sản phẩm n_i	...	...	...	...	...	...

2) Tính tham số luồng hỏng $\omega(\Delta t_i)$ trong mỗi khoảng Δt_i theo các số lần hỏng n_i và số sản phẩm được quan sát N như sau:

$$\omega(\Delta t_i) = \frac{n_i}{N \cdot \Delta t_i} \quad (2.15)$$

Trong đó: n_i – Số lần hỏng (số lần sửa chữa) trong khoảng Δt_i ;

N – Số sản phẩm được quan sát.

3) Dựng biểu đồ phân bố tham số luồng hỏng của sản phẩm trong thời gian quan sát:

Theo đặc tính của biểu đồ nhận được,

thiết lập khoảng làm việc tiếp theo, bỏ qua các hỏng hóc mới trong khoảng đó không tính tới nữa.

4) Tính tham số luồng hỏng trung bình sau khi đã bị loại bỏ các khoảng không ổn định ở bước tính trên.

$$\bar{\omega}_{TB} = \bar{\omega}_0 \quad (2.16)$$

5) Theo đặc tính biến thiên của $\bar{\omega}_0$, chọn một quy luật phân bố thời gian làm việc tới hỏng có dạng như quy luật phân bố hàm số mũ:

$$\omega(t) = a \cdot e^{b \cdot t} + c \quad (2.17)$$

Trong đó: a, b, c – Các hệ số được xác định từ các số liệu thực nghiệm tương ứng với – .

6) Tính thời gian làm việc trung bình đến hỏng hóc đầu tiên của sản phẩm theo biểu thức:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t) = \frac{1}{T_{TB}} \quad (2.18)$$

7) Từ hàm tham số dòng hỏng hóc $\omega(t)$ tìm biến đổi ngược Laplace của nó là $\omega(s)$ theo biểu thức:

$$\omega(s) = \int_0^{\infty} \omega(t) \cdot e^{-s \cdot t} \cdot dt \quad (2.19)$$

8) Tìm biến đổi ngược Laplace $a(s)$ của hàm tần số hỏng hóc $a(t)$ theo biểu thức:

$$a(s) = \frac{\omega(s)}{1 + \omega(s)} \quad (2.20)$$

9) Tìm hàm tần số hỏng hóc $a(t)$ theo biến đổi ngược Laplace $a(s)$.

10) Xác định hàm xác suất làm việc không hỏng $p(t)$ của sản phẩm theo biểu thức:

$$p(t) = 1 - \int_0^t a(t) \cdot dt \quad (2.21)$$

11) Xác định hàm cường độ hỏng hóc $\lambda(t)$ của sản phẩm theo biểu thức:

$$\lambda(t) = \frac{a(t)}{p(t)} \quad (2.22)$$

12) Tính thời gian trung bình phục hồi

sau khi hỏng $\bar{T}_{SC}$ theo giá trị t_{sci} lấy trong bảng 2 theo biểu thức:

$$\bar{T}_{SC} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{sci} \quad (2.23)$$

Trong đó: m – Tổng số lần sửa chữa;
 t_{sci} – Thời gian phục hồi khả năng làm việc sau lần hỏng thứ i.

13) Tính hệ số sẵn sàng K_{SS} theo biểu thức:

$$K_{SS} = \frac{T_{TB}}{T_{TB} + \bar{T}_{SC}} \quad (2.24)$$

3. ÁP DỤNG PHƯƠNG PHÁP VÀO KHẢO SÁT ĐỘ TIN CẬY HỆ THỐNG PHANH

3.1. Xác định đối tượng khảo sát và thu thập số liệu thống kê

Đối tượng nghiên cứu là hệ thống phanh xe ô tô KRAZ-255B với yêu cầu là khảo sát độ tin cậy trong quá trình khai thác. Quá trình thu thập số liệu thống kê tại đơn vị, nhà máy Z151, đối chiếu số liệu thực tế trên sổ lý lịch trang thiết bị của 10 xe ô tô KRAZ-255B có thống kê, ghi chép số liệu hỏng hóc của hệ thống trong khoảng hành trình hoạt động là 20000 km, với 05 thông số trạng thái điển hình của hệ thống phanh: 1 – Hành trình tự do bàn đạp phanh; 2 – Khe hở má phanh và tang trống; 3 – Chiều dày má phanh; 4 – Độ võng dây đai máy nén khí; 5 – Áp suất máy nén khí.

Các thông số trên được mắc theo kiểu nối tiếp, do đó khi một thông số vượt qua giá trị tới hạn thì hệ thống phanh coi như bị hỏng. Các hỏng hóc này đều phục hồi được nên ta tính toán theo chỉ tiêu độ tin cậy đối với sản phẩm có khả năng phục hồi. 

Bảng 3. Các số liệu ban đầu

Tên xe	Tên thông số	Số km hoạt động tới hỏng	Thời gian phục hồi (giờ)	Tên xe	Tên thông số	Số km hoạt động tới hỏng	Thời gian phục hồi (giờ)
X1	1	4410, 6630, 12520, 18410	1, 1, 1, 1	X6	1	4990, 8170, 19860	1, 1, 1
	2	9640, 15650	2, 2		2	5630, 17390	2, 2
	3	750, 14240	3, 3		3	3100, 12070	3, 3
	4	5560, 13690, 17150	1, 1, 1		4	1120, 14710	1, 1
	5	19470	3		5	15350	3
X2	1	1290, 14810	1, 1	X7	1	7510, 16450	1, 1
	2	4790, 12560	2, 2		2	3140, 12590	2, 2
	3	2560, 11320	3, 3		3	1440, 9200	3, 3
	4	6790	1		4	11870	1
	5	16440	3		5	5760	3
X3	1	1380, 7940, 19980	1, 1, 1	X8	1	13500	1
	2	3860, 9980, 19980	2, 2, 2		2	6310, 17340	2, 2
	3	4710, 19980	3, 3		3	4040, 8360, 19020	3, 3, 3
	4	11990	1		4	0	0
	5	2460, 17310	3, 3		5	0	0
X4	1	3430, 10660	1, 1	X9	1	3160, 10150	1, 1
	2	890, 7400	2, 2		2	7630, 14330	2, 2
	3	1670, 15950	3, 3		3	1560, 9540, 15410	3, 3, 3
	4	17740	1		4	5140	1
	5	0	0		5	16930	3
X5	1	5630, 10990	1, 1	X10	1	1010, 8660, 16550	1, 1, 1
	2	4030, 12470	2, 2		2	12320	2
	3	450, 8260, 14560	3, 3, 3		3	3550, 11240	3, 3
	4	0	0		4	0	0
	5	2480	3		5	5850	3

3.2. Xây dựng quy luật phân bố thực nghiệm

Kiểm tra giá trị bất thường của các số liệu: kiểm tra số liệu nhỏ nhất 450 với sai số $\alpha = 0,05$ theo biểu thức:

$$F_{qs} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n \cdot t_{\min}} = \frac{\sum_{i=1}^{85} t_i}{85 \cdot t_i} = \frac{750 + 890 + \dots + 19980}{85 \cdot 450} = 16,85$$

Tính trực tiếp điểm phân vị của phân bố Fisher với $(2n; 2)$ bậc tự do và sai số $\alpha = 0,05$, ta được: $F_{\alpha, 2n, 2} = F_{0,01; 170; 2} = 19,49$. Do $F_{qs} = 16,85 < F_{0,01; 170; 2} = 19,49$ nên không mâu thuẫn với giả thiết A_0 , tức là số liệu nhỏ nhất 450 hoàn

toàn phù hợp với các số liệu khác của mẫu thử nghiệm đã cho.

Xác định số khoảng chia k và độ rộng Δt của mỗi khoảng: $t_{\max} = 19980 \text{ km}$; $t_{\min} = 450 \text{ km}$.

Số khoảng chia k bằng: $k = 1 + 3,32 \cdot \lg n = 1 + 3,32 \cdot \lg(86) = 7,5 \approx 8$.

Độ rộng Δt của mỗi khoảng bằng:

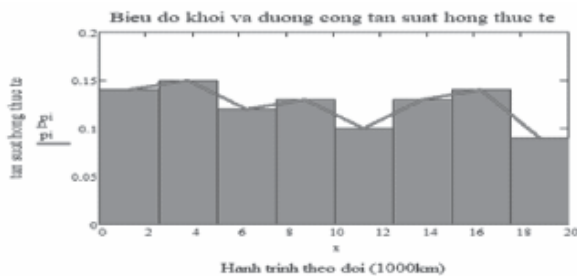
$$\Delta t = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{k} = \frac{19980 - 450}{8} = 2441,25 \approx 2,5 \text{ (1000 km)}$$

Lập dãy thống kê các hỏng hóc và tần suất hỏng theo mỗi khoảng chia.

Bảng 4. Dãy thống kê các hỏng hóc và tần suất hỏng theo mỗi khoảng chia

Δt_i	0÷2,5	2,5÷5	5÷7,5	7,5÷10	10÷12,5	12,5÷15	15÷17,5	17,5÷20
n_i	12	13	10	11	9	11	12	8
$p_i = \frac{n_i}{n}$	0,14	0,15	0,12	0,13	0,1	0,13	0,14	0,09

Xây dựng biểu đồ khối qua phần mềm Mathcad như hình 1:



Hình 1. Biểu đồ khối và đường biểu diễn tần suất hư hỏng

Tính giá trị p_{TB} và độ lệch lớn nhất:

$$p_{TB} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k p(\Delta t_i) = \frac{1}{8} (0,14 + 0,15 + 0,12 + 0,13 + 0,10 + 0,13 + 0,14 + 0,09) = 0,125$$

$$D_{\max} = 0,15 - 0,125 = 0,025$$

Kiểm tra sự phù hợp giữa phân bố lý thuyết và phân bố thực nghiệm bằng tiêu chuẩn phù hợp Kônmôgôrôv:

$$\lambda_0 = D_{\max} \sqrt{n} = 0,025 \sqrt{86} = 0,232.$$

Do $\lambda_0 = 0,232 < 1$ nên theo tiêu chuẩn phù hợp Kônmôgôrôv, phân bố lý thuyết phù hợp với phân bố thực nghiệm, có nghĩa là các số liệu thống kê trên bảng 1 tuân theo quy luật phân bố hàm số mũ.

3.3. Xác định độ tin cậy thông qua các chỉ tiết phục hồi

Lập bảng thống kê hỏng hóc như bảng 5:

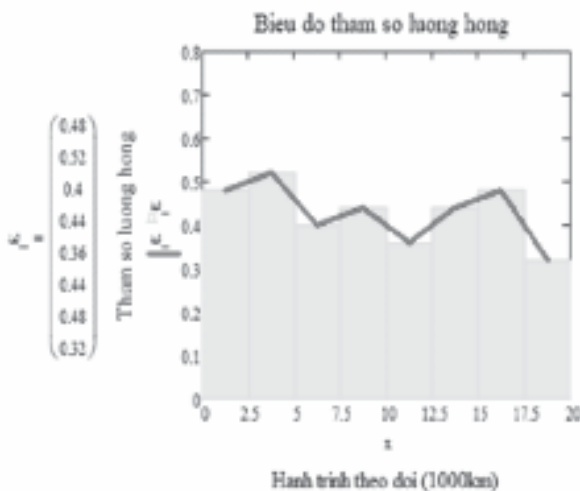
Bảng 5. Bảng thống kê hỏng hóc theo khoảng chia của 10 xe KRAZ-255B

Tên xe	Số km làm việc tới hỏng theo khoảng chia, [1000km]								Σ hỏng hóc n
	0÷2,5	2,5÷5	5÷7,5	7,5÷10	10÷12,5	12,5÷15	15÷17,5	17,5÷20	
X1	750	4410	5560 6630	9640		12520 13690 14240	15650 17150	18410 19470	
Σ	1	1	2	1		3	2	2	12
X2	1290	2560 4790	6790		11320	12560 14810	16440		
Σ	1	2	1		1	2	1		8
X3	1380 2460	3860 4710		7940 9980	11990		17310	19980 19980 19980	
Σ	2	2		2	1		1	3	11
X4	890 1670	3430	7400		10660		15950	17740	
Σ	2	1	1		1		1	1	7
X5	450 2480	4030	6630	8260	12470	12990 14560			
Σ	2	1	1	1	1	2			8
X6	1120	3100 4990	5630	8170	12070	14710	15350 17390	19860	
Σ	1	2	1	1	1	1	2	1	10
X7	1440	3140	5760	7510 9920	11870	12590	16450		
Σ	1	1	1	2	1	1	1		8
X8		4040	6310	8360		13500	17340	19020	
Σ		1	1	1		1	1	1	6
X9	1560	3160	5140	7630 9540	10150	14330	15410 16930		
Σ	1	1	1	2	1	1	2		9
X10	1010	3550	5850	8660	11240 12320		16550		
Σ	1	1	1	1	2		1		7
Σ 10 xe	12	13	10	11	9	11	12	8	86

Tính tham số hỏng $\omega(\Delta t_i)$ theo biểu thức (2.15): $\omega(\Delta t_i) = \frac{n(\Delta t_i)}{N \cdot \Delta t_i}$

$\omega(\Delta t_1)$	$\omega(\Delta t_1)$	$\omega(\Delta t_2)$	$\omega(\Delta t_3)$	$\omega(\Delta t_4)$	$\omega(\Delta t_5)$	$\omega(\Delta t_6)$	$\omega(\Delta t_7)$	$\omega(\Delta t_8)$
$\frac{n(\Delta t_i)}{N \cdot \Delta t_i}$	0,48	0,52	0,4	0,44	0,36	0,44	0,48	0,32

Dựng biểu đồ tham số hỏng và chọn quy luật phân bố tham số hỏng có dạng theo biểu thức (2.17) được giải trên phần mềm Mathcad như hình 2.



Số hỏng hóc trên các khoảng chia:

$$n := (12 \ 13 \ 10 \ 11 \ 9 \ 11 \ 12 \ 8)^T$$

Tham số hỏng hóc:

$$\omega := \frac{n}{N \cdot \Delta t}$$

Xác định hệ số a, b, c bằng phương pháp hồi quy:

$$g := (10^{-3} \ 10^{-3} \ 10^{-3})^T$$

$$M := \text{expfit}(x, \omega, g)$$

$$M^T = (0.173 \ -0.063 \ 0.332)$$

$$a := 0.173 \quad b := -0.063 \quad c := 0.332$$

Ta được hàm tham số hỏng hóc:

$$\omega(t) := a \cdot \exp(b \cdot t) + c \quad \omega(t) \rightarrow 0.173 \cdot e^{-0.063 \cdot t} + 0.332$$

Hình 2. Biểu đồ tham số hỏng hóc và chương trình tính hệ số tham số hỏng hóc

Tính hành trình trung bình làm việc giữa hai lần hỏng liên tiếp theo biểu thức (2.18):

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t) = \frac{1}{T_{TB}}; \text{ trong đó}$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} (0.173 \cdot e^{-0.063 \cdot t} + 0.332) = 0.332$$

$$T_{TB} = \frac{1}{\lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t)} = \frac{1}{0.332} = 3,012 \text{ (1000km)}$$

Tìm biến đổi ngược Laplace của tham số hỏng hóc $\omega(t)$ là $\omega(s)$ theo biểu thức (2.19):

$$\begin{aligned} \omega(s) &= \int_0^{\infty} \omega(t) \cdot e^{-s \cdot t} \cdot dt = \int_0^{\infty} (0.173 \cdot e^{-0.063 \cdot t} + 0.332) \cdot e^{-s \cdot t} \cdot dt \\ &= 0.173 \cdot \int_0^{\infty} e^{-(s+0.063) \cdot t} \cdot dt + 0.332 \cdot \int_0^{\infty} e^{-s \cdot t} \cdot dt = \frac{0.505 \cdot s + 0.021}{s \cdot (s + 0.063)} \end{aligned}$$

Tìm biến đổi ngược Laplace $a(s)$ của hàm tần số hỏng hóc $a(t)$ theo biểu thức (2.20):

$$a(s) = \frac{\omega(s)}{1 + \omega(s)} = \frac{0.505 \cdot s + 0.021}{(s + 0.04)(s + 0.528)}$$

Ta có: $a(t) = 0.002 \cdot e^{-0.04 \cdot t} + 0.503 \cdot e^{-0.528 \cdot t}$

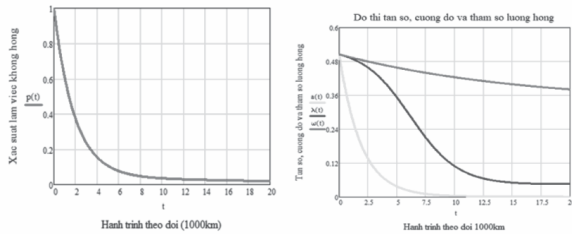
Xác định hàm xác suất làm việc không hỏng $p(t)$ của sản phẩm theo biểu thức (2.21):

$$\begin{aligned} p(t) &= 1 - \int_0^t a(t) \cdot dt = 1 - 0.002 \cdot \int_0^t e^{-0.04 \cdot t} \cdot dt - 0.503 \cdot \int_0^t e^{-0.528 \cdot t} \cdot dt \\ &= 0.05 \cdot e^{-0.04 \cdot t} + 0.953 \cdot e^{-0.528 \cdot t} - 0.0027 \end{aligned}$$

Xác định hàm cường độ hỏng hóc $\lambda(t)$ của sản phẩm theo biểu thức (2.22):

$$\lambda(t) = \frac{a(t)}{p(t)} = \frac{0,77 \cdot e^{-1,1 \cdot t} + 0,065 \cdot e^{-0,217 \cdot t}}{0,7 \cdot e^{-1,1 \cdot t} + 0,3 \cdot e^{-0,217 \cdot t} - 1,685}$$

Xây dựng đồ thị xác suất làm việc không hỏng và đồ thị tần số hỏng $a(t)$, cường độ hỏng $\lambda(t)$ và tham số luồng hỏng $\omega(t)$ trên cùng một đồ thị như hình 3.



Hình 3. Đồ thị xác suất làm việc không hỏng (1) và đồ thị tần số hỏng $a(t)$, cường độ hỏng $\lambda(t)$ cùng tham số luồng hỏng $\omega(t)$ trên cùng một đồ thị (2)

Tính thời gian trung bình phục hồi sau khi hỏng theo biểu thức (2.23):

$$\overline{T_{SC}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_{sci} = \frac{1}{86} \sum_{i=1}^{86} t_{sci} = 1,942 \text{ giờ}$$

Tính hệ số sẵn sàng K_{ss} theo biểu thức

$$(2.24): K_{ss} = \frac{T_{TB}}{T_{TB} + \overline{T_{SC}}}$$

Vì T_{TB} chúng ta tính theo hành trình (km), do vậy để tính được K_{ss} , chúng ta quy T_{TB} ra giờ theo vận tốc hành quân trung bình của xe KRAZ-255B (lấy $v_{TB} = 40 \text{ km/h}$).

Ta có:

$$T_{TB} = \frac{3012}{40} = 75,3 \text{ giờ}; K_{ss} = \frac{75,3}{75,3 + 1,942} = 0,975$$

Ta thấy hành trình trung bình giữa hai lần hỏng liên tiếp là: $T_{TB} = 3012 \text{ km}$, nghĩa là

cứ trung bình khoảng 3000 km thì sẽ có 1 trong 5 thông số đạt giá trị tới hạn. Thực tế, theo điều lệ công tác kỹ thuật đối với KRAZ-255B thì 2500km phải tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật 1 và qua kết quả tính toán thì giữa hai lần hư hỏng có hành trình trung bình thấp hơn so với quy định. Vì vậy, để nâng cao độ tin cậy hệ thống phanh thì trong khoảng T_{TB} , chúng ta phải kiểm tra, thay thế và điều chỉnh các thông số này hoặc điều chỉnh thời gian tiến hành bảo dưỡng kỹ thuật phù hợp, nâng cao tuổi thọ cho xe.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đưa ra phương pháp tính toán, xác định các đại lượng đặc trưng độ tin cậy cho ô tô quân sự dựa trên các cơ sở lý thuyết độ tin cậy, chú trọng vào xác định thông qua các thông số thống kê. Việc tính toán các chỉ tiêu tổng hợp độ tin cậy là thời gian trung bình làm việc tới hỏng T_{TB} để xác định các khoảng thời gian tới hỏng để tiến hành bảo dưỡng, sửa chữa và hệ số sẵn sàng K_{ss} để xác định khả năng làm việc của ô tô, từ đó đơn vị có kế hoạch khai thác ô tô quân sự phù hợp. Ngoài ra, bài báo nêu ra các phương pháp tính toán làm cơ sở xác định đại lượng độ tin cậy cho các trang bị kỹ thuật khác.

Ngày nhận bài: **23/02/2024**

Ngày phản biện: **25/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Lê Thị Hải Yến (2012); *Các phương pháp đánh giá độ tin cậy của hệ thống tính toán qua cấu trúc hệ thống*.
- [2]. Nguyễn Ngọc Dư (1995); *Ứng dụng lý thuyết xác suất trong xác định độ tin cậy*.
- [3]. Phan Văn Khôi (2001), *Cơ sở đánh giá độ tin cậy*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội.

ĐỊNH VỊ ROBOT TỰ HÀNH ỨNG DỤNG GIẢI THUẬT TIẾN HÓA VI PHÂN THÍCH NGHI NGẪU NHIÊN

MOBILE ROBOT LOCALIZATION USING HYBRID RANDOM ADAPTIVE DIFFERENTIAL EVOLUTION ALGORITHM

Tào Ngọc Linh*, Nguyễn Thành Nhân

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Nghiên cứu hướng tới bài toán định vị robot tự hành trong tình huống robot chưa xác định vị trí xuất phát, chỉ với 2D Lidar là tín hiệu duy nhất và bản đồ của khu vực đã biết trước. Để giải quyết bài toán định vị, thuật toán tiến hóa vi phân thích nghi cải tiến (ISADE) được cải tiến và thêm vào cá thể bất kỳ không phụ thuộc hàm mục tiêu vào quần thể thế hệ sau. Bằng cách này, phạm vi tìm kiếm có thể được mở rộng. Bài báo cũng đề xuất việc cải tiến hàm mục tiêu để tối ưu hóa độ chính xác của thuật toán.

Từ khóa: Robot tự hành; Định vị robot tự hành; 2D LiDar; Giải thuật tìm kiếm; Tiến hóa vi phân.

ABSTRACT

The research focuses on the localization problem on autonomous robots without starting position information, with only 2D Lidar as the only signal and a map of the known area. To solve the problem, the Improved Adaptive Differential Evolution algorithm (ISADE) is improved by adding random elements which are independent of the objective function into the next generation population. In this way, the search scope can be expanded. The article also proposes a novel objective function to optimize the accuracy of the algorithm.

Keywords: Mobile robot; Mobile robot localization; 2D LiDAR; Search Algorithm; Differential evolution. 

1. TỔNG QUAN

Trong lĩnh vực robot tự hành, việc tự định vị là một khả năng cốt lõi để đảm bảo robot có thể điều hướng hiệu quả trong môi trường. Các phương pháp Simultaneous Localization and Mapping (SLAM) [1] và các biến thể của bộ lọc Kalman mở rộng (như Extended Kalman Filter – EKF) [3] đang được nghiên cứu rộng rãi nhưng thường đòi hỏi nhiều thời gian tính toán. Cùng với đó, các kỹ thuật định vị xác suất như Unscented Kalman Filter (UKF) và Grid-based localization [2] cũng được áp dụng trong môi trường robot tự hành.

Nghiên cứu này tập trung vào việc định vị robot trong các tình huống không biết trước vị trí ban đầu của robot. Điều này đặt ra thách thức về việc sử dụng các phương pháp hiệu quả và tiết kiệm thời gian tính toán. Sử dụng giải thuật tiến hóa vi phân cải tiến (ISADE) và phương pháp lựa chọn cá thể theo xác suất là một hướng tiếp cận hứa hẹn để giải quyết vấn đề này.

1.1. Giải thuật tiến hóa vi phân (Differential Evolution) – ứng dụng trong định vị robot

Giải thuật tiến hóa vi phân (DE) đã trở thành một công cụ quan trọng trong tính toán dựa trên tiến hóa, đặc biệt trong tối ưu hóa. DE tạo và đánh giá các giải pháp cá thể trong một quần thể, tính toán tương tự như các giải thuật tiến hóa khác. Tuy nhiên, DE sử dụng sự khác biệt giữa các cá thể để tạo ra sự đa dạng và nhiễu trong quần thể, giúp thu thập thông tin về không gian tìm kiếm một cách hiệu quả.

1.2. Giải thuật tiến hóa vi phân thích nghi

Biểu diễn các cá thể dưới dạng một véc-tơ $\vec{X} = [x, y, \theta]^T$, vị trí ngẫu nhiên của robot. Kết

quả là tìm kiếm véc-tơ tham số $\vec{X}^*$ để cực tiểu hóa hàm mục tiêu $f(\vec{X}^*)$.

$$f : \Omega \subseteq \mathbb{R}^D \mid f(\vec{X}^*) < f(\vec{X}) \forall \vec{X} \in \Omega \quad (1)$$

Trong đó, Ω là một tập hữu hạn khác rỗng đóng vai trò là miền tìm kiếm, $D = 3$, do đó miền tìm kiếm của bài toán gồm tổ hợp các giá trị x, y, θ nằm trong giới hạn về kích thước của bản đồ nơi robot được đặt và cần định vị.

$$\Omega = (x_i, y_i, \theta_i \mid x_{\min} < x_i < x_{\max}, y_{\min} < y_i < y_{\max}, \theta_{\min} < \theta_i < \theta_{\max}) \quad (2)$$

Tiến hành xây dựng thuật toán định vị robot dựa trên giải thuật tiến hóa vi phân có chọn lọc ISADE đã được đề xuất trong [6].

1.3. Thay đổi phương pháp lựa chọn cá thể đột biến trong thuật toán tiến hóa vi phân

Phương pháp đề xuất là thêm một xác suất nhất định vào thể hệ tiếp theo để đảm bảo khả năng mở rộng vùng tìm kiếm. Đề xuất giữ 5% các cá thể tốt nhất của mỗi thế hệ tuân theo quy tắc lựa chọn cũ của thuật toán DE.

Mặc dù phương pháp này ảnh hưởng tới xu hướng hội tụ của các cá thể, tuy nhiên, mục tiêu quan trọng hơn là giải quyết vấn đề mắc kẹt trong các biến cục bộ, tạo sự ổn định cho thuật toán hay tối đa tỉ lệ định vị thành công.

Kỹ thuật lựa chọn cá thể được đề xuất như sau:

$$\vec{X}_{i,g+1} = \begin{cases} \vec{U}_{i,g}, & \text{if } \text{rand}[0,1] \leq \text{selection\_coef and } i > NP * 0.05 \\ \vec{U}_{i,g}, & \text{if } \text{rand}[0,1] > \text{selection\_coef and } f(\vec{U}_{i,g}) \leq f(\vec{X}_{i,g}) \quad \forall i \leq NP \\ \vec{X}_{i,g}, & \text{if } \text{rand}[0,1] > \text{selection\_coef and } f(\vec{U}_{i,g}) > f(\vec{X}_{i,g}) \quad \forall i \leq NP \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó:

- $\text{rand}[0,1]$ là một số ngẫu nhiên trong khoảng $[0,1]$.

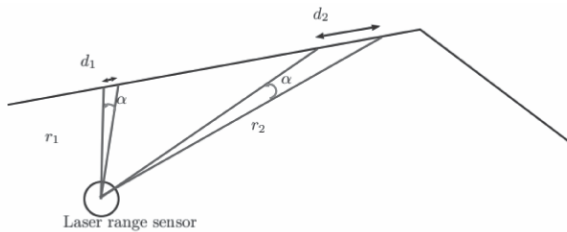
- selection_coef là xác suất để lựa chọn một cá thể đột biến bất kỳ vào trong thế hệ tiếp theo. Đề xuất đặt mức giá trị là 0.5.

Với các trường hợp $\text{rand}[0,1] > \text{selection\_coef}$, quy tắc lựa chọn dựa vào so sánh giá trị hàm mục tiêu vẫn được giữ nguyên để đảm bảo tốc độ và xu hướng hội tụ của quần thể.

2. HÀM MỤC TIÊU

Hàm mục tiêu đóng vai trò quan trọng trong việc điều chỉnh tốc độ hội tụ của thuật toán định vị toàn cục.

2.1. Ý tưởng cho hàm mục tiêu đa phân giải (multi-resolution)



Hình 2.1. Sự khác nhau về khoảng cách theo góc đo laser

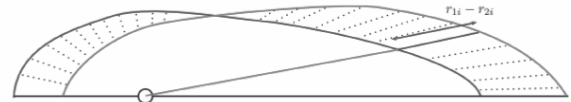
Xét hai cặp tia laser liên kế có cự li khác nhau, khe hở giữa hai giao điểm của một cặp tia liên kế với vật ở cự li xa hơn d_2 sẽ càng lớn hơn khe hở trong trường hợp cự li là d_1 ($d_2 > d_1$). Từ cùng một cặp tia liên kế, tỷ lệ giữa khe hở giữa hai giao điểm và cự li phạm vi là không đổi như phương trình sau:

$$\frac{d_i}{r_i} \approx \alpha = \text{const} \quad (4)$$

Kết quả là ở cự li xa hơn, mật độ của dữ liệu khoảng cách bị giảm. Để giải quyết vấn đề này, phương pháp đề xuất áp dụng các trọng số khác nhau ở các cự li khác nhau của dữ liệu

khoảng cách, đề xuất áp dụng trọng số để cho dữ liệu khoảng cách có phân bố giống nhau.

Tính toán dựa vào diện tích của vùng gạch ngang (thể hiện độ sai số giữa hai dữ liệu) được tính theo công thức sau:



Hình 2.2. Độ sai số diện tích giữa các dữ liệu

$$\begin{aligned} A &\approx \sum_{i=1}^n \alpha |r_{1i}^2 - r_{2i}^2| / 2 \\ &= \frac{\alpha}{2} \sum_{i=1}^n |r_{1i} - r_{2i}| (r_{1i} + r_{2i}) \end{aligned} \quad (5)$$

Trong đó:

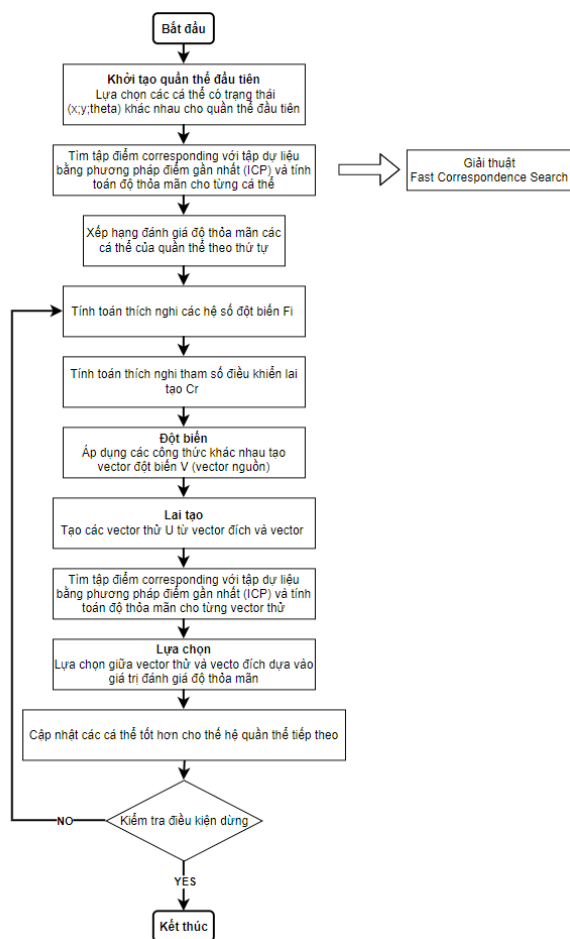
- α là độ phân giải,
- r_{1i} và r_{2i} là giá trị khoảng cách thứ i .

Trong phương trình trên, bên cạnh hiệu số giữa hai dữ liệu khoảng cách tương ứng, tổng của hai dữ liệu phạm vi trở thành trọng số bổ sung, làm cho sự đóng góp của dữ liệu laser trở nên đồng đều [5].

2.2. Phương pháp tìm kiếm nhanh điểm tham chiếu

Kết quả của việc tìm kiếm các điểm tham chiếu là với mỗi điểm của dữ liệu quét thực tế cần tìm một điểm trong tập dữ liệu tham chiếu có khoảng cách gần nhau nhất. Kết hợp phương pháp trên với phương pháp tìm kiếm nhanh các điểm tham chiếu – Fast Correspondence Search, ý tưởng tóm gọn trong lưu đồ thuật toán như trong hình 2.3.





Hình 2.3. Giải thuật tối ưu tiến hóa vi phân thích nghi trong định vị

3. KẾT QUẢ, THÍ NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ

Thuật toán được triển khai ở môi trường MRPT với các thư viện có sẵn.



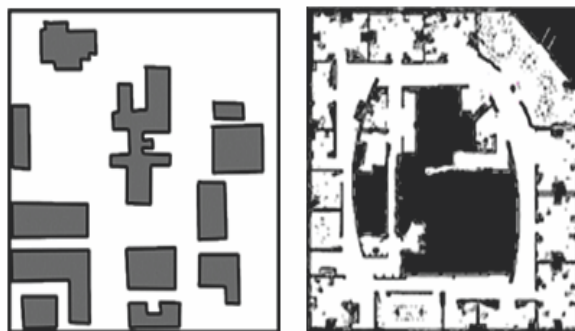
Hình 3.1. Môi trường mô phỏng MRPT

3.1. Bố trí thí nghiệm trên thư viện MRPT

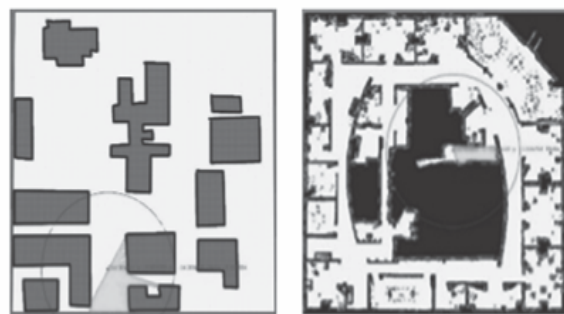
Thí nghiệm được thực hiện hai bản đồ khác nhau. Bản đồ đầu được vẽ bằng tay theo sơ đồ của Học viện Công nghệ Shibaura, bản đồ thứ hai lấy từ thư viện MRPT, đó là map của phòng nghiên cứu Intel. Các bản đồ này mô phỏng lại dữ liệu thu thập được từ Lidar 2D. Để thuận tiện cho việc so sánh, ở các bản đồ, quy định kích thước mỗi chiều là 40m.

Tín hiệu Lidar được mô phỏng với góc nhìn 180 độ, độ phân giải là 0.5 độ, khoảng cách nhiễu ngẫu nhiên là ± 2 cm.

Kết quả đưa ra là quá trình định vị robot khi không biết trước bất cứ thông tin nào ở các vị trí sau trong từng bản đồ.



Hình 3.2. Sơ đồ học viện Shibaura (trái) và phòng nghiên cứu Intel (phải)



[2.57; 1.52; 0.3]

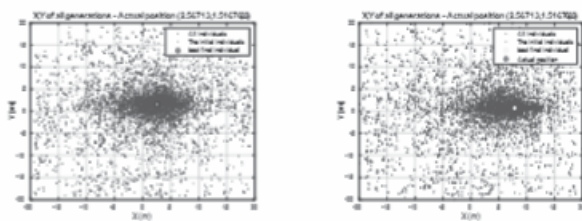
[5.39; -14.2; -0.55]

Hình 3.3. Trường hợp 1A và 1B

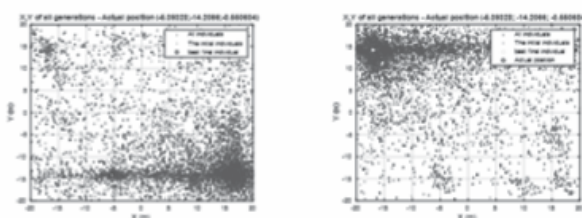
3.2. Kết quả và đánh giá thực nghiệm trên thư viện MRPT

Dưới đây là các kết quả của thuật toán ISADE sau khi đã có sự thay đổi về việc lựa chọn các cá thể đột biến. Số lượng cá thể được chọn là 500. Số vòng lặp tối đa được chọn là 100. Kết quả được đưa ra là minh họa tại các trường hợp vị trí điểm đặt khác nhau, mỗi vị trí bao gồm trường hợp định vị thành công và định vị thất bại.

Biểu đồ trên là vị trí của các cá thể trong tất cả các thế hệ của mỗi lần chạy thử, sau đó các cá thể của thế hệ tiếp theo dần hội tụ về điểm cực. Kết quả cho thấy các cá thể có độ lan rộng ra so với vị trí điểm cực và thêm một số vùng hội tụ tại các vị trí khác.



Hình 3.4. Xu hướng hội tụ 1A và 1A'



Hình 3.5. Xu hướng hội tụ 1B và 1B'

Thêm vào đó là việc xuất hiện các cá thể ở một số vị trí được cho là vô lý, các cá thể này có tọa độ nằm tại vị trí trùng với vật cản. Với thuật toán ISADE được cập nhật, có một xác suất nhất định các cá thể này vẫn được lựa chọn để đảm bảo sự đột biến và mở rộng vùng tìm kiếm. Lý do lựa chọn là dựa vào xác suất

để lựa chọn từng giá trị trạng thái. Do đó, việc xuất hiện bất kỳ các cá thể nào có tối thiểu một giá trị về trạng thái đúng hoặc gần đúng với giá trị thực của điểm đặt dẫn đến khả năng xuất hiện các cá thể ở các thế hệ sau giữ giá trị trạng thái đúng hoặc gần đúng đó và các giá trị còn lại cũng được lựa chọn đúng hoặc gần đúng so với giá trị thực của điểm đặt. Điều này dẫn tới việc tìm được một số các cá thể bất kỳ có giá trị hàm mục tiêu giảm mạnh, đồng nghĩa với việc tìm kiếm, phát hiện được tới các vị trí điểm cực mới.

Tại các trường hợp định vị thành công, các cá thể cũng xảy ra hiện tượng lan rộng ra so với điểm hội tụ. Thuật toán vẫn luôn đảm bảo việc tiến tới điểm hội tụ, tuy nhiên vẫn giữ một mức độ nhất định cho khả năng đột biến để tìm kiếm các vùng khả thi khác, tránh việc chỉ tập trung vào một điểm cực duy nhất. Điều này dẫn đến tăng cơ hội tìm kiếm và tỉ lệ thành công. Diễn hình với trường hợp định vị thành công tại vị trí $x = -5.39328$; $y = -14.2066$; $\theta = -0.550684$ bản đồ Shibaura trường hợp 1B (Hình 3.3).

Các trường hợp định vị sai cũng thể hiện việc thuật toán đã cố gắng mở rộng những vùng tìm kiếm.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã đề xuất việc áp dụng giải thuật tìm kiếm cải tiến từ thuật toán ISADE và đề xuất sử dụng hàm mục tiêu phù hợp để giải quyết bài toán định vị đối với robot tự hành chỉ sử dụng cảm biến Lidar 2D.

Các kết quả cho thấy thuật toán cải tiến phù hợp hơn thuật toán ISADE nguyên gốc và cho các kết quả tìm kiếm với độ chính xác cao.

Trong những nghiên cứu tới, tác giả sẽ

tiếp tục cải tiến hàm mục tiêu thay thế cho hàm mục tiêu cũ để cải thiện kết quả tìm kiếm.

Cảm ơn tài trợ:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Bách Khoa Hà Nội trong đề tài mã số T2023-PC-022. ❖

Ngày nhận bài: **22/3/2024**

Ngày phản biện: **15/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bailey, Tim, and Hugh Durrant-Whyte, *Simultaneous localization and mapping (SLAM)*: Part II, IEEE robotics & automation magazine 13.3 (2006): 108-117.
- [2]. Rekleitis, Ioannis M, *A particle filter tutorial for mobile robot localization*, Centre for Intelligent Machines, McGill University 3480 (2004).
- [3]. Dellaert, Frank, et al, *Monte Carlo localization for mobile robots*, Proceedings 1999 IEEE international conference on robotics and automation. Vol. 2. IEEE, 1999.
- [4]. Pomerleau, François, Francis Colas, and Roland Siegwart, *A review of point cloud registration algorithms for mobile robotics*, Foundations and Trends® in Robot-ics 4.1 (2015): 1-104.
- [5]. Marcello, R., Domenico G. Sorrenti, and Fabio M. Marchese, *A robot localization method based on evidence accumulation and multi-resolution*, IEEE/RSJ international conference on intelligent robots and systems. Vol. 1. IEEE, 2002.
- [6]. Bui, Tam, Hieu Pham, and Hiroshi Hasegawa, *Improve self-adaptive control parameters in differential evolution for solving constrained engineering optimization problems*, Journal of Computational Science and Technology 7.1 (2013): 59-74.

NGHIÊN CỨU, TÍNH TOÁN KẾT CẤU THÉP KHUNG CHÍNH NHÀ ĐỖ XE Ô TÔ BA TẦNG VỚI CÁC ĐIỀU KIỆN SỬ DỤNG Ở VIỆT NAM

RESEARCH AND CALCULATION OF PRIMARY STEEL STRUCTURE OF A THREE-STOREY CAR PARKING HOUSE UNDER USE CONDITIONS IN VIETNAM

ThS. **Phạm Anh Tuấn**
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày tóm tắt kết quả nghiên cứu tính toán kết cấu thép khung chính của nhà đỗ xe 3 tầng với điều kiện sử dụng ở Việt Nam. Dựa trên kết quả mô phỏng, tính toán bằng phần mềm SAP2000, tác giả phân tích, đánh giá tình hình chịu lực của kết cấu, từ đó đưa ra biện pháp cải tiến hợp lý cho hệ kết cấu thép khung chính này.

Từ khóa: Nhà đỗ xe 3 tầng; Kết cấu thép; Phần mềm SAP 2000.

ABSTRACT

This article presents a summary of the research results of calculating the primary steel structure of a three-storey car parking house under use conditions in Vietnam. Based on the simulation results and calculations using SAP2000 software, the author analyzes and evaluates the load-bearing situation of the structure and then proposes reasonable improvement measures for this main frame steel structure system.

Keywords: Three-storey car parking house; Steel structure; SAP2000 software.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Nhu cầu về số chỗ đỗ xe cho các thành phố lớn ở Việt Nam ngày càng tăng do sự tăng đột biến của phương tiện ô tô cá nhân. Nhà đỗ xe cơ khí cao tầng sẽ là chìa khóa để giải bài toán phức tạp này. Trên thực tế, trong giai đoạn gần đây, đã có nhiều đơn vị sử dụng hệ thống nhà đỗ xe hai tầng cho các tầng hầm tòa nhà chung cư hay các trung tâm thương mại nhưng cũng chỉ đáp ứng phần nào sự thiếu thốn chỗ

đỗ xe ô tô, không thể đáp ứng kịp nhu cầu hiện nay. Do đó, cần phải tính đến sử dụng loại nhà đỗ xe cao tầng hơn với cùng diện tích mặt bằng lại đỗ được nhiều chỗ hơn. Số tầng của nhà đỗ xe ảnh hưởng trực tiếp đến chi phí thi công các tầng hầm, trên cơ sở khảo sát và nghiên cứu tác giả thấy việc sử dụng nhà đỗ xe 3 tầng ở tầng hầm của khu chung cư là hợp lý. Việc nghiên cứu, tính toán về hệ thống nhà đỗ xe này để làm cơ sở cho thiết kế chế tạo sản xuất nhà đỗ xe 3 tầng trong nước. 

2. CÁC NỘI DUNG CHÍNH

2.1. Phân tích, so sánh và đánh giá về việc sử dụng nhà đỗ xe 2 tầng và 3 tầng đang sử dụng ở Việt Nam

Các thành phố lớn ở Việt Nam như thành phố Hà Nội, Hồ Chí Minh và Đà Nẵng đã đi đầu trong việc sử dụng hệ thống các nhà đỗ xe cao tầng để giảm tải cho tình trạng thiếu hụt nghiêm trọng chỗ đỗ xe ô tô. Từ các nhà đỗ xe hai tầng đến loại bốn, năm tầng đều được sử dụng một cách hiệu quả. Tuy nhiên, số lượng nhà đỗ xe vẫn còn ít chưa đáp ứng được nhu cầu hiện nay.

Nhà đỗ xe 2 tầng được sử dụng phổ biến cho các tòa nhà chung cư hay thương mại vì khả năng phù hợp về giá thành, số chỗ đỗ xe không yêu cầu quá nhiều. Tuy nhiên, khi số hộ dân sống trong chung cư tăng lên, nhu cầu số chỗ xe sẽ tăng theo mà loại hình nhà đỗ xe 2 tầng không đáp ứng kịp. Nhà đỗ xe 3 tầng có thể tăng lên đáng kể số chỗ đỗ xe khi cùng tương đương diện tích mặt bằng.



Hình 1. Hệ thống đỗ xe 3 tầng dưới hầm chung cư Vinhomes Symphony



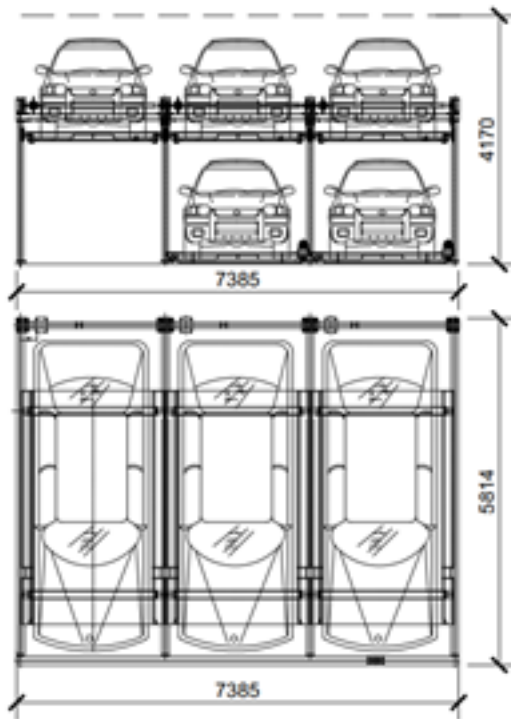
Hình 2. Hệ thống nhà đỗ xe 2 tầng tại Chung cư The Nine-Phạm Văn Đồng

So sánh một số thông số của nhà đỗ xe 2 và 3 tầng:

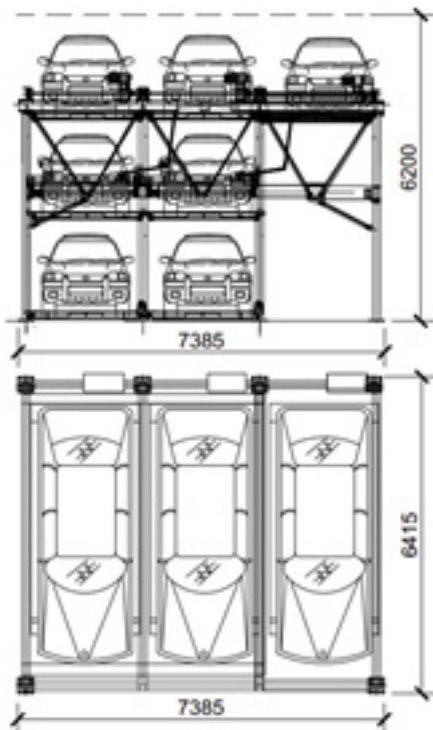
Bảng 1. So sánh một số thông số của nhà đỗ xe 2 tầng và 3 tầng

TT	Loại nhà đỗ xe	Số chỗ đỗ	Chiều cao	Chiều rộng	Chiều dài
1	2 tầng	5 xe	4170 mm	7385 mm	5814 mm
2	3 tầng	7 xe	6200 mm	7385 mm	6415 mm

Như vậy có thể thấy cùng một dạng diện tích không gian từ 2 tầng tăng lên 3 tầng số chỗ đỗ tăng 40%. Tuy nhiên, ở đây chưa tính đến giá thành đầu tư tăng lên khi xây dựng hầm cao hơn và giá thiết bị cũng cao hơn.



Hình 3. Bố trí nhà đỗ xe 2 tầng



Hình 4. Bố trí nhà đỗ xe 3 tầng

Trên đây là mô hình kết cấu chính của nhà đỗ xe ô tô 2 tầng và 3 tầng đang được sử dụng ở Việt Nam.

2.2. Khảo sát, lựa chọn đối tượng loại hình xe ô tô làm thông số tính toán thiết kế khung kết cấu thép nhà đỗ xe 3 tầng để hợp lý sử dụng ở Việt Nam

Theo tác giả khảo sát, các loại xe ô tô đang được sử dụng phổ biến ở Việt Nam hiện nay là hai loại cơ bản Sedan và SUV.

Bảng 2. Các thông số cơ bản của loại xe lớn nhất có thể đỗ ở nhà đỗ xe

Loại ô tô	Chiều dài (mm)	Chiều rộng (mm)	Chiều cao (mm)	Tải trọng (kg)
Vinfast-Lux SA 2.0	4940	1960	1733	2140
Bentley Flying Spur	5304	1964	1488	2330

Dựa vào các thông số trên, ta xác định thông số kích thước cơ bản cho hệ khung thép nhà đỗ xe như sau:

Bảng 3. Các thông số cơ bản của nhà đỗ xe ba tầng

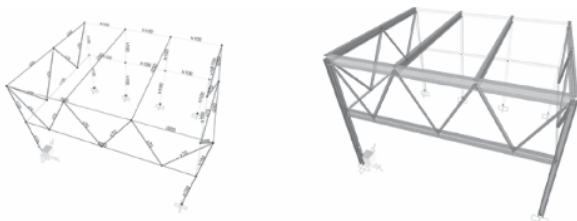
1	Kiểu hệ thống	Hệ thống ba tầng	
2	Không gian sử dụng đỗ xe (mm)	DxRxH: 5300x2000x1900 (mm)	
3	Số sàn đỗ xe/ kích thước (mm)	7 xe/ DxRxH: 3920x2430x110 (mm)	
4	Kích thước bao (mm)	5950x7385x2750 (mm)	
5	Tốc độ định mức của sàn đỗ xe	4,5 m/phút	7 m/phút



2.3. Tính toán kết cấu khung hệ thống đỗ xe bằng phần mềm SAP 2000

2.3.1. Xây dựng mô hình kết cấu khung của nhà đỗ xe ba tầng

Mô hình kết cấu khung hệ thống đỗ xe được xây dựng trên phần mềm SAP 2000 với thông số các loại thép định hình gán cho kết cấu.



Hình 5. Mô hình kết cấu thép khung hệ thống đỗ xe

2.3.2. Xác định tải trọng, tổ hợp tải trọng và đưa vào mô hình tính

a. *Tải trọng*: Tải trọng tính toán được xác định theo [1], trong đó bao gồm các thành phần sau:

- *Tải trọng bản thân*: Khối lượng của kết cấu được xác định trực tiếp trong phần mềm tính toán.

- *Tải trọng động (tải trọng của các ô tô)*: Tải trọng động tác dụng lên khung nhà đỗ xe như sau:

$$Q_{d2} = 3000(kG); Q = 2500(kG)$$

Hệ số động tính toán:

$$\gamma = \gamma_c \cdot \psi = 1,15 \cdot 1,08 = 1,242 \approx 1,25$$

Do đó, tải trọng tính toán tác dụng lên khung kết cấu tầng 2, tầng 3 là:

$$Q_2 = Q_{d2} \cdot \gamma = 3000 \cdot 1,25 = 3750(kG);$$

$$Q_3 = Q_{d3} \cdot \gamma = 2500 \cdot 1,25 = 3125(kG)$$

b. Tổ hợp tải trọng

Tổ hợp tải trọng đặt lên kết cấu bao gồm: tải trọng bản thân, tải trọng động.

c. Mô hình đặt tải trọng

➤ Gán tải trọng lên dầm tại tầng 2

$$Q_{truoc2} = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{60}{100} = \frac{3750}{2} \cdot \frac{60}{100} = 1125(kG)$$

$$Q_{sau2} = \frac{Q_2}{2} \cdot \frac{40}{100} = \frac{3750}{2} \cdot \frac{40}{100} = 750(kG)$$

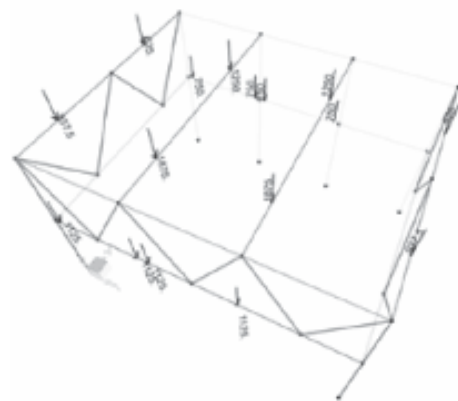
➤ Gán tải trọng lên dầm tại tầng 3

$$Q_{truocgiau3} = 2 \cdot \frac{Q_3}{2} \cdot \frac{60}{100} = 2 \cdot \frac{3125}{2} \cdot \frac{60}{100} = 1875(kG)$$

$$Q_{truocbien3} = \frac{Q_3}{2} \cdot \frac{60}{100} = \frac{3125}{2} \cdot \frac{60}{100} = 937,5(kG)$$

$$Q_{saugiau3} = 2 \cdot \frac{Q_3}{2} \cdot \frac{40}{100} = 2 \cdot \frac{3125}{2} \cdot \frac{40}{100} = 1250(kG)$$

$$Q_{saubien3} = \frac{Q_3}{2} \cdot \frac{40}{100} = \frac{3125}{2} \cdot \frac{40}{100} = 625(kG)$$

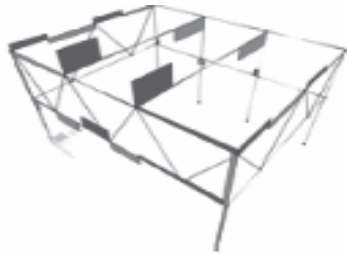


Hình 6. Gán tải trọng lên mô hình tính

d. Kết quả tính toán

Sau khi chạy chương trình trên phần mềm SAP2000, ta được các biểu đồ nội lực

và bảng số liệu nội lực tính toán được của các thanh (dầm, cột) trên khung thép.



a) Biểu đồ cắt Q_y



b) Biểu đồ mô-men M_y



c) Biểu đồ mô-men M_x

Hình 7. Biểu đồ nội lực các thanh trong kết cấu

2.3.3. Kiểm tra tại các mặt cắt nguy hiểm

a) Cột trước (mặt cắt dùng thép H150x150x7x10)

Bảng 4. Bảng nội lực chân cột trước
H150x150x7x10

Nội dung	Vị trí	P	Q_y	Q_x	M_y	M_x
Thanh số	cm	kG	kG	kG	kG.cm	kG.cm
19	0	-4936.8	-45.57	-2.9	8911.4	32412.8

+ Ứng suất tại tiết diện kiểm tra:

Ứng suất dọc trục:

$$\sigma_n = \frac{P}{A} = -\frac{4936,8}{39,1} = -126,26 \left(\frac{kG}{cm^2} \right)$$

Ứng suất uốn theo phương x:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{32412,8}{213,42} = 151,87 \left(\frac{kG}{cm^2} \right)$$

Ứng suất uốn theo phương y:

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y} = \frac{8911,4}{75} = 118,92 \left(\frac{kG}{cm^2} \right)$$

+ Kiểm tra bền tiết diện:

Ta kiểm tra bền theo trường hợp nén, uốn kết hợp, ta có:

$$\sigma_{td} = \sigma_n + \sigma_x + \sigma_y = 396,95 \left(\frac{kG}{cm^2} \right) \leq [\sigma] = 1600 \left(\frac{kG}{cm^2} \right)$$

Tỷ lệ ứng suất bền là:

$$\frac{\sigma_{td}}{[\sigma]} = \frac{396,95}{1600} \cdot 100\% = 23,1\%$$

Kết luận: Mặt cắt chọn đảm bảo điều kiện bền.

+ Kiểm tra ổn định tổng thể trong mặt phẳng uốn:

Tiết diện được kiểm tra về ổn định theo công thức (39) [1]:

Thay các giá trị vào, ta tính được:

$$\sigma_o = \frac{N}{\varphi_u \cdot A} = \frac{4936,8}{0,593 \cdot 39,1} = 212,92 \left(\frac{kG}{cm^2} \right) \leq [\sigma]$$

Trong đó: $\varphi_u = 0,593$.

Tỷ lệ ứng suất ổn định là: $\frac{\sigma_o}{[\sigma]} = \frac{212,92}{1600} \cdot 100\% = 13,3\%$

Kết luận: Mặt cắt chọn đảm bảo điều kiện ổn định.

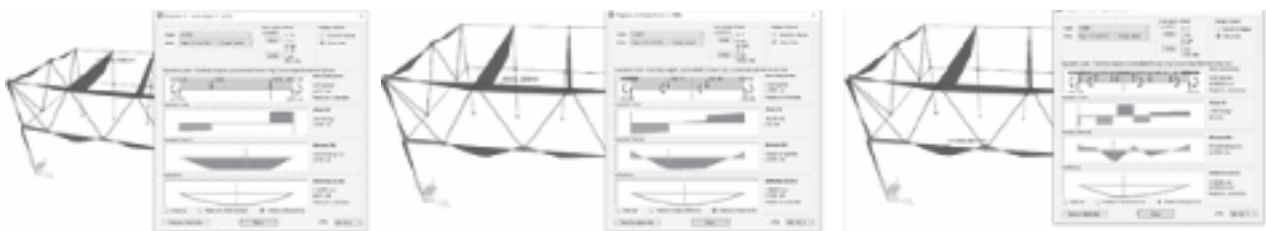
b) Tương tự tính toán ta có các kết quả tính toán một số kết cấu điển hình sau:

Bảng 5. Bảng kết quả tính toán kiểm tra bền và ổn định các thanh kết cấu điển hình

TT	Kết cấu kiểm tra	σ_{td} [kG/cm ²]	Tỷ lệ ứng suất bền (%)	σ_o [kG/cm ²]	Tỷ lệ ứng suất ổn định (%)	Kết luận
1	Cột sau H100x100x6x8	623,36	38,96	690,93	43,18	Đạt
2	Dầm dọc I250x125x6x9	771,39	44,46	18,03	1,13	Đạt
3	Dầm ngang trước I300x150x6.5x9 (tầng 3)	289,98	18,12	137,69	8,6	Đạt
4	Dầm ngang trước I250x125x6x9 (tầng 2)	672,13	42	258,74	16,17	Đạt

+ Kiểm tra độ cứng của một số dầm điển hình:

Theo kết quả tính toán xuất ra từ phần mềm SAP2000, ta có các kết quả như các hình sau:



a) Dầm dọc tầng 3

b) Dầm ngang trước ở tầng 3

c) Dầm ngang trước ở tầng 2

Hình 8. Các biểu đồ nội lực trên các thanh kết cấu

Ta kiểm tra độ cứng các thanh dầm theo công thức: $\frac{f}{L} = \left[\frac{f}{L} \right] = \frac{1}{400}$

Ta có bảng kết quả được thể hiện dưới đây:

Bảng 6. Bảng kết quả tính toán kiểm tra độ cứng các thanh kết cấu điển hình

TT	Kết cấu kiểm tra	Độ võng (mm)	Khẩu độ dầm (mm)	Độ cứng tính toán	Độ cứng cho phép	Kết luận
1	Dầm dọc tầng 3	11,84	5950	0,00199	0,0025	Đạt
2	Dầm ngang trước ở tầng 3	2,39	7350	0,00033	0,0025	Đạt
3	Dầm ngang trước ở tầng 2	2,75	7350	0,00037	0,0025	Đạt

Nhận xét:

Từ kết quả thể hiện ở bảng 5 và bảng 6 cho thấy tình trạng chịu lực của kết cấu còn thừa bền nhiều, tuy nhiên độ cứng của các thanh dầm lại vừa đủ điều kiện. Do đó, để lợi dụng khả năng chịu lực và tăng cường độ cứng của các thanh trong khung, ta nên tăng chiều cao dầm, giảm bớt chiều dày bản bụng dầm, bản cánh dầm. Điều này đòi hỏi khung thép phải sử dụng mặt cắt loại tổ hợp mà không dùng thép định hình như phương án tính toán trên.

3. KẾT LUẬN

- Bài báo đã phân tích, so sánh và đánh giá được việc sử dụng loại nhà đỗ xe 3 tầng sẽ tăng được số chỗ đỗ từ 40% trở lên so với nhà đỗ xe 2 tầng.

- Kết quả tính toán ở bảng 5 và bảng 6 cho thấy kết quả đều đạt yêu cầu. Việc sử dụng phần mềm SAP2000 cho thấy có thể dễ dàng xem xét đánh giá được tình trạng chịu lực của các kết cấu trong hệ thống. Điều này cho phép sử dụng các biện pháp tối ưu kết cấu bằng thay thế các mặt cắt khác nhau vào mô hình tính một cách dễ dàng, thuận tiện, độ chính xác đảm bảo, thời gian nhanh chóng.

- Kết quả nghiên cứu tính toán này có thể làm cơ sở cho việc thiết kế chi tiết hệ thống nhà đỗ xe 3 tầng phù hợp với điều kiện sử dụng ở Việt Nam.

Ngày nhận bài: 18/02/2024

Ngày phản biện: 28/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TCVN 5575:2012 TK KCT.
- [2]. 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.
- [3]. C-Z Shen, *Study on the ultimate load capacity of tower crane structure*. National Chao-Yang University of Technology, 2010.
- [4]. 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, v. 13, Issue: 10, p. 1-15, 2021.
- [5]. Huang Li-Jeng, Syu Hong-Jie. *Seismic response analysis of tower crane using Sap2000*. Procedia Engineering Volume 79, 2014, Pages 513-522.
- [6]. S. R. Marve, A. N. Chalkhure, S. R. Jumde, R. M. Khobragade, A. G. Chunarkar, S. M. Thakre. *Design & analysis of multi-storied car parking building*. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology (IJIRSET), Volume 9, Issue 4, April 2020.

XÂY DỰNG THUẬT TOÁN XÁC ĐỊNH ĐẶC TÍNH BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH TRÊN Ô TÔ TẢI

BUILDING ALGORITHM TO DETERMINE THE CHARACTERISTICS OF THE LOAD SENSING PROPORTIONING VALVE ON TRUCKS

Nguyễn Văn Trà, Vũ Mạnh Dũng

Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Bộ điều hòa lực phanh được sử dụng khá phổ biến trên các ô tô vận tải do có ưu điểm nổi trội là kết cấu đơn giản, độ tin cậy làm việc cao, giá thành rẻ mà vẫn nâng cao được hiệu quả phanh. Trên cơ sở mô hình động lực học quá trình phanh kết hợp đồ thị sử dụng trọng lượng bám khi phanh, bài báo xây dựng thuật toán xác định đặc tính bộ điều hòa lực phanh trên ô tô tải. Kết quả nghiên cứu có thể được tham khảo hữu ích khi thiết kế, lắp đặt bộ điều hòa lực phanh trên ô tô tải.

Từ khóa: *Hệ thống phanh; Điều hòa lực phanh; Đặc tính bộ điều hòa lực phanh; Hiệu quả phanh.*

ABSTRACT

Load sensing proportioning valve is quite popularly used on trucks due to its outstanding advantages of simple structure, high working reliability, low cost and still improving braking efficiency. On the basis of the dynamic model of the braking process combined with the graph using the grip weight when braking, the article builds an algorithm to determine the characteristics of the load sensing proportioning valve on trucks. Research results can be useful references when designing and installing brake force regulators on trucks.

Keywords: *Brake system; Load sensing proportioning valve; Characteristic of the load sensing proportioning valve; Brake efficiency.*

1. TỔNG QUAN

Hệ thống phanh là một trong những hệ thống quan trọng trên ô tô, nó đảm bảo an toàn chủ động trong quá trình ô tô chuyển động trên đường. Theo số liệu thống kê của Ủy ban An toàn Giao thông Quốc gia năm 2022 [1] cho thấy, trong số các vụ tai nạn giao thông xảy ra mà nguyên nhân do lỗi kỹ thuật thì có $70 \div 80\%$ là do lỗi của hệ thống phanh, $15 \div 20\%$ là do lỗi của hệ thống lái còn lại là do lỗi của các hệ thống khác. Điều này cho thấy hệ thống phanh trên ô tô, đặc biệt là hệ thống phanh chính cần phải được đầu tư nghiên cứu một cách cẩn trọng và kỹ càng hơn.

Cùng với sự phát triển của khoa học và công nghệ, hệ thống phanh cũng được đầu tư nghiên cứu, cải tiến và hoàn thiện khá sớm nhằm nâng cao hiệu quả phanh. Cụ thể là từ hệ thống phanh một dòng, hai dòng đến nhiều dòng dẫn động; trong dẫn động điều khiển hệ thống phanh đã được bổ sung một số phần tử nhằm nâng cao hiệu quả phanh và độ tin cậy làm việc của hệ thống như bộ điều hòa lực phanh, bộ hỗ trợ lực phanh khẩn cấp, bộ phân phối lực phanh điện tử, bộ chống hãm cứng bánh xe... Trong số các phần tử được bổ sung vào dẫn động điều khiển hệ thống phanh chính kể trên thì bộ điều hòa lực phanh được sử dụng khá phổ biến trên các ô tô vận tải hạng trung hoặc trên các ô tô quân sự và là lựa chọn hợp lý hơn cả bởi các ô tô này thường chuyển động với vận tốc không quá cao, hơn nữa bộ điều hòa lực phanh có kết cấu đơn giản, giá thành rẻ và đảm bảo được hiệu quả phanh cần thiết. Sự khác biệt hoàn toàn giữa bộ điều hòa lực phanh với các bộ điều khiển điện tử ở trên chính là nó được điều khiển hoàn toàn bằng cơ khí, lợi dụng sự phân bố lại tải trọng tác dụng lên các cầu trong quá trình phanh ô tô. Cụ thể là khi phanh, tải trọng của ô tô có xu hướng dồn về cầu trước và giảm tải

ở cầu sau, dẫn đến cầu sau có khả năng trượt lết (mất khả năng bám) làm giảm đáng kể hiệu quả phanh. Chính vì thế, trên dẫn động phanh ra cầu sau được bố trí bộ điều hòa lực phanh và chỉ làm việc khi lực phanh cầu sau đạt tới giới hạn bám. Trong khuôn khổ bài báo tập trung phân tích cơ sở lý thuyết, xây dựng thuật toán xác định thời điểm làm việc của bộ điều hòa lực phanh và mô phỏng hiệu quả phanh trên máy tính để so sánh hiệu quả phanh giữa hệ thống phanh có và không có lắp thêm bộ điều hòa lực phanh. Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể tham khảo hữu ích khi nghiên cứu cải tiến hệ thống phanh chính nhằm nâng cao hiệu quả phanh ô tô.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH

2.1. Động lực học quá trình phanh

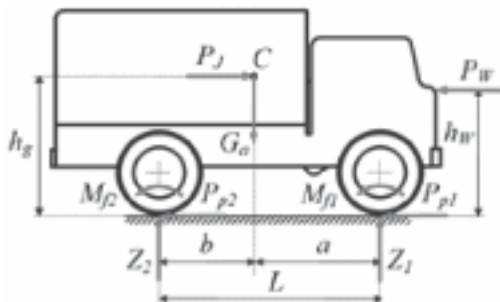
Khi nghiên cứu động lực học quá trình phanh ô tô cần thiết phải xây dựng mô hình dựa trên các giả thiết. Cụ thể là:

- Xét hình chiếu bên của ô tô hai cầu, không kéo moóc;
- Ô tô được phanh trong môi trường không có gió;
- Lực phanh sinh ra tại các bánh xe trên cùng một cầu là như nhau;
- Ô tô chuyển động trên đường không biến dạng, đồng nhất, bằng phẳng và nằm ngang;
- Tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường là tiếp xúc điểm, mọi sự dôi tâm áp lực được kể đến thông qua lực cản lăn.



Trên cơ sở các giả thiết đã nêu có thể xây dựng mô hình nghiên cứu động lực học quá trình phanh ô tô như hình 1.

Các ký hiệu trong mô hình: C là điểm tọa độ trọng tâm ô tô; a, b lần lượt là khoảng cách từ tọa độ trọng tâm đến tâm cầu trước, sau; L là chiều dài cơ sở; h_g là chiều cao trọng tâm ô tô; h_w là chiều cao điểm đặt lực cản không khí; G_a là trọng lượng ô tô; Z_1 , Z_2 lần lượt là phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên các bánh xe cầu trước, sau; M_{f1} , M_{f2} lần lượt là mô-men cản lăn tác dụng lên các bánh xe cầu trước, sau; P_{p1} , P_{p2} lần lượt là lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra ở các bánh xe cầu trước, sau; P_j là lực quán tính của ô tô và P_w là lực cản không khí.



Hình 1. Mô hình động lực học quá trình phanh ô tô tải hai cầu.

Từ mô hình động lực học quá trình phanh (hình 1) viết được biểu thức cân bằng lực theo phương dọc là:

$$P_{p1} + P_{p2} + \frac{M_{f1}}{r_K} + \frac{M_{f2}}{r_K} + P_w - P_j = 0 \quad (1)$$

Trong đó: r_K là bán kính tính toán của bánh xe.

Khi phanh, mô-men cản lăn là rất nhỏ so với các mô-men phanh do cơ cấu phanh sinh ra. Mặt khác, lực cản không khí ở vận tốc thấp cũng được coi là không đáng kể. Do vậy, mô-

men cản lăn và lực cản không khí có thể bỏ qua [2, 3, 4, 5]. Biểu thức (1) được viết cho gọn lại như ở biểu thức (2).

$$P_{g1} + P_{g2} - P_j = 0 \quad (2)$$

2.2. Xây dựng đặc tính bộ điều hòa lực phanh

Như phân tích trong phần mở đầu chúng ta chỉ quan tâm tới lực phanh ở cầu sau P_{p2} . Lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra tỷ lệ thuận với lực hoặc hành trình làm việc của bàn đạp phanh. Nghĩa là:

$$P_{p2} = K \cdot S_{lv} \quad (3)$$

Trong đó: K là hệ số tỷ lệ; S_{lv} là hành trình làm việc của bàn đạp phanh.

Điều kiện thiết kế cơ cấu phanh là khi đạp phanh hết hành trình làm việc (S_{lvmax}), lúc này lực phanh của cơ cấu phanh sẽ đạt cực đại (P_{p2max}) và đảm bảo để giữ ô tô khi đủ tải an toàn trong trạng thái đứng yên [6, 7]. Nghĩa là:

$$P_{p2max} = Z_2 \quad (4)$$

Kết hợp các biểu thức (3) và (4) xác định được hệ số tỷ lệ K là:

$$K = \frac{Z_2}{S_{lvmax}} \quad (5)$$

Dựa vào biểu thức (5) có thể xây dựng được đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh cầu sau. Đây là một đường thẳng có điểm xuất phát tại gốc tọa độ (0,0), điểm cuối có tọa độ (S_{lvmax} , P_{p2max}).

Mặt khác, theo điều kiện bám trong quá trình phanh ô tô [4, 5] thì:

$$P_{p2max} = P_{p2} = Z_{2p.p} \quad (6)$$

Trong đó: $P_{p\phi 2\max}$ là lực phanh cực đại theo điều kiện bám ở cầu sau; $P_{\phi 2}$ là lực bám ở cầu sau; Z_{2p} là tải trọng phân bố lên cầu sau ở trạng thái ô tô trong quá trình phanh và ϕ là hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.

Xét mô hình ở hình 1, sau khi đã bỏ qua các mô-men cản lăn, lực cản không khí dễ dàng xác định được Z_{2p} theo điều kiện cân bằng mô-men và được biểu diễn bằng biểu thức (7).

$$Z_{2p} = \frac{1}{L}(G_a \cdot a - P_J \cdot h_g) \quad (7)$$

Lực quán tính của ô tô được xác định bằng biểu thức (8).

$$P_J = \delta' \cdot \frac{G_a}{g} \cdot J_p \quad (8)$$

Trong đó: δ' là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay, $\delta' = 1.015$.

g là gia tốc trọng trường, $g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

J_p là gia tốc phanh $[\text{m/s}^2]$.

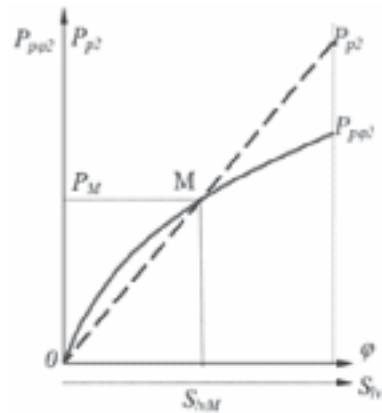
Gia tốc phanh đạt cực đại khi lực phanh đạt cực đại theo điều kiện bám, xác định bằng biểu thức (9).

$$J_{p\max} = \frac{g \cdot \phi}{\delta'} \quad (9)$$

Kết hợp các biểu thức (7), (8), (9) nhận được biểu thức xác định $P_{p\phi 2}$ như trong biểu thức (10).

$$P_{p\phi 2} = \frac{G_a \cdot a}{L} \left(1 - \frac{h_g \phi}{a} \right) \cdot \phi \quad (10)$$

Đường đặc tính $P_{p\phi 2}$ là đường cong bậc hai theo hệ số bám ϕ . Hình 2 thể hiện đặc tính làm việc của cơ cấu phanh và giới hạn lực phanh ở cầu sau.



Hình 2. Đặc tính làm việc của cơ cấu phanh và giới hạn lực phanh ở cầu sau.

Từ hình 2 cho thấy cầu sau đạt được hiệu quả phanh cao nhất (lý tưởng) chỉ duy nhất tại điểm M có tọa độ là (S_{ivM}, P_M) . Nghĩa là tại đó, lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra đúng bằng lực bám. Phụ thuộc vào tải trọng của ô tô mà điểm M sẽ thay đổi trượt trên đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh. Đồng thời, khi người lái đạp bàn đạp phanh với hành trình lớn hơn S_{ivM} thì cầu sau luôn xảy ra trượt lết vì lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra luôn lớn hơn lực bám. Khi các bánh xe ở cầu sau bị trượt lết, hệ số bám sẽ giảm mạnh từ hệ số bám giữa lốp xe với mặt đường thành hệ số ma sát giữa lốp (vật liệu cao su) với vật liệu đường. Để hạn chế sự trượt lết của các bánh xe cầu thì trên đường dẫn động phanh ra các bánh xe cầu sau bố trí bộ điều hòa lực phanh và bộ điều hòa lực phanh sẽ bắt đầu làm việc tại điểm M tương đương với hành trình bàn đạp phanh là S_{ivM} .

Do điểm M vừa nằm trên đường thẳng là đường đặc tính làm việc của cơ cấu phanh lại vừa nằm trên đường cong giới hạn của lực bám nên cần thiết phải thiết lập trục hoành là trục trung gian. Để thuận lợi ta chọn hệ số tỷ lệ cho hành trình làm việc của bàn đạp phanh là 1 và hệ số tỷ lệ cho hệ số bám sẽ là:



$$K_{\varphi} = \frac{\varphi_{\max}}{S_{lv\max}} \quad (11)$$

Kết hợp biểu thức (3), (10) với biến trung gian xác định được tọa độ điểm M theo biểu thức (12).

$$S_{lvM} = \frac{a(a.G_a.K_{\varphi} - K.L)}{L.h_g.K_{\varphi}^2} \quad (12)$$

$$P_M = K.S_{lvM}$$

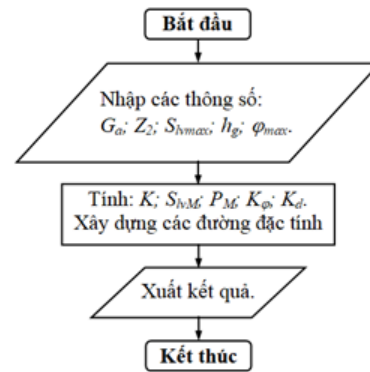
Việc thiết kế bộ điều hòa lực phanh đảm bảo sao cho lực phanh do các cơ cấu phanh cầu sau sinh ra tại vị trí hết hành trình làm việc $S_{lv\max}$ của bàn đạp phanh đúng bằng lực bám. Nghĩa là bộ điều hòa lực phanh có đường đặc tính làm việc là một đường thẳng có tọa độ điểm đầu (S_{lvM}, P_M) tọa độ điểm cuối là $(S_{lv\max}, P_{p\varphi 2})$ khi $\varphi = \varphi_{\max}$. Hệ số tỷ lệ K_d được xác định bằng biểu thức (13).

$$K_d = \frac{\frac{G_a \cdot a}{L} \left(1 - \frac{h_g \varphi_{\max}}{a} \right) \cdot \varphi_{\max} - P_M}{S_{lv\max} - S_{lvM}} \quad (13)$$

Tóm lại, đặc tính làm việc của cơ cấu phanh cầu sau khi có lắp bộ điều hòa lực phanh được biểu diễn bằng biểu thức (14).

$$P_{p2dh} = \begin{cases} K.S_{lv} & \text{ khi } S_{lv} \leq S_{lvM} \\ K_d.S_{lv} & \text{ khi } S_{lv} > S_{lvM} \end{cases} \quad (14)$$

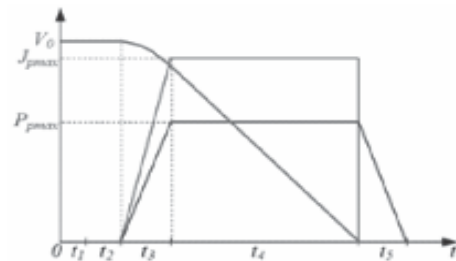
Trên cơ sở phân tích ở trên có thể khái quát lại bằng lưu đồ thuật toán xác định đặc tính bộ điều hòa lực phanh như hình 3.



Hình 3. Lưu đồ thuật toán xây dựng đặc tính bộ điều hòa lực phanh.

2.3. Hiệu quả phanh

Hiệu quả phanh được đánh giá thông qua các thông số [5]: thời gian phanh (t_p), gia tốc phanh (J_p), quãng đường phanh (S_p), lực phanh riêng (γ_p) và hành lang phanh (H_p). Trong khuôn khổ bài báo chỉ đánh giá thông qua ba thông số là gia tốc phanh, thời gian phanh và quãng đường phanh. Để đánh giá các thông số này, ta phân tích giản đồ phanh trên hình 4.



Hình 4. Giản đồ phanh lý thuyết.

Các ký hiệu trong hình 4: V_0 là vận tốc bắt đầu của quá trình phanh; $J_{p\max}$ là gia tốc phanh cực đại; $P_{p\max}$ là lực phanh cực đại; t_1 là thời gian phản xạ của người lái; t_2 là thời gian triệt tiêu tất cả các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh; t_3 là thời gian từ lúc cơ cấu phanh sinh lực đến khi đạt giá trị cực đại; t_4 là thời gian từ lúc lực phanh cực đại đến khi ô tô dừng hẳn và t_5 là thời gian nhả bàn đạp phanh.

- Thời gian phanh là tổng thời gian tính từ lúc người lái phát hiện chướng ngại vật, thực hiện quá trình phanh cho đến khi ô tô dừng hẳn.

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (15)$$

Các thời gian t_1, t_2, t_3 đều phụ thuộc vào người lái gồm khả năng phản xạ và tốc độ đạp bàn đạp phanh. Ngoài ra, thời gian t_2 còn phụ thuộc vào các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh, thời gian t_3 còn phụ thuộc vào môi chất trong dẫn động phanh (thủy lực hay khí nén). Trong thời gian t_3 , gia tốc phanh của ô tô sẽ tăng từ 0 đến khi đạt giá trị cực đại. Nhờ mối quan hệ vận tốc bắt đầu phanh, thời gian và gia tốc phanh có thể xác định được vận tốc chuyển động của ô tô cuối thời điểm t_3 . Từ đó, thời gian t_4 được xác định bằng biểu thức (16).

$$t_4 = \frac{2V_0 - J_{p\max} t_3}{2J_{p\max}} \quad (16)$$

- Gia tốc phanh là gia tốc trung bình trong suốt quá trình phanh. Lưu ý rằng: trong các khoảng thời gian t_1, t_2 , gia tốc phanh bằng 0. Trong thời gian t_4 , đối với hệ thống phanh

không có bộ điều hòa lực phanh do các bánh xe cầu sau bị trượt lết nên hệ số bám sẽ giảm xuống thành hệ số ma sát giữa lốp với vật liệu làm đường. Nghĩa là, gia tốc phanh cực đại trong biểu thức (9) hệ số bám sẽ được thay bằng hệ số ma sát giữa lốp và đường.

- Quãng đường phanh là tổng quãng các quãng đường trong suốt quá trình phanh từ vận tốc V_0 đến khi dừng hẳn. Sau khi xác định quãng đường đi được của ô tô trong các khoảng thời gian, biến đổi và rút gọn lại, ta nhận được biểu thức (17).

$$S_p = V_0(t_1 + t_2 + t_3) - \frac{J_{p\max} t_3^2}{6} + \frac{G_a}{2gP_{p\max}} \left(V_0 - \frac{J_{p\max} t_3}{2} \right)^2 \quad (17)$$

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Để kiểm chứng cho các vấn đề đã được nêu, bài báo sử dụng bộ số liệu ô tô vận tải quân sự hai cầu chủ động URAL – 43206 do Cộng hòa Liên bang Nga sản xuất hiện nay được nhập khẩu khá nhiều để tích hợp các loại vũ khí lên xe.

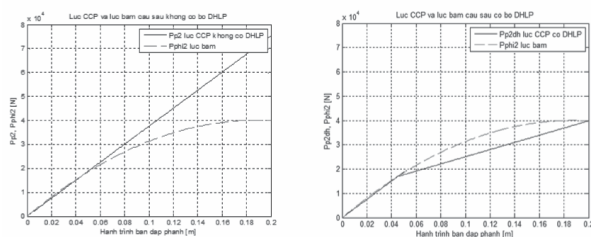
Bảng 1. Các thông số đầu vào [8].

TT	Tên thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Trọng lượng toàn bộ khi đầy tải.	G_a	N	121500
2	Trọng lượng phân bố cầu sau.	Z_2	N	75250
3	Chiều dài cơ sở của ô tô.	L	m	4,405
4	Khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu trước.	a	m	2,728
5	Chiều cao trọng tâm ô tô.	h_g	m	1,52
6	Hành trình làm việc của bàn đạp phanh.	S_{lv}	m	0,2
7	Hệ số bám của đường với lốp.	$\varphi_{\max}$	-	0,8
8	Hệ số ma sát của đường với lốp.	μ	-	0,6
9	Vận tốc bắt đầu phanh.	V_0	km/h	50
10	Thời gian phản xạ của người lái.	t_1	s	0,5
11	Thời gian triệt tiêu tất cả các khe hở trong dẫn động và cơ cấu phanh.	t_2	s	0,8
12	Thời gian từ lúc cơ cấu phanh sinh lực đến khi đạt giá trị cực đại.	t_3	s	1,0



Sử dụng phần mềm Matlab với bộ số liệu trong bảng 1 cho kết quả đặc tính làm việc cơ cấu phanh cầu sau khi không có và có bộ điều hòa lực phanh được thể hiện trên hình 5.

Kết quả với đặc tính bộ điều hòa lực phanh là: Điểm M trên hình 2 có tọa độ $S_{lvM} = 0,045$ [m], $P_M = 16931$ [N], hệ số tỷ lệ lực phanh khi bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc $K = 376250$ [N/m] và khi bộ điều hòa lực phanh làm việc $K_d = 147780$ [N/m].



a) Không có bộ DHLP b) Có bộ DHLP
Hình 5. Đặc tính làm việc cơ cấu phanh cầu sau và lực bám ở cầu sau.

Kết quả tính toán các thông số đánh giá hiệu quả phanh ở vận tốc bắt đầu $V_0 = 50$ [Km/h]. Cụ thể là (chỉ số đầu ứng với không có bộ điều hòa lực phanh):

+ Thời gian phanh:

$t_p = 4,42/3,77$ [s], giảm 14,7%;

+ Gia tốc phanh:

$J_p = 5,30/7,06$ [m/s²], tăng 33,2%;

+ Quãng đường phanh:

$S_p = 37,38/31,72$ [m], giảm 15,1%.

Như vậy có thể nhận thấy, mặc dù có thể chưa thật sự đạt được như các hệ thống phanh có lắp bộ chống hãm cứng bánh xe, nhưng bộ điều hòa lực phanh với lợi thế là đơn giản, giá thành rẻ mà vẫn tăng đáng kể hiệu quả phanh, hoàn toàn có thể đáp ứng được đối với ô tô vận

tải chuyển động với vận tốc không quá cao, đặc biệt là ô tô quân sự.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày cơ sở lý thuyết, xây dựng được thuật toán xác định đặc tính làm việc của bộ điều hòa lực phanh và so sánh hiệu quả phanh giữa hệ thống phanh có và không có bộ điều hòa lực phanh.

Kết quả mô phỏng bằng phần mềm Matlab cho thấy với ô tô vận tải việc lắp thêm bộ điều hòa lực phanh là hoàn toàn hợp lý. Các cơ sở lý luận cũng như kết quả mô phỏng có thể tham khảo hữu ích khi cải tiến hệ thống phanh đối với ô tô vận tải thế hệ cũ. Trong khuôn khổ giới hạn của bài báo chưa đưa ra được quy trình lắp đặt, hiệu chỉnh và thử nghiệm kiểm chứng cụ thể trên ô tô thực. ❖

Ngày nhận bài: 01/3/2024

Ngày phản biện: 11/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. <https://www.antoangiaothong.gov.vn/>.
- [2]. J. Y. Wong, Ph.D., D.Sc. John Wiley & Sons. *Theory of ground vehicles (Third Edition)*, INC., 2001.
- [3]. Rajesh Rajamani. *Vehicle dynamics and control*, Springer Science & Business Media, 2011.
- [4]. Teorie vozidel. Automobily, Vlk, F., SNTL Praha, 1982.
- [5]. Nguyễn Phúc Hiểu, Vũ Đức Lập; *Lý thuyết ô tô quân sự*, NXB. Quân đội Nhân dân, 2002.
- [6]. Шасси автомобиля, Атлас конструкций. М., 1980.
- [7]. А. И. Гришкевич. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть, М.Н.: Выш. шк., 1987.
- [8]. Автомобиль УРАЛ-43206 и его модификации, Руководство по эксплуатации 43206-3902035 РЭ. УралАЗ, 2006.

NGHIÊN CỨU TỰ ĐỘNG HÓA KIỂM ĐỊNH ĐẦU BÁO KHÓI Part 2 – ĐỀ XUẤT GIẢI PHÁP KIỂM ĐỊNH ĐẦU BÁO KHÓI TỰ ĐỘNG

STUDY ON AUTOMATION OF SMOKE DETECTOR TESTING SYSTEM
Part 2 – PROPOSED SOLUTION OF AUTO SMOKE DETECTOR TESTING

Lý Hưng Thịnh¹, Phan Hoàng Long^{1, 2, 3}, Dương Văn Tú^{1, 2, 3}, Nguyễn Huy Hùng⁴,
Nguyễn Tấn Tiến^{1, 2, 3}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

²DCSELab, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

³Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

⁴Trường Đại học Sài Gòn

TÓM TẮT

Tự động hóa quy trình kiểm định đầu báo khói trong công tác kiểm định phòng cháy chữa cháy gồm rất nhiều tiêu chí theo QCVN 03:2023/BCA; TCVN 7568-7:2015 cùng các tiêu chuẩn liên quan và được nghiên cứu, lượng hóa trong Phần 1 [3]. Bài báo này trình bày phần tiếp theo: xây dựng lưu đồ biểu diễn quy trình các phép thử, đề xuất phương án kết hợp các tiêu chí theo nhóm chức năng liên quan, phù hợp cho bài toán tự động hóa kiểm định đầu báo khói.

Từ khóa: Đầu báo khói; Kiểm định; Tự động hóa; Phòng cháy chữa cháy (PCCC).

ABSTRACT

Automating the smoke detector inspection process in fire prevention inspection includes many criteria according to QCVN 03:2023/BCA; TCVN 7568-7:2015 and related standards are studied and quantified in Part 1 [3]. This article studies the next part: building a flow chart representing the test process, proposing a plan to combine criteria according to related functional groups, suitable for the problem of automating smoke detector testing.

Keywords: Point-type smoke detector; Testing equipment; Automation; Fire protection.



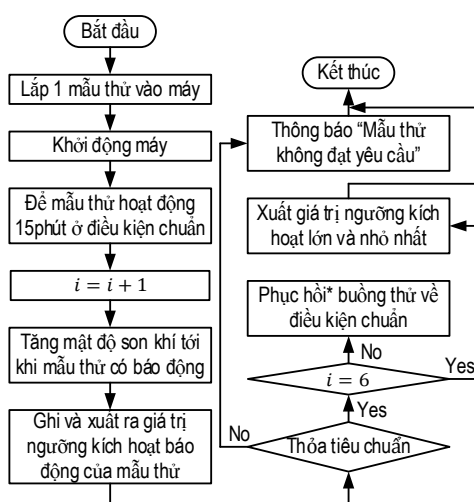
1. TỔNG QUAN

Tiêu chuẩn TCVN 7568-7:2015 quy định 13 phép thử cho bài toán kiểm định đầu báo khói. Để có thể tự động hóa quá trình kiểm định theo quy định, các phép thử phải được nhóm lại theo các yếu tố liên quan để có thể thiết kế thực hiện trên một số máy tối thiểu. Dựa trên việc khảo sát, lượng hóa các tiêu chí trong phần 1 [3], bài báo này xây dựng các lưu đồ giải thuật tương ứng với từng tiêu chí kiểm định với các yêu cầu cụ thể và đề xuất phương án kết hợp các tiêu chí theo nhóm chức năng liên quan, phù hợp cho bài toán tự động hóa kiểm định đầu báo khói.

2. QUY TRÌNH KIỂM NGHIỆM

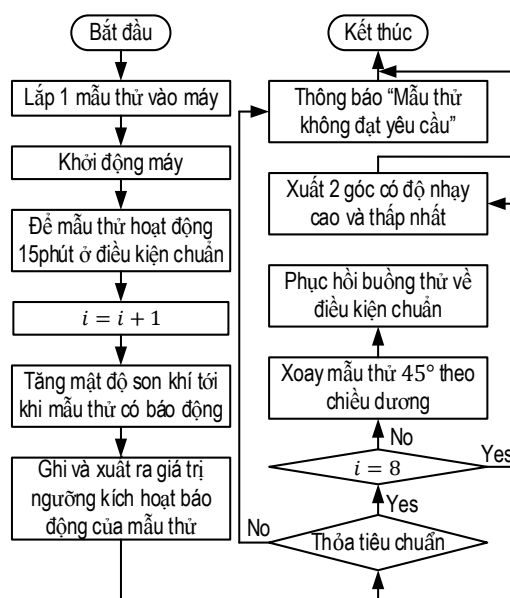
Các tiêu chí kiểm định sau khi lượng hóa các bước cụ thể, được xây dựng thành lưu đồ biểu diễn quy trình các phép thử chi tiết theo các lưu đồ cho quá trình kiểm định.

2.1. Thử khả năng lặp lại

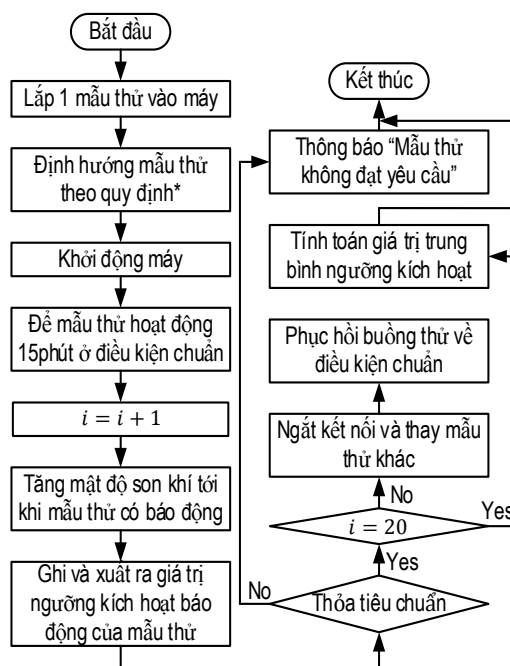


(*) Phục hồi: đưa mẫu thử về môi trường thử nghiệm tiêu chuẩn, thông số môi trường được nêu trong Bảng 1 [3].

2.2. Sự phụ thuộc hướng

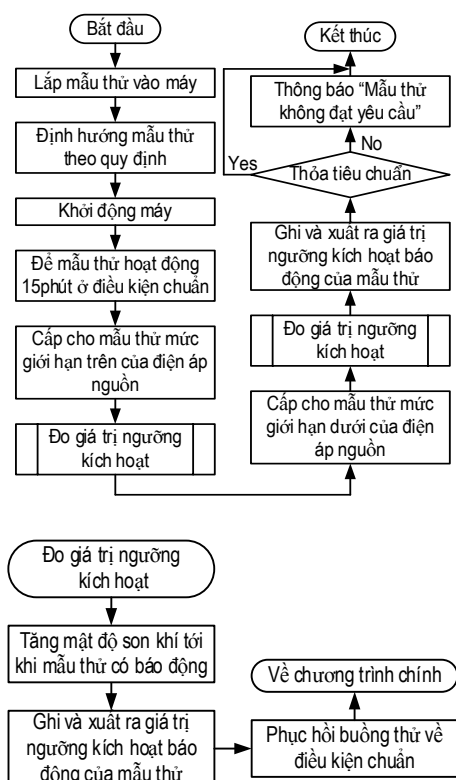


2.3. Thử tính tái tạo lại

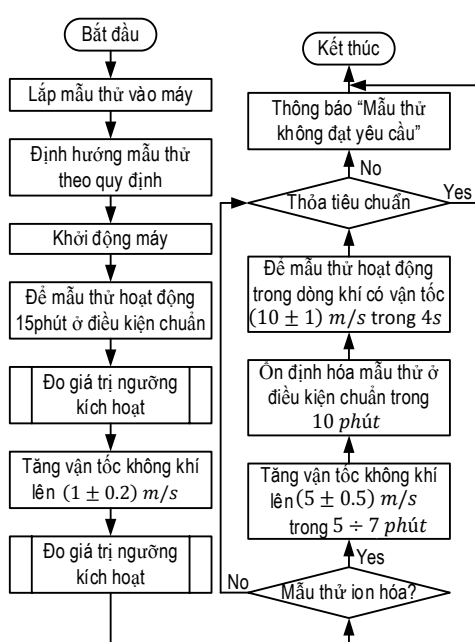


(*) Định hướng mẫu thử theo quy định ở mục thử nghiệm tương ứng [3].

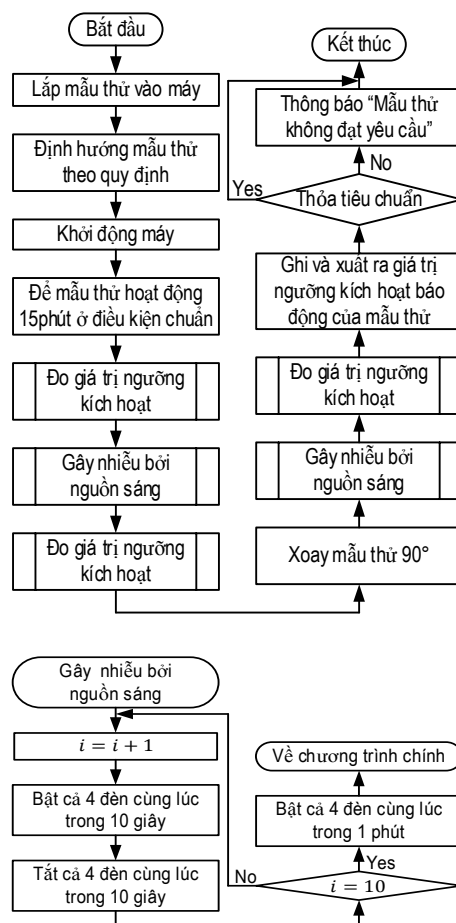
2.4. Biến đổi thông số điện áp nguồn cấp



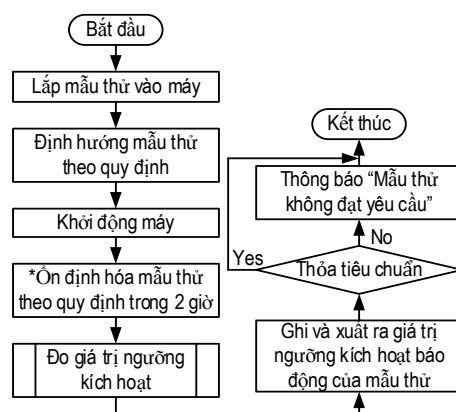
2.5. Chuyển động của không khí



2.6. Sự lóa mắt (chỉ thực hiện cho đầu báo khói sử dụng ánh sáng tán xạ)



2.7. Giá trị ngưỡng kích hoạt sau ổn định hóa ở môi trường nóng, khô (vận hành)



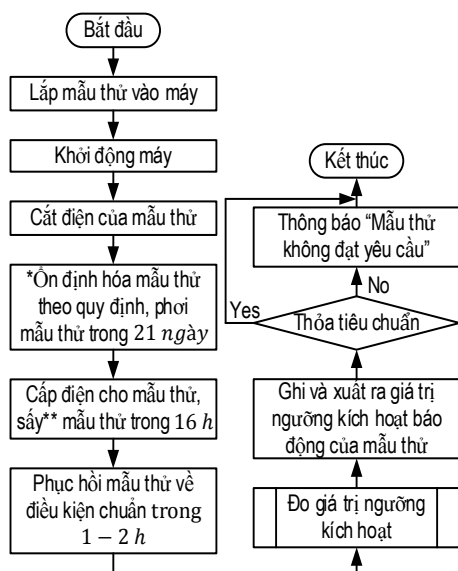
(*) Ổn định hóa nhiệt độ, độ ẩm theo thông số được nêu trong Bảng 2 [3].

2.8. Giá trị ngưỡng kích hoạt sau ổn định hóa ở môi trường nóng ẩm, trạng thái ổn định (vận hành)



(*) Ổn định hóa nhiệt độ, độ ẩm theo thông số được nêu trong Bảng 3 [3].

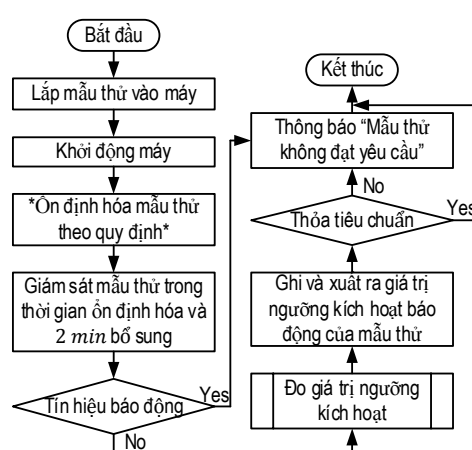
2.9. Chịu ăn mòn SO₂ (bền lâu)



(*) Ổn định hóa nhiệt độ, độ ẩm, nồng độ SO₂ theo thông số được nêu trong Bảng 4 [3].

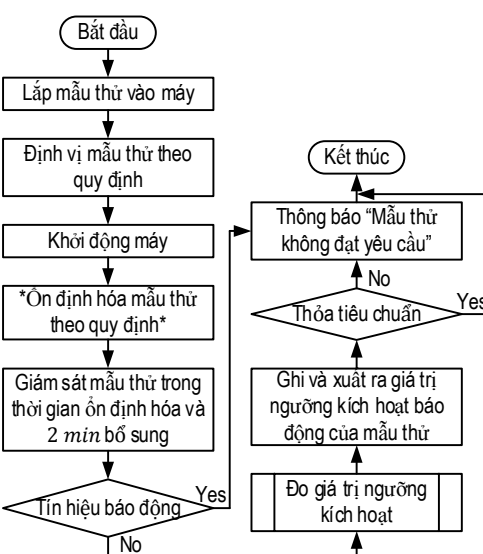
(**) Sấy: các thông số cho môi trường sấy được nêu trong Bảng 5 [3].

2.10. Chịu rung lắc mạnh (vận hành)



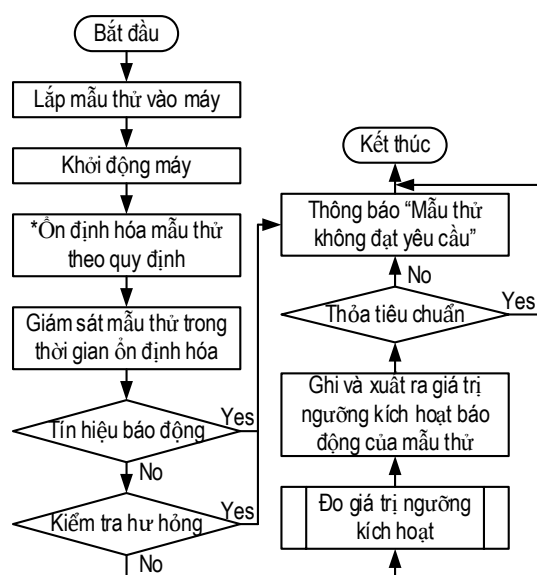
(*) Ổn định hóa mẫu thử theo các thông số quy định trong Bảng 6 [3].

2.11. Chịu va đập (vận hành)



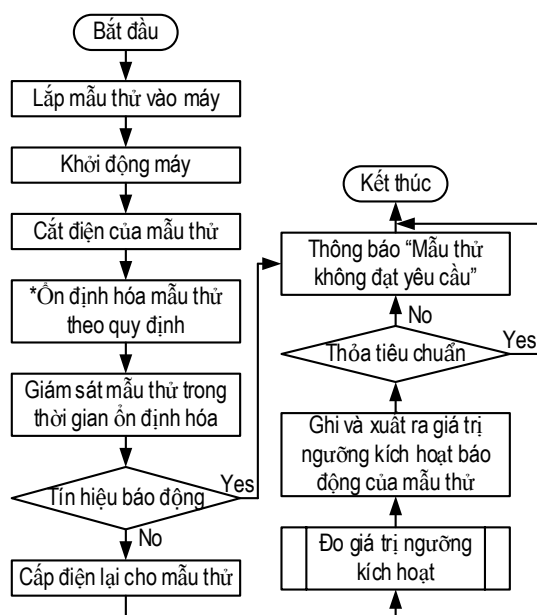
(*) Ổn định hóa mẫu thử theo các thông số quy định trong Bảng 7 [3].

2.12. Chịu rung, hình sin (vận hành)



(*) Ổn định hóa mẫu thử theo các thông số quy định trong Bảng 8 [3].

2.13. Chịu rung, hình sin (khả năng chịu đựng)



(*) Ổn định hóa mẫu thử theo các thông số quy định trong Bảng 9 [3].

3. PHƯƠNG ÁN

Dù mỗi phép thử đều nhằm kiểm tra ảnh hưởng của các tác động từ môi trường đến ngưỡng kích hoạt của đầu báo khói, nhưng một số quy trình kiểm nghiệm trong đó lại có tính tương đồng với nhau, một số khác lại có yêu cầu đặc biệt về thiết bị kiểm định. Vì thế, để tối ưu hóa công năng thiết kế của các máy kiểm nghiệm và tối ưu hóa quá trình kiểm nghiệm, tác giả đã dựa vào quy trình kiểm nghiệm và yêu cầu về thiết bị để nhóm các tiêu chí như sau:

3.1. Nhóm 1

Nhóm 1 gồm các bài thử (1), (2), (3), (4), (5). Những bài kiểm tra này đều yêu cầu máy thử có thể tạo ra, duy trì môi trường ổn định hóa trong thời gian ngắn, thay đổi mật độ son khí và vận tốc không khí. Nếu buồng thử được thiết kế với thiết bị thử sự lóa mắt ở quy trình ổn định hóa thì có thể thỏa mãn bài thử nghiệm (6).

3.2. Nhóm 2

Nhóm 2 gồm các bài thử (7), (8) và (9). Những bài kiểm tra này đều yêu cầu máy thử phải có khả năng kiểm soát nhiệt độ và độ ẩm, cũng như duy trì môi trường ổn định hóa trong thời gian dài. Nếu buồng thử được thiết kế để chịu được môi trường sunfua dioxit (SO_2) ở bài (9) thì có thể dễ dàng đáp ứng được các yêu cầu của bài (7) và (8).

3.3. Các bài thử đơn

Bốn bài thử (10), (11), (12) và (13) có các yêu cầu và quy trình khác biệt so với các bài thử khác, vì thế chúng không được gộp thành nhóm với các bài thử khác mà phải được thực hiện bởi một máy riêng cho mỗi bài.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đề xuất giải pháp tự động hóa quy trình kiểm định đầu báo khói. Tiếp theo phần 1 [3], bài báo xây dựng lưu đồ biểu diễn quy trình các phép thử, đề xuất phương án kết hợp các tiêu chí theo nhóm chức năng liên quan, phù hợp cho bài toán tự động hóa kiểm định đầu báo nhiệt. Dựa trên cơ sở đề xuất này, các máy đang được thiết kế và chế tạo tại DCSELab để khẳng định tính khả thi của giải pháp và nhằm phục vụ cho nhu cầu thực tế.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2023-20b-01. Chúng tôi xin cảm ơn Phòng thí

nghiệm trọng điểm Điều khiển số và Kỹ thuật Hệ thống, Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **10/3/2024**

Ngày phản biện: **05/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TCVN 7568-7: 2015, *Hệ thống báo cháy – Phần 7: Đầu báo cháy khói kiểu điểm sử dụng ánh sáng, ánh sáng tán xạ hoặc ion hóa.*
- [2]. QCVN 03: 2023/BCA, *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phương tiện phòng cháy và chữa cháy.*
- [3]. Lý Hưng Thịnh và cộng sự, *Nghiên cứu tự động hóa kiểm định đầu báo khói. Part 1 – Nghiên cứu tiêu chí kiểm định theo TCVN 7568-7:2015*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam.

NGHIÊN CỨU ÁP DỤNG CÔNG NGHỆ LASER CLADDING NHẪM TỐI ƯU HÓA QUÁ TRÌNH SỬA CHỮA CHI TIẾT MÁY

RESEARCH ON THE APPLICATION OF LASER CLADDING TECHNOLOGY TO OPTIMIZE THE MACHINE PART REPAIR PROCESS

ThS. Trần Đình Văn, TS. Nguyễn Đình Tân, ThS. Bùi Quang Toàn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Công nghệ Đông Á

TÓM TẮT

Trong bài báo này, trình bày về quy trình công nghệ sửa chữa chi tiết trục xi-lanh dầu dựa trên công nghệ laser cladding. Các thông số lớp phủ, bao gồm công suất laser và quỹ đạo phun, đã được tối ưu hóa để cải thiện chất lượng bề mặt và giảm thiểu khiếm khuyết. Kết quả thí nghiệm cho thấy lợi ích từ việc áp dụng lớp phủ laser LYF01, đặc biệt là với mẫu có tỷ lệ chồng chéo 50% và công suất 2500W. Quy trình này không chỉ cải thiện độ cứng và khả năng chống mài mòn của vật liệu nền mà còn đảm bảo hiệu suất tối ưu trong việc sửa chữa và bảo dưỡng.

Từ khóa: *Laser Cladding; Trục xi-lanh dầu; LYF01; Thép CT3; Quy trình công nghệ; Hàn đắp kim loại.*

ABSTRACT

In this paper, we present a technological process for repairing the details of oil cylinder shafts using laser cladding technology. Coating parameters, including laser power and spraying strategy, have been optimized to enhance surface quality and minimize defects. Experimental results show the benefits of applying the LYF01 laser coating, especially with a sample having a 50% overlapping rate and a power of 2500W. This process not only improves the hardness and wear resistance of the base material but also ensures optimal performance in repair and maintenance tasks.

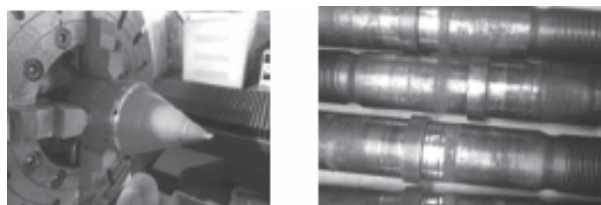
Keywords: *Laser cladding; Oil cylinder shaft; LYF01; CT3 steel; Technological process; Metal deposition welding.*



1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, tại Việt Nam, việc áp dụng máy móc và thiết bị công nghiệp vào sản xuất đang trở nên phổ biến, đặc biệt trong những ngành như thủy điện và khai thác khoáng sản. Các thiết bị này thường có kích thước lớn và được thiết kế phức tạp để đáp ứng yêu cầu của môi trường làm việc khắc nghiệt. Ví dụ, kim phun thủy điện (hình 1) là thiết bị sử dụng áp lực nước cao để thực hiện nhiều nhiệm vụ trong công trình thủy điện, dùng để làm sạch bề mặt bê tông, loại bỏ rong rêu và các chất cặn bã khác từ các bộ phận của đập. Hàng năm, sau những mùa mưa bão, các nhà máy thủy điện làm việc quá công suất dẫn đến các chi tiết như vành chặn, kim phun, cánh dẫn hướng bị ăn mòn, xói mòn và xâm thực nặng. Trong ngành khai thác mỏ, xi-lanh thủy lực của máy phá đá thường tiếp xúc trực tiếp với các điều kiện môi trường có độ ẩm cao, bụi và các chất hóa học có thể gây ăn mòn dẫn đến chi tiết bị hư hỏng nặng và thường phải yêu cầu thay thế. Tuy nhiên, giải pháp thay thế không phải lúc nào cũng là lựa chọn tốt, đặc biệt trong bối cảnh hiện nay tại Việt Nam. Các giải pháp công nghệ mới được xem là một hướng tiếp cận tiết kiệm và bền vững hơn, không chỉ giảm thiểu tác động đến môi trường mà còn kéo dài tuổi thọ các chi tiết máy thay vì thay thế mới [1, 2]. Công nghệ sửa chữa dựa trên công nghệ laser cho phép phục hồi các chi tiết máy bị hư hỏng sử dụng phương pháp hàn bằng kim loại dạng bột [3]. Mục tiêu chính là phục hồi hình dạng và kích thước ban đầu của các chi tiết máy. Công nghệ này được áp dụng rộng rãi trong các ngành như hàng không vũ trụ, chế tạo máy và nhiều lĩnh vực khác. Đặc điểm nổi trội của việc sử dụng công nghệ laser trong sửa chữa là tốc độ sửa chữa nhanh mà vẫn đảm bảo yêu cầu kỹ thuật và chất lượng chi tiết máy [4, 5].

Công nghệ laser cladding được thực hiện bằng việc sử dụng dây hoặc nguyên liệu dạng bột. Trong quá trình này, tia laser tạo ra một vùng nóng chảy trên bề mặt của vật liệu, trong lúc dây hoặc bột được cung cấp vào đồng thời. Dù nguồn nhiệt từ tia laser có công suất cao, nhưng thời gian tiếp xúc ngắn, làm cho việc đông đặc và làm mát diễn ra nhanh chóng.



Hình 1. Chi tiết kim phun thủy điện và trục xi-lanh búa phá đá

Trên thế giới, công nghệ Laser cladding đang là một lựa chọn hàng đầu trong việc sửa chữa và tăng cường bề mặt của các chi tiết máy. Đặc biệt trong các ngành công nghiệp trọng điểm như hàng không vũ trụ, công nghệ ô tô, hóa dầu, luyện kim và đường sắt. Khả năng của công nghệ này được chứng minh qua việc giảm chi phí, tối ưu hóa quy trình và nâng cao chất lượng sản phẩm. Bằng cách sử dụng công nghệ laser cladding, các doanh nghiệp ngoài việc có thể cải thiện và tăng cường các thuộc tính của các bộ phận quan trọng, còn có thể kéo dài tuổi thọ của chúng, giảm tần suất và chi phí bảo dưỡng, sửa chữa. Đã có nhiều công trình nghiên cứu khoa học được công bố và đánh giá, kiểm chứng về tính hiệu quả của công nghệ laser cladding.

Sau khi nghiên cứu, Liu và cộng sự [6] đã áp dụng thành công công nghệ phủ laser cladding để khôi phục độ bền của cấu trúc và đồng thời đề xuất việc sử dụng công nghệ này để có thể phục hồi hình dạng của các cấu trúc máy bay bằng hợp kim nhôm và giảm sự ăn mòn. Nhóm nghiên cứu của Vedani [7] đã chỉ

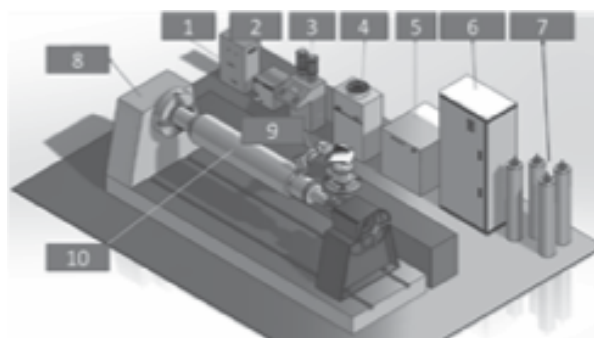
ra rằng cấu trúc của thép dụng cụ sau khi áp dụng công nghệ hàn laser cladding thì vùng kim loại hàn được tạo ra bởi một tia laser Nd-YAG chính xác hơn, có cấu trúc tinh vi hơn so với vật liệu hàn GTAW. Trong công bố [8] nghiên cứu ảnh hưởng về khả năng bồi đắp và năng lượng nhiệt ảnh hưởng đến cấu trúc và độ cứng của các lớp phủ, từ đó gây ra sự thay đổi của tính chất cơ học. Wilson và cộng sự [9] đã sửa chữa thành công các lỗ hỏng trên cánh gió của tua bin dựa trên một thuật toán tái tạo hình học bán tự động bằng công nghệ laser cladding. Shi và Bai [10] sử dụng phương pháp laser cladding để sửa chữa các bánh răng thép C45 bị hỏng, với việc cung cấp bột đồng thời và phương pháp quét trực của bánh răng và phát hiện ra rằng phương pháp phủ laser có thể thu được bề mặt mịn màng mà không có vết nứt.

Trong bài báo này, nhóm tác giả đã đề xuất và xây dựng quy trình công nghệ sửa chữa chi tiết trục xi-lanh dầu. Ở đây, mô hình 3D của chi tiết hỏng được thiết kế lại. Công nghệ laser cladding được sử dụng làm phương pháp sửa chữa và gia công thứ cấp, được tiến hành trên chi tiết để đảm bảo độ chính xác về kích thước hình học. Ngoài ra, để tăng tính năng cơ học, nhóm nghiên cứu sử dụng LYF01 làm vật liệu bột. Các thông số lớp phủ tối ưu bao gồm công suất laser, khoảng cách giữa đầu laser và phôi, khoảng cách giữa ống cấp bột và phôi, tốc độ phun và khả năng phun, tỷ lệ chong chéo được nghiên cứu một cách có hệ thống để giảm thiểu các khiếm khuyết bên trong và cải thiện chất lượng bề mặt. Cuối cùng, các đặc tính cơ học của răng tái tạo được kiểm tra và so sánh với chi tiết ban đầu.

2. THÍ NGHIỆM

Trong nghiên cứu này, hệ thống laser

cladding SFR6063 được sử dụng. Hệ thống này bao gồm nguồn laser có công suất từ 4KW đến 6KW, Robot FANUC M-10iD/M-20iD, các thiết bị đồ gá, bộ làm mát nước và máy phân phối bột, cùng với bình khí bảo vệ Nito và Argon, thể hiện như minh họa trong hình 2. Bàn làm việc, được chế tạo từ gang chất lượng cao, có gân tăng cứng bên trong, đảm bảo khả năng chịu lực. Mâm cặp của hộp trục chính sử dụng mâm cặp bốn chấu với khẩu độ rộng, đáp ứng được nhu cầu kẹp nhiều loại phôi. Tính năng chống bụi được áp dụng trên tất cả các bộ phận di chuyển, bảo vệ thiết bị và tăng tuổi thọ. Laser sợi quang công suất cao kết hợp đầu phủ laser và vòi phun tốc độ cao, cho phép xử lý phôi với hiệu quả và độ chính xác cao. Đường dẫn quang khép kín được sử dụng, giúp bảo vệ và gia tăng tuổi thọ ống kính.

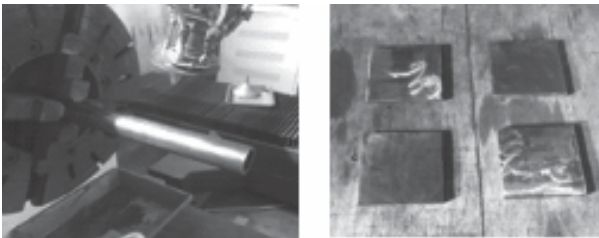


Hình 2. Sơ đồ thiết bị thí nghiệm hệ thống laser cladding SFR6063:

1 – Nguồn, 2 – Tủ điều khiển, 3 – Máy cấp bột, 4 – Máy làm lạnh, 5 – Tủ Raycus, 6 – Tủ điều khiển hệ thống, 7 – Bình khí Argon, 8 – Gá đỡ phôi, 9 – Cánh tay robot; 10 – Chi tiết cần sửa chữa

Trước khi tiến hành sửa chữa các chi tiết thực tế, các thí nghiệm trên bề mặt các mẫu thép CT3 bằng phương pháp laser cladding. Mục đích của nghiên cứu thực nghiệm nhằm nghiên cứu ảnh hưởng của công suất laser, tốc độ quét và tỷ lệ chong chéo đến vi cấu trúc, chất lượng lớp phủ và sự khuếch tán các phần tử bề mặt, từ đó đưa ra công suất laser, tốc độ quét và

tỷ lệ chồng chéo tối ưu giúp tiết kiệm thời gian gia công nhằm đem lại hiệu quả cao hơn. Trong quá trình thí nghiệm, việc lựa chọn phôi và bột kim loại được tiến hành một cách cẩn trọng dựa trên các tiêu chí kỹ thuật và đặc điểm của chi tiết máy. Hai dạng chi tiết là dạng trục và mặt phẳng được chọn để làm thí nghiệm. Đối với chi tiết dạng trục (hình 3) có kích thước $D = 56\text{mm}$, $d = 42\text{mm}$, $L = 450\text{mm}$, chất liệu là thép CT3. Đối với chi tiết dạng phẳng có kích thước $100 \times 100 \times 10\text{mm}$, tổng số lượng là 4, vật liệu sử dụng là thép CT3. Bột LYF01 được lựa chọn dựa trên khuyến cáo từ nhà sản xuất cùng với việc phân tích đặc tính của vật liệu nền.



Hình 3. Phôi dạng trục và dạng tấm phẳng

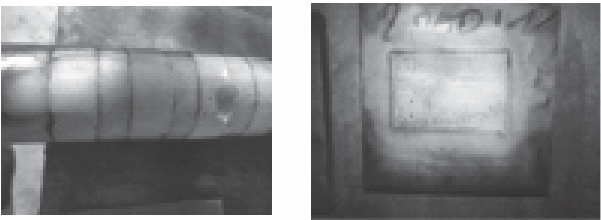
Thép CT3 không có độ cứng quá cao, việc chọn bột có độ cứng cao có thể dẫn đến hiện tượng nứt vỡ. Do đó, dựa trên các khuyến cáo và nghiên cứu từ các bài báo liên quan, bột LYF01 với kích thước hạt $15\text{--}53\text{ }\mu\text{m}$ được lựa chọn để tiến hành thí nghiệm. Trong quá trình phun phủ bột niken lên bề mặt thép, áp dụng tỷ lệ chồng chéo 50%, có nghĩa là mỗi đường phủ mới sẽ che phủ một nửa đường trước đó, loại bỏ khe hở và tạo nên một lớp phủ liền mạch. Kích thước của phần chồng chéo này là 1mm, đảm bảo rằng nếu một đường phủ rộng 2mm thì nửa đường đó sẽ được lấp đầy bởi đường tiếp theo, từ đó cải thiện độ bám dính và tạo ra một lớp phủ đồng nhất.

Bảng 1. Thông số thí nghiệm

Thông số	Giá trị
Công suất đầu ra của máy	2500W
Khí phụ trợ	Argon
Góc giữa cửa xả bột và bề mặt để	45°
Khoảng cách giữa đầu laser và phôi	10 cm
Khoảng cách giữa ống cấp bột và phôi	5 cm
Tốc độ quét	100mm/phút
Tỷ lệ chồng chéo	50% – 1mm

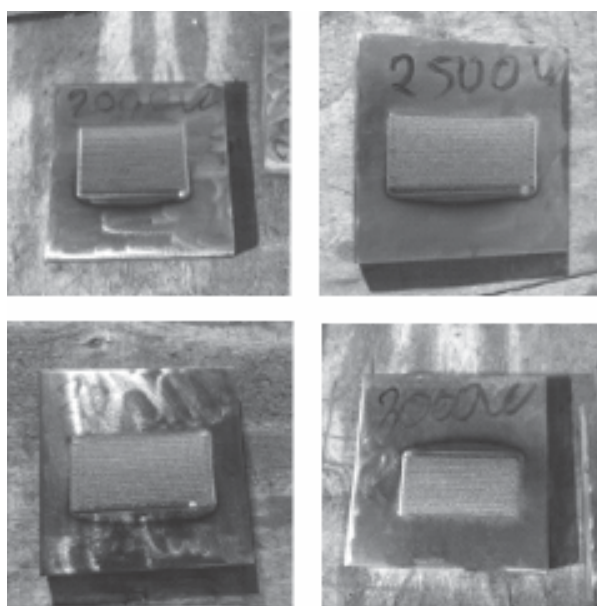
3. KẾT QUẢ

Sau khi tiến hành quá trình phun lớp phủ laser, việc kiểm tra nứt vỡ trên bề mặt của lớp phủ là một bước quan trọng để đảm bảo chất lượng và tính đồng nhất của lớp phủ. Phương pháp thẩm thấu, một kỹ thuật không phá hủy, đã được áp dụng trong việc kiểm tra này. Trong quá trình kiểm tra bằng phương pháp thẩm thấu, chất lỏng (thường là chất nhuộm màu) được sử dụng để thẩm thấu vào các khe nứt hoặc lỗ hổng trên bề mặt lớp phủ (hình 4). Sau một khoảng thời gian cụ thể để thẩm thấu, bề mặt được làm sạch và chất chỉ thị được phun lên. Mọi khe nứt hoặc lỗ hổng sẽ thể hiện rõ ràng dưới dạng các đường màu sắc, do chất nhuộm đã thẩm thấu xuất hiện trên bề mặt dưới tác động của chất chỉ thị.



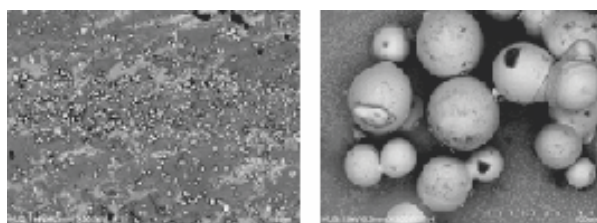
Hình 4. Phôi sau khi phun và đang trong quá trình kiểm tra thẩm thấu

Kết quả từ phương pháp thăm thấu đã cho thấy rằng, lớp phủ tạo ra từ công suất 2000W, 2500W, 3000W, 1500W không chỉ có độ nhẵn và độ mịn cao, mà còn không có dấu hiệu của nứt vỡ hoặc lỗ hổng. Điều này thể hiện lớp phủ có độ bám dính tốt và độ đồng nhất cao. Lớp phủ tại mức công suất 1500W và 2000W có bề mặt đẹp, nhưng vẫn tồn tại vấn đề với bột không hoàn toàn nóng chảy, làm giảm hiệu quả chi phí. Đối với lớp phủ ở mức công suất 2700W và 3000W lại gặp vấn đề với hiện tượng cháy trên bề mặt xung quanh vùng nóng chảy và gây ra biến dạng cho phôi, như cong vênh. Do đó, công suất 2500W có bề mặt phủ nhẵn nhất và tối ưu hóa lượng bột tiêu thụ, giúp tiết kiệm chi phí (hình 5).



Hình 5. Ảnh phôi thép CT3 tại công suất 2000W, 2500W, 2700W, 3000W

Dựa vào kết quả kiểm tra vi cấu trúc SEM (hình 6) ở các công suất khác nhau, rõ ràng mức công suất 2500W cho ra lớp phủ laser với mối liên kết tốt và chất lượng bề nhẵn, không có hiện tượng nứt vỡ và đáp ứng tiêu chuẩn về độ cứng của bột. Tại các độ phóng 1mm và 100μm để cập đến kích thước của vùng mẫu được quan sát. Đối với 1mm thể hiện hình ảnh tổng quan về toàn bộ khu vực và 100μm cung cấp hình ảnh chi tiết về cấu trúc vi mô của bề mặt. Hai cấp độ phóng đại này giúp nhóm nghiên cứu phân tích các đặc điểm khác biệt trong cấu trúc và mô hình của mẫu vật ở các mức độ khác nhau, từ đó thu thập thông tin chi tiết có giá trị. Kết quả thí nghiệm cho thấy độ dày của lớp phủ tăng theo mức độ gia tăng của công suất laser. Với mẫu có công suất 2500W, độ dày tối đa của lớp chuyển tiếp đạt khoảng 50μm và vùng ảnh hưởng nhiệt của môi hàn khá nhỏ.



Hình 6. Ảnh SEM của dạng mặt phẳng ở công suất 2500W tại độ phóng 1mm và 100μm

Đặc biệt, mẫu có tỷ lệ chồng chéo 50% đã thể hiện độ phẳng tốt nhất. Dựa trên các thí nghiệm, chúng ta xác định rằng các thông số tối ưu cho việc laser cladding với thép CT3 và bột LYF01 là công suất 2500W, tốc độ quét 100mm/phút và tỷ lệ chồng chéo là 50%. Với việc áp dụng lớp phủ laser LYF01, vật liệu nền có độ cứng và khả năng chống mài mòn tăng cao, đảm bảo hiệu suất tối ưu cho quá trình sửa chữa và bảo dưỡng.

4. QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ

Trục xi-lanh bơm dầu thủy lực (hình 7) là một trong những bộ phận của búa phá đá

(hình 7), được thiết kế đặc biệt để thực hiện nhiệm vụ điều khiển hướng dầu di chuyển, chi tiết này đồng thời cũng giữ vai trò quan trọng trong việc kiểm soát dòng dầu, đảm bảo dòng thủy lực được chuyển động một cách linh hoạt và hiệu quả, giúp piston tạo ra năng lượng tác động mạnh mẽ và chính xác. Tuy nhiên, qua

thời gian sử dụng và tác động từ môi trường, trục xi-lanh có thể bị mài mòn, gây ra sự cố trong quá trình hoạt động. Để khắc phục và gia tăng tuổi thọ cho trục xi-lanh, phương pháp sửa chữa bằng laser cladding được áp dụng. Quy trình sửa chữa chi tiết trục xi-lanh bơm dầu thủy lực của búa phá đá được thể hiện ở bảng 2.

Bảng 2. Quy trình sửa chữa chi tiết trục xi-lanh bơm dầu thủy lực của búa phá đá

Nguyên công	Thiết bị, dụng cụ	Bước gia công	Kiểm tra
Chuẩn bị	Chai xịt chống rỉ RP7, Bình gas khô mini	Làm sạch, kiểm tra kích thước	Thước cặp, Panme
Phun phủ Niken	Robot SFR&6063 Đầu phun phủ laser	Phun lớp phủ theo kích thước quy định	Thước cặp, Panme, Đồng hồ so
Tiện	T620 Dao tiện ngoài thân cong 45°, T15K6	Tiện thô $t = 0,5\text{mm}$, Tiện tinh $t = 0,2\text{mm}$	Thước cặp, Panme, Đồng hồ so
Mài	Máy mài 3151 Đá mài tròn ngoài	Mài thô, Mùi tinh	Thước cặp, Panme, Đồng hồ so
Kiểm tra và làm sạch		Kiểm tra kích thước và độ cứng, làm sạch sản phẩm	Panme chính xác cao, Máy đo độ cứng



Hình 7. Ảnh máy phá đá

4.1. Nguyên công phun bột niken

Nguyên công này liên quan đến việc phun bột niken lên các vị trí bị mài mòn trên chi tiết máy. Trong quá trình phun phủ laser sử dụng đồ gá gồm hai mũi chống tâm năm bậc tự do. Nguồn laser hoạt động với công suất đầu ra 2500W. Khí Argon đóng vai trò khí phụ trợ, bảo vệ lớp phủ tránh bị oxy hóa. Cửa xả bột và bề mặt để tạo ra góc khoảng 45°. Đầu laser cách phối 10cm, trong khi ống cấp bột cách

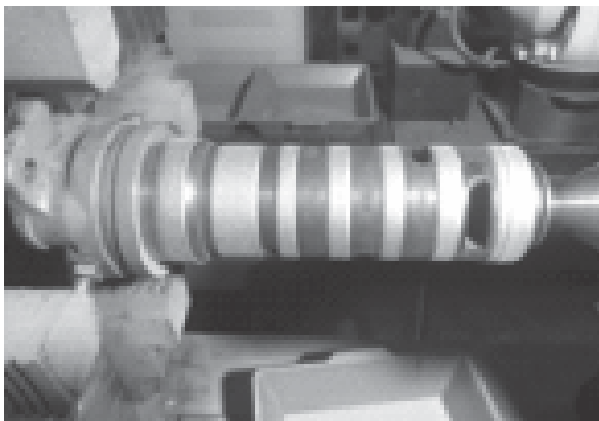
phôi 5cm, tốc độ quét 100mm/ph, độ rộng và độ dày của lớp phun đều là 2mm và tỷ lệ chồng chéo là 50%. Trong suốt quá trình phun, lượng bột niken sử dụng lên tới 0,5kg. Bao gồm 7 bước công nghệ phun lần lượt bề mặt có đường kính từ $D = 152\text{mm}$ đến $D = 182\text{mm}$ và chiều dài từ $L = 17\text{mm}$ đến $L = 37\text{mm}$. Ví dụ, bước 1 tập trung vào việc phun trên phần trục có $D = 152\text{mm}$ và $L = 32\text{mm}$, tạo ra diện tích phun 15481,77mm². Các bước tiếp theo cũng theo quy định rõ kích thước của từng phần trục và kết quả diện tích sau khi phun (Hình 8).

4.2. Nguyên công tiện

Sau nguyên công phun phủ là nguyên công tiện, nhằm đưa chi tiết về đúng kích thước lắp ghép. Cụ thể, chi tiết sẽ được tiện từ đường kính ban đầu xuống đường kính mong muốn

thông qua các bước tiện thô: Bước 1 đến Bước 6: Chi tiết với đường kính ban đầu 154mm được tiện với chiều dài biến đổi từ 32mm đến 37mm. Mục tiêu của mỗi bước là đưa đường kính chi tiết xuống còn 153,5mm. Quá trình tiện sử dụng chiều sâu cắt là 0,5mm, bước tiến dao 0,35mm/ph và tốc độ cắt 62 m/ph.

Bước 7: Giai đoạn này chú trọng vào việc tiện chi tiết có đường kính ban đầu là 184mm và chiều dài 27mm. Kết thúc bước này, đường kính chi tiết nên là 183,5mm với cùng chế độ cắt như các bước trước.



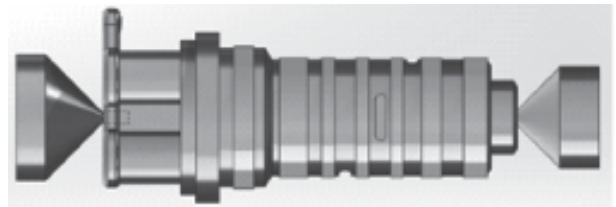
Hình 8. Chi tiết trục xi-lanh sau khi phun phủ

Bảng 3. Thông số gia công tiện

Bước	L (mm)	S (mm/vg)	N (vg/ph)	T (ph)
1	32	0.36	550	0.162
2	27	0.36	550	0.136
3	17	0.36	550	0.086
4	17	0.36	550	0.086
5	17	0.36	550	0.086
6	32	0.36	550	0.187
7	27	0.36	550	0.136

4.3. Nguyên công mài

Chi tiết trải qua hai giai đoạn mài để đạt độ nhám 1,25. Mài thô với máy mài 3151, chạy dao 0,72 mm/ph, 60 vòng quay/ph và công suất 6,3 kW; sau đó là mài tinh giảm chạy dao xuống 0,46 mm/ph, 40 vòng quay/ph và công suất 2,2 kW.



Hình 9. Chi tiết xi-lanh sau khi mài

Sau khi hoàn thành các giai đoạn gia công, chi tiết sẽ được chuyển vào nguyên công kiểm tra để đảm bảo chất lượng và độ chính xác. Hình dạng hình học của chi tiết được kiểm tra để đảm bảo không có sai sót trong quá trình gia công và tuân thủ các tiêu chuẩn thiết kế. Tiếp theo, độ cứng của chi tiết được đo và so sánh với yêu cầu (~25 HRC). Lớp phun được kiểm tra tình trạng nứt; nếu có vết nứt, các biện pháp xử lý như xử lý nhiệt hoặc xử lý bề mặt sẽ được tiến hành. Cuối cùng, chi tiết sẽ được mài sạch ba-via và cạnh sắc để đảm bảo an toàn, sau đó vệ sinh, loại bỏ bụi, dầu mỡ và các tạp chất khác.

5. KẾT LUẬN

Qua nghiên cứu này, nhóm tác giả đã phát triển thành công một quy trình sửa chữa trục xi-lanh dầu sử dụng công nghệ laser cladding, tái thiết kế bằng mô hình 3D và sử dụng vật liệu bột LYF01. Thông qua thí nghiệm, nhóm tác giả xác định được các thông số tối ưu là công suất 2500W, tốc độ quét 100mm/phút và tỷ lệ chồng chéo 50%, cải thiện độ cứng và độ bền chống mài mòn. Quy trình này đã được

kiểm chứng không chỉ qua kết quả thí nghiệm mà còn trong áp dụng thực tế, chứng minh tính hiệu quả và tiềm năng ứng dụng rộng rãi. ❖

Ngày nhận bài: **16/02/2024**

Ngày phản biện: **26/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Sundin E, Bras B. *Making functional sales environmentally and economically beneficial through product remanufacturing*. J Clean Prod 2005;13(9):913–25.
- [2]. Demirel N, Gökçen H. *A mixed integer programming model for remanufacturing in reverse logistics environment*. Int J Adv Manuf Technol 2008;39(11–12):1197–206.
- [3]. Gu DD, et al. *Laser additive manufacturing of metallic components: materials, processes and mechanisms*. Int Mater Rev 2013;57(3):133–64.
- [4]. Capello E, Previtali B. *The influence of operator skills, process parameters and materials on clad shape in repair using laser cladding by wire*. J Mater Process Technol 2006;174(1):223–32.
- [5]. Lourenço JM, et al. *Fatigue and fracture behavior of laser clad repair of AerMet® 100 ultra-high strength steel*. Int J Fatigue 2016; 85:18–30.
- [6]. Liu Q, et al. *Laser cladding as a potential repair technology for damaged aircraft components*. Int J Struct Integr 2011;2(3):314–31.
- [7]. Vedani M. *Microstructural evolution of tool steels after Nd-YAG laser repair welding*. J Mater Sci 2004;39(1):241–9.
- [8]. Paydas H, et al. *Laser cladding as repair technology for Ti–6Al–4V alloy: influence of building strategy on microstructure and hardness*. Mater Des 2015;85(C):497–510.
- [9]. Wilson J Michael, et al. *Remanufacturing of turbine blades by laser direct deposition with its energy and environmental impact analysis*. J Clean Prod 2014;80(80):170–8.
- [10]. Shi J, Bai SQ. *Research on gear repairing technology by laser cladding*. Key Eng Mater 2013; 546:40–4.

ỨNG DỤNG PHẦN MỀM ABAQUS TRONG PHÂN TÍCH VÀ TÍNH TOÁN MỐI GHÉP ĐINH TÁN

APPLICATION OF ABAQUS SOFTWARE IN THE ANALYSIS AND CALCULATION OF RIVET JOINTS

ThS. **Đỗ Anh Tuấn**¹, ThS. **Trịnh Thị Mai**²

¹Viện Kỹ thuật, Trường Đại học Công nghệ Thành phố Hồ Chí Minh

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Việc tính toán tính năng kỹ thuật của kết cấu là một phần quan trọng trong quá trình thiết kế và phát triển sản phẩm, giúp đảm bảo rằng kết cấu đáp ứng được yêu cầu kỹ thuật và chức năng mong muốn một cách an toàn và hiệu quả [1]. Tính toán tính năng kỹ thuật của một kết cấu giúp chúng ta hiểu rõ hơn về các đặc điểm kỹ thuật của kết cấu đó và cung cấp thông tin cần thiết để đảm bảo rằng nó đáp ứng được yêu cầu và mục đích sử dụng cụ thể [3]. Chẳng hạn: Độ bền, độ an toàn, tối ưu hóa thiết kế giúp tăng năng suất giảm giá thành... Đặc biệt khả năng có thể dự báo hiệu suất của kết cấu trong các điều kiện khác nhau và dự đoán các vấn đề có thể phát sinh [1]. Điều này giúp phát hiện và giải quyết các vấn đề trước khi chúng xảy ra trong quá trình sử dụng. Phần mềm Abaqus là một trong những phần mềm mạnh mẽ giúp chúng ta có thể giải quyết các vấn đề này một cách nhanh chóng và chính xác.

Từ khóa: Abaqus; Phân tích và tính toán kết cấu; Mô phỏng số; FEA.

ABSTRACT

Calculating the technical performance of a structure is an essential part of the design and product development process, ensuring that the structure meets technical requirements and desired functions safely and efficiently [1]. Assessing the technical performance of a structure helps us better understand its technical characteristics and provides necessary information to ensure it meets specific requirements and purposes of use [3]. For example, durability, safety, design optimization to increase productivity and reduce costs... Particularly, the ability to predict the performance of the structure in different conditions and anticipate potential issues [1]. This helps detect and address problems before they occur during usage. Abaqus software is one of the powerful tools that enables us to solve these issues quickly and accurately.

Keywords: Abaqus; Structural analysis and calculation; Numerical Simulation; FEA.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong bài viết này, tôi sẽ trình bày cách mà phần mềm Abaqus có thể được sử dụng để tính toán và mô phỏng các kết cấu cơ khí (mối ghép đinh tán), cung cấp cái nhìn sâu sắc về các tính năng kỹ thuật và ứng dụng của nó. Cụ thể như cách Abaqus giúp đánh giá độ bền, tính động cơ học, độ an toàn và hiệu suất của các kết cấu, cũng như cách Abaqus hỗ trợ quá trình tối ưu hóa thiết kế và giảm thời gian phát triển sản phẩm [1].

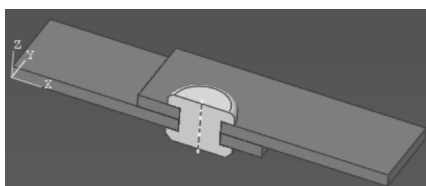
2. THÔNG TIN KẾT CẤU

2.1. Vật liệu [5]

Vật liệu hai tấm	Vật liệu đinh tán
- Vật liệu: Aluminum	- Vật liệu: Titanium
- Khối lượng riêng: $\rho = 2800\text{g/mm}^3$	- Khối lượng riêng: $\rho = 4400\text{g/mm}^3$
- Modul đàn hồi: $E = 71.70\text{Gpa}$	- Modul đàn hồi: $E = 11.2\text{Gpa}$
- Hệ số Poisson: $\nu = 0.33$	- Hệ số Poisson: $\nu = 0.34$

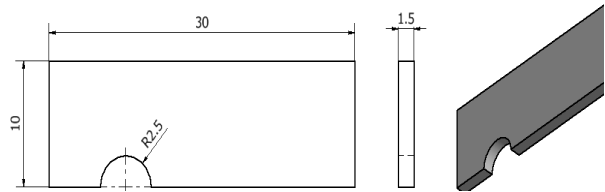
2.2. Bản vẽ

Ta sẽ đi mô phỏng về việc cắt một nối chồng lên nhau. Minh họa sử dụng việc tiếp xúc chung trong Abaqus/Standard. Trong mô hình này, có hai tấm nhôm nối chồng lên nhau: một đinh titanium xâm nhập hai tấm này, kết nối chúng lại với nhau. Một đầu của bộ lắp được cố định trong khi đầu kia được kéo dọc theo chiều dài của các tấm để cắt nối [5], như hình 1:

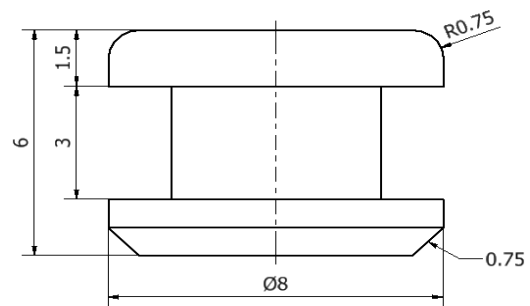


Hình 1. Mô hình cần nghiên cứu

Bản vẽ chi tiết [4]:



Hình 2. Tấm



Hình 3. Đinh tán

3. ỨNG DỤNG PHẦN MỀM ABAQUS

Để phân tích tính toán kết cấu mô hình như hình 1 trên Abaqus, ta cần phải thực hiện qua 10 bước công việc [5]:

Bước 1: Thiết lập bản vẽ (mô hình) trên Abaqus (phần Part).

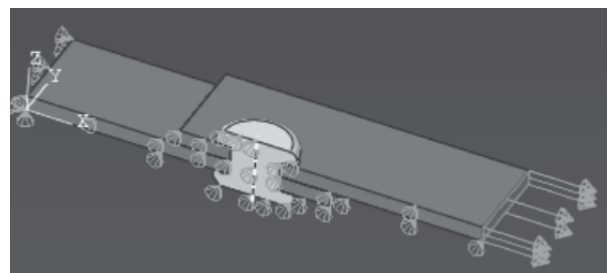
Bước 2: Định nghĩa vật liệu.

Bước 3: Lắp ráp cụm kết cấu.

Bước 4: Thiết lập bước tính toán, phân tích.

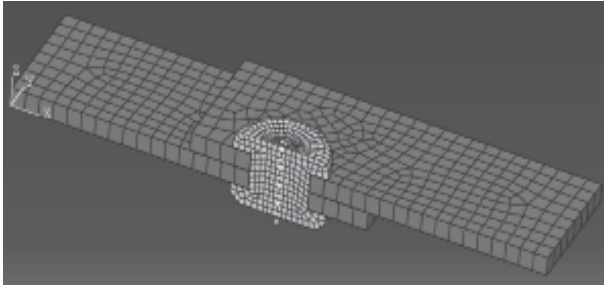
Bước 5: Tạo tương tác giữa các phần tử.

Bước 6: Đặt điều kiện biên và lực tác động.



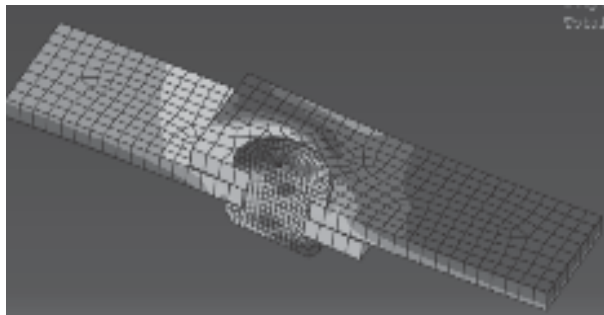
Hình 4. Đặt điều kiện biên (khoảng chuyển vị đầu tấm 2.5mm)

Bước 7: Chia lưới các đối tượng.



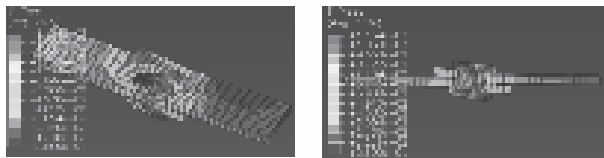
Hình 5. Chia lưới các đối tượng

Bước 8: Chạy mô phỏng.

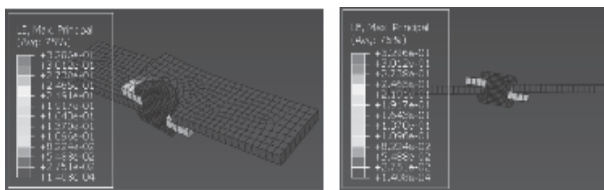


Hình 6. Chạy mô phỏng cho kết cấu

Bước 9: Kiểm tra, quan sát kết quả.



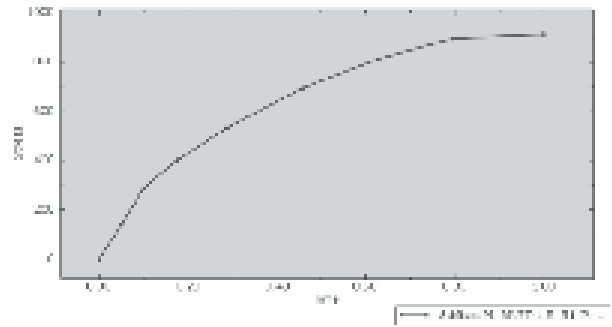
Hình 7a. Ứng xử ứng suất lên kết cấu



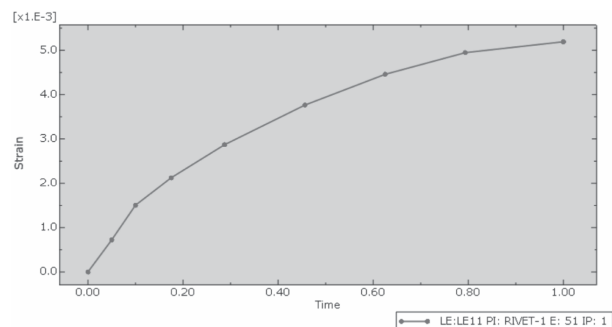
Hình 7b. Ứng xử biến dạng dẻo của kết cấu

Bước 10: Xuất kết quả.

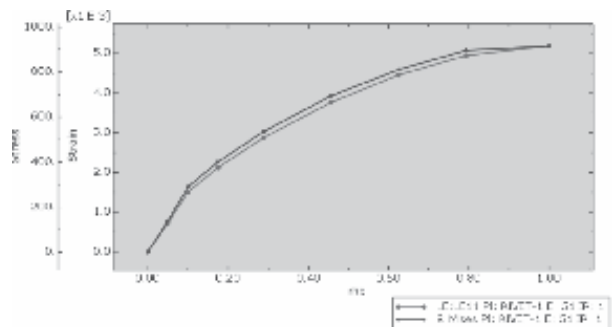
Kết quả nhận được của phần tử 51 thuộc đinh tán:



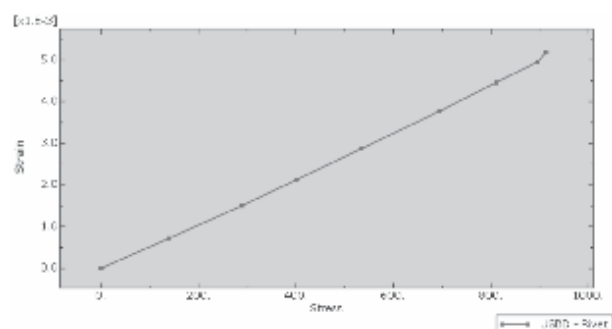
Hình 8. Ứng xử ứng suất của phần tử đinh tán



Hình 9. Ứng xử biến dạng dẻo của phần tử đinh tán

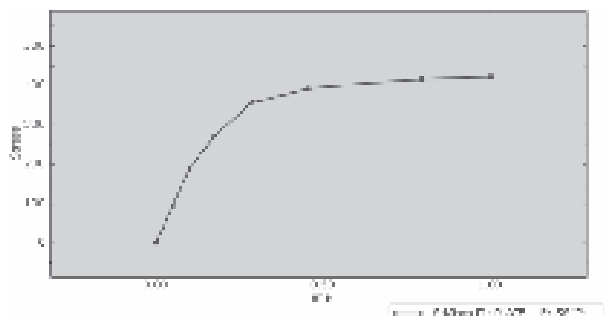


Hình 10. Ứng xử ứng suất và biến dạng dẻo của phần tử đinh tán

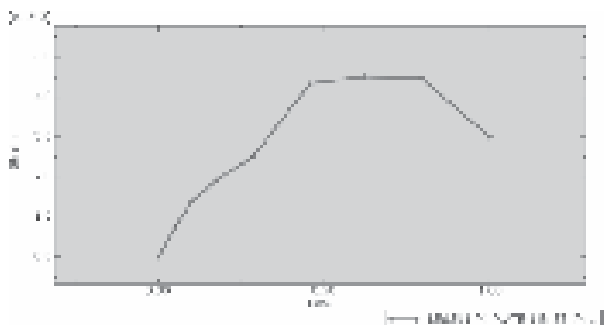


Hình 11. Ứng xử quan hệ giữa ứng suất và biến dạng dẻo của phần tử đinh tán

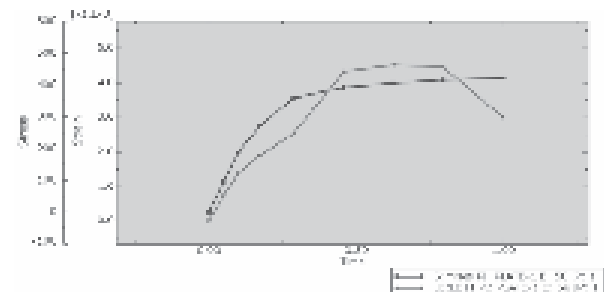
Kết quả nhận được của phần tử 58 thuộc tấm:



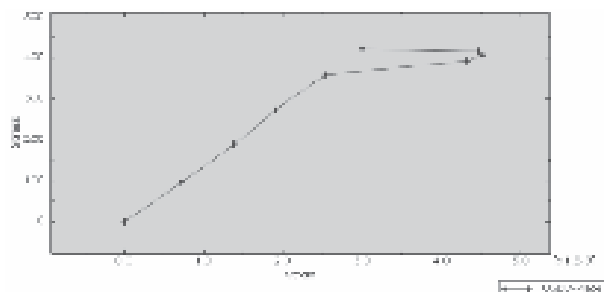
Hình 12. Ứng xử ứng suất của phần tử tấm



Hình 13. Ứng xử biến dạng dẻo của phần tử tấm



Hình 14. Ứng xử ứng suất và biến dạng dẻo của phần tử tấm



Hình 15. Ứng xử quan hệ giữa ứng suất và biến dạng dẻo của phần tử tấm

4. KẾT LUẬN

- Kết quả nhận được có độ chính xác đến 6 con số, giá trị mà khi tính toán bằng tay cũng là một khó khăn.

- Ta có thể đưa ra nhiều loại biểu đồ khác nhau ứng với mỗi nhu cầu cần xác định, kiểm nghiệm.

- Sử dụng phần mềm, ta nhận được các kết quả một cách riêng biệt hoặc liên hệ chúng lại với nhau. Giúp ta hiểu rõ hơn về phản ứng cơ học của mô hình, từ đó giúp ta đánh giá tính toàn vẹn cấu trúc và hiệu suất của mô hình.

- Không cần nhớ các công thức tính toán sức bền vật liệu. Phần mềm giúp chúng ta nhanh chóng đưa ra kết quả tại một vị trí phần tử bất kỳ chỉ bằng cách click chuột.

5. THẢO LUẬN

- Kết quả của đề tài có thể ứng dụng trong quá trình nghiên cứu khoa học, thử nghiệm, giảng dạy, học tập và sản xuất.

- Để sử dụng phần mềm đòi hỏi người dùng phải biết thiết kế, hiểu kết cấu cần nghiên cứu, hiểu về điều kiện biên, chia lưới các phần tử.

- Phần mềm có thể mô tả khả năng bị phá hủy của vật liệu nếu ta tiếp tục tác dụng lực vào kết cấu, vì vậy đây có thể là một hướng chúng ta có thể nghiên cứu tiếp theo.

- Để đọc kết quả phần mềm kết xuất, đòi hỏi người đọc biểu đồ đã tìm hiểu về tính toán sức bền vật liệu [3]. Phần mềm đưa ra tính thị phạm cao, rất chi tiết và cụ thể bằng hình ảnh, điều này giúp cho người nghiên cứu dễ

dàng làm chủ được kết quả. Đặc biệt đối tượng là người học, nó giúp cho việc hình dung quá trình ứng xử vật liệu một cách trực quan, sinh động.

- Kết quả của phần mềm đưa ra có độ tin cậy cao, nó phụ thuộc nhiều vào yếu tố lựa chọn, phân tích vật liệu, chia lưới phần tử và bước tính toán mà người dùng phần mềm thiết lập. ❖

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đinh Văn Đức; “*Phân tích phần tử hữu hạn – Tập 1*”, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2016.
- [2]. PGS. Hà Văn Vui, TS. Nguyễn Chí Sáng, ThS. Giang Văn Phong; “*Sổ tay thiết kế cơ khí*”, NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2006.
- [3]. I.N. Mirôliubop, X.A. Engalutrep, N.D. Xerghiepxki, Ph.D. Almametop, N.A. Kuritxun, K.G. Xmironop-Vaxiliep, L.V. Iasina; “*Bài tập sức bền vật liệu*”, NXB. Mir, Matxcova.
- [4]. Trịnh Thị Mai; “*Thực hành kỹ thuật thiết kế cơ khí*”, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp, 2020.
- [5]. Abaqus 2016 Documentation, <http://130.149.89.49:2080/v2016/index.html>

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ CƠ KHÍ – THỦY LỰC CỦA CỤM TRỐNG LĂN THIẾT BỊ THI CÔNG MẶT ĐƯỜNG BÊ TÔNG XI MĂNG

STUDY ON BUILDING A DYNAMIC MODEL OF THE MECHANICAL-
HYDRAULIC SYSTEM OF ROLLING DRUM ASSEMBLY OF CEMENT CONCRETE
PAVEMENT CONSTRUCTION EQUIPMENT

ThS. **Đỗ Gia Cường**^{1,*}, PGS, TS. **Trần Quang Hùng**², PGS, TS. **Lưu Đức Thạch**³

¹Viện Kỹ thuật Cơ giới Quân sự, Tổng cục Kỹ thuật, Bộ Quốc phòng

²Trường Đại học Thành Đô

³Khoa Cơ khí Máy xây dựng, Trường Đại học Xây dựng

TÓM TẮT

Bài báo xây dựng mô hình động lực học (DLH) cụm trống lăn thiết bị công tác mặt đường bê tông xi măng (BTXM) có kể đến mô phỏng đồng thời cơ khí – thủy lực. Sử dụng dạng thức ma trận của phương trình Lagrange loại 2 để thiết lập phương trình chuyển động cho cụm trống lăn thiết bị công tác thi công mặt đường BTXM. Hệ phương trình vi phân cấp 1 cho hệ thống thủy lực dẫn động quay trống lăn và di chuyển xe con đã được thiết lập. Dựa trên phương pháp tách cấu trúc thiết lập phương trình cho từng hệ cụm trống lăn và hệ thủy lực, bài báo đã biến đổi về được hệ phương trình vi phân có sự tương tác giữa hệ cơ khí và thủy lực.

Từ khóa: Trống lăn; Động lực học trống lăn; Mô phỏng đồng thời cơ – thủy lực.

ABSTRACT

This article builds a dynamic model (DM) of the rolling drum assembly of cement concrete pavement (CC) equipment, including simultaneous mechanical and hydraulic simulation. Use the matrix form of the Lagrange equation type 2 to establish the equation of motion for the drum assembly of cement concrete pavement construction equipment. The system of first-order differential equations for the hydraulic system that drives the rolling drum and moves the trolley has been established. Based on the structural separation method of establishing equations for each roller drum system and hydraulic system, the article has transformed into a system of differential equations with interaction between mechanical and hydraulic systems.

Keywords: Rolling drum; Displacements of the boom; Dynamic of rolling drum; Mechanical-hydraulic co-simulation.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM là cụm thiết bị quan trọng nhất đảm bảo chất lượng của bề mặt BTXM về độ phẳng, độ nhẵn và độ bền mặt đường. Hệ truyền động dẫn động di chuyển xe con và quay hai trống lăn là hệ truyền động thủy lực kết hợp với bộ truyền xích, [2].

Nghiên cứu ĐLH của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường là một vấn đề phức tạp và đã có một số công bố nghiên cứu về ĐLH của cụm trống lăn thiết bị thi công bề mặt bê tông xi măng. Tuy nhiên, các nghiên cứu này chỉ xét đến hệ thống cơ khí, chưa xét đến sự kết hợp giữa hệ thống cơ khí và hệ thống thủy lực trong quá trình mô phỏng. Trong bài báo này, tác giả tiến hành xây dựng mô hình ĐLH của cụm trống lăn có xét đến kết hợp giữa hệ thống cơ khí – thủy lực.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH

2.1. Mô hình động lực học hệ thống cơ khí

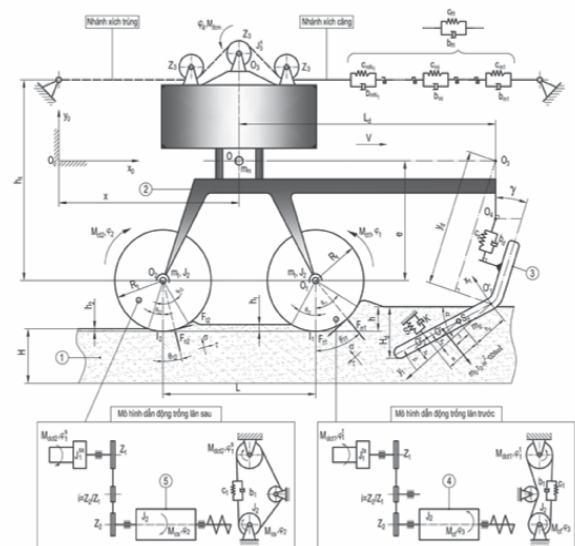
Các giả thiết khi xây dựng mô hình:

Để xây dựng mô hình ĐLH cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM, một số giả thiết sau được chấp nhận: Nhánh xích căng được quy dẫn thành một lò xo [5]; Độ cứng và hệ số cản giảm chấn của xích kéo xe con ở bên bằng nhau; Độ cứng và hệ số cản giảm chấn của xích dẫn động quay hai trống lăn bằng nhau; Xét trong trường hợp góc nghiêng san $\beta = 0$; Không xét đến độ dốc của đường, lực cản gió và ma sát ở các ổ trục của các trống lăn và đĩa xích; Coi trục các động cơ, đĩa xích, trục trống lăn, tang trống lăn và trục vít san là cứng tuyệt đối; Các trống lăn luôn tiếp xúc với hỗn hợp bê tông trong quá trình thi công; Cơ cấu quay

đầm dùi và cơ cấu di chuyển dọc của tổ hợp không làm việc; Khi di chuyển không xét đến sự xiên lệch đối với các đường ray trong mặt phẳng nằm ngang; Không xét đến dao động của khung giàn tổ hợp máy; Coi bê tông là một môi trường đàn hồi có hệ số dập tắt dao động tỷ lệ với tốc độ; Hệ số dập tắt dao động và độ cứng của bê tông không phụ thuộc vào thời gian đầm lên (do thời gian tác động của máy lên bê tông ngắn); Khối lượng của bê tông dính vào quả đầm và dao động cùng với nó trong quá trình đầm lên có trị số không đổi ($m = \text{const}$); Vị trí làm việc của máy là nền đất cứng bằng phẳng, đất không bị biến dạng trong quá trình san và làm phẳng.

Xây dựng mô hình tính động lực học:

Từ các giả thiết nêu trên, ta xây dựng được mô hình ĐLH cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM được thể hiện trên hình 1. Các hệ trục tọa độ: Ox_0y_0 – Hệ trục tọa độ cố định; $O_1x_1y_1$ – Hệ trục tọa độ địa phương gắn vào đầm dùi.



Hình 1. Mô hình ĐLH cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM

Các thông số của mô hình: J_1^{tx}, J_1^{sx} - Mô-men quán tính khối lượng của chi tiết quay trục động cơ và trục của pu-ly dẫn động trống lăn trước, trống lăn sau; J_2 - Mô-men quán tính khối lượng quy dẫn của trống lăn + vít san; J_{3x} - Mô-men quán tính khối lượng của chi tiết quay trục động cơ và trục của đĩa xích dẫn động xe con; m_m - Khối lượng của thân xe con mang trống lăn; m_t - Khối lượng của trống lăn; c_t - Độ cứng quy dẫn của nhánh xích căng dẫn động trống lăn; c_{mi} - Độ cứng của các mắt xích thuộc nhánh xích căng dẫn động xe con mang trống lăn ($i = 1 \div N$); N - Số mắt xích thuộc nhánh xích căng dẫn động xe con; c_m - Độ cứng quy dẫn của nhánh xích dẫn động xe con; S - Độ cứng đàn hồi của bê tông; K - Hệ số dập tắt dao động của bê tông; b_t - Hệ số giảm chấn quy dẫn của nhánh xích căng dẫn động trống lăn; b_{mi} - Hệ số giảm chấn của các mắt xích thuộc nhánh xích căng dẫn động xe con mang trống lăn; b_m - Hệ số giảm chấn quy dẫn của nhánh xích dẫn động xe con mang trống lăn; M_{dct1} - Mô-men xoắn trên trục mô-tơ dẫn động trống lăn trước; M_{dct2} - Mô-men xoắn trên trục mô-tơ dẫn động trống lăn sau; M_{dcm} - Mô-men xoắn trên trục mô-tơ dẫn động xe con mang trống lăn; M_{ctl} - Tổng mô-men cản trên trục trống lăn-vít san trước; M_{ct2} - Tổng mô-men cản trên trục trống lăn-vít san sau; L - Khoảng cách giữa hai tâm trống lăn; m_{o,r_0} - Mô-men của khối lượng lệch tâm; m_d - Tổng khối lượng dao động, kg; O_0 - Trọng tâm của đầu đầm; O' - Điểm đặt của lực kích động.

Các tọa độ suy rộng: φ_1^t - Góc quay của trục động cơ dẫn động các trống lăn trước; φ_1^s - Góc quay của trục động cơ dẫn động các trống lăn sau; φ_2 - Góc quay của trục trống lăn trước; φ_3 - Góc quay của trục trống lăn sau; φ_4 - Góc quay của trục động cơ dẫn động xe con; β_d - Góc lắc của đầm dùi so với hệ quy chiếu động; x_d - Tọa độ của trọng tâm đầm dùi trong hệ quy

chiều động; y_d - Tọa độ của gốc hệ quy chiếu động gắn vào đầm dùi; x - Chuyển dịch của xe con mang trống lăn.

Động năng của cơ hệ:

$$T = T_{xe} + T_t + T_d \quad (1)$$

Trong đó: T_{xe} - Động năng của xe con và đĩa xích dẫn động xe; T_t - Động năng của hai trống lăn, vít san và pu-ly dẫn động trống lăn; T_d - Động năng của đầm dùi.

$$T_{xe} = \frac{1}{2} m_m \dot{x}^2 + 2 \left(\frac{1}{2} J_3^x \dot{\varphi}_4^2 \right) \quad (2)$$

$$T_t = 2 \left(\frac{1}{2} m_t \dot{x}^2 \right) + \left(\frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 \right) + \left(\frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_3^2 \right) + \frac{1}{2} J_1^{tx} (\dot{\varphi}_1^t)^2 + \frac{1}{2} J_1^{sx} (\dot{\varphi}_1^s)^2 \quad (3)$$

$$T_d = \frac{1}{2} m v_{S_d}^2 + \frac{1}{2} \theta \dot{\beta}^2 \quad (4)$$

Vị trí khối tâm S_d của đầm dùi trong hệ quy chiếu cố định:

$$\begin{cases} x_{S_d} = x + L_d - x_d \sin \alpha - y_d \sin \gamma - h \cos \alpha \\ y_{S_d} = -y_d \cos \gamma + x_d \cos \alpha - h \sin \alpha \end{cases} \quad (5)$$

Đạo hàm hai vế phương trình (5) theo thời gian, ta được vận tốc của khối tâm S_d :

$$v_{S_d}^2 = \dot{x}^2 - 2\dot{x}\dot{x}_d \sin \alpha - 2\dot{x}\dot{y}_d \sin \gamma + \dot{x}_d^2 - 2\dot{x}_d\dot{y}_d \cos(\alpha + \gamma) + \dot{y}_d^2 \quad (6)$$

Khi đó, ta có động năng của cơ hệ:

$$T = \frac{1}{2} (m_m + m + 2m_t) \dot{x}^2 + \left(\frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 \right) + \left(\frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_3^2 \right) + \frac{1}{2} (2J_3^x \dot{\varphi}_4^2) - m\dot{x}\dot{x}_d \sin \alpha - m\dot{x}\dot{y}_d \sin \gamma + \frac{1}{2} m\dot{x}_d^2 + \frac{1}{2} \theta \dot{\beta}^2 - m\dot{x}_d\dot{y}_d \cos(\alpha + \gamma) + \frac{1}{2} m\dot{y}_d^2 + \frac{1}{2} J_1^{tx} (\dot{\varphi}_1^t)^2 + \frac{1}{2} J_1^{sx} (\dot{\varphi}_1^s)^2 \quad (7)$$

Chọn các tọa độ suy rộng cho cơ hệ là:

$$\mathbf{q} = [x \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \quad \varphi_4 \quad x_d \quad \beta \quad y_d \quad \varphi_1' \quad \varphi_1'']^T \in \mathbb{R}^{9 \times 1} \quad (8)$$

Khi đó, động năng của hệ được viết dưới dạng toàn phương:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (9)$$

Với ma trận khối lượng suy rộng có dạng như sau: $\mathbf{M} = [m_{ij}] \in \mathbb{R}^{9 \times 9}$ (10)

Các thành phần khác không của ma trận khối lượng suy rộng:

$m_{11} = m_m + m + 2m_t$	$m_{55} = m$	$m_{15} = m_{51} = -m \sin \alpha$
$m_{22} = J_2$	$m_{66} = \theta$	$m_{57} = m_{75} = -m \cos(\alpha + \gamma)$
$m_{33} = J_2$	$m_{77} = m$	$m_{17} = m_{71} = -m \sin \gamma$
$m_{44} = 2J_3$	$m_{88} = J_1^{xx}$	$m_{99} = J_1^{yy}$

(11)

Ma trận quán tính ly tâm và Coriolis được xác định nhờ sử dụng đạo hàm ma trận khối lượng suy rộng theo tọa độ suy rộng và tích Kronecker:

$$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\mathbf{I}_n \otimes \dot{\mathbf{q}}) + \left(\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\dot{\mathbf{q}} \otimes \mathbf{I}_n) \right) - \left(\frac{\partial \mathbf{M}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} (\dot{\mathbf{q}} \otimes \mathbf{I}_n) \right) \right]^T \quad (12)$$

Vì ma trận khối lượng là ma trận có các phần tử là hằng số nên quán tính ly tâm và Coriolis bằng 0: $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}$.

Thế năng của cơ hệ:

$$\Pi = \Pi_s + \Pi_m + \Pi_t + \Pi_d + \Pi_b \quad (13)$$

Trong đó: Π_s - Thế năng của trọng lực; Π_m - Thế năng của xích dẫn động xe con; Π_t - Thế năng của xích dẫn động trống lăn; Π_d - Thế năng của cao su đầm dùi; Π_b - Thế năng của bê tông lên đầm dùi.

$$\Pi = \sum_{k=1}^5 \Pi_k = \frac{1}{2} (2c_m)(x - r_3\varphi_4)^2 + \frac{1}{2} c_t (r_1\varphi_1' - r_2\varphi_2')^2 + \frac{1}{2} c_t (r_1\varphi_1'' - r_2\varphi_2'')^2 + \frac{1}{2} S(x_d + e\beta)^2 + \frac{1}{2} c_d (y_d - y_{d0})^2 - mg(y_d \cos \gamma - x_d \cos \alpha) \quad (14)$$

Từ (14), ta thu được các thành phần của véc-tơ lực suy rộng có thể:

$$\mathbf{g} = [g_x \quad g_{\varphi_2} \quad g_{\varphi_3} \quad g_{\varphi_4} \quad g_{x_d} \quad g_{\beta} \quad g_{y_d} \quad g_{\varphi_1'} \quad g_{\varphi_1''}]^T \quad (15)$$

$$\begin{aligned} g_x &= \frac{\partial \Pi}{\partial x} = 2c_m(x - r_3\varphi_4); g_{\varphi_2} = -c_t r_2(r_1\varphi_1' - r_2\varphi_2'); g_{\varphi_3} = -c_t r_2(r_1\varphi_1'' - r_2\varphi_2'') \\ g_{\varphi_4} &= \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_4} = -2c_m r_3(x - r_3\varphi_4); g_{x_d} = \frac{\partial \Pi}{\partial x_d} = S(x_d + e\beta) + mg \cos \alpha; g_{\beta} = c_t r_1(r_1\varphi_1' - r_2\varphi_2') \\ g_{y_d} &= \frac{\partial \Pi}{\partial y_d} = S e(x_d + e\beta); g_{y_d} = c_d(y_d - y_{d0}) - mg \cos \gamma; g_{\varphi_1'} = c_t r_1(r_1\varphi_1' - r_2\varphi_2') \end{aligned} \quad (16)$$

Hàm hao tán của cơ hệ:

$$\Phi = \Phi_m + \Phi_t + \Phi_d + \Phi_K \quad (17)$$

Trong đó: Φ_m - Hàm hao tán của xích dẫn động xe con; Φ_t - Hàm hao tán của xích dẫn động trống lăn; Φ_d - Hàm hao tán của cao su đầm dùi; Φ_b - Hàm hao tán của bê tông lên đầm dùi.

$$\Phi = \frac{1}{2} (2b_m)(\dot{x} - r_3\dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2} K(\dot{x}_d + e\dot{\beta})^2 + \frac{1}{2} b_d(\dot{y}_d)^2 + \frac{1}{2} b_t(r_1\dot{\varphi}_1' - r_2\dot{\varphi}_2')^2 + \frac{1}{2} b_t(r_1\dot{\varphi}_1'' - r_2\dot{\varphi}_2'')^2 \quad (18)$$

Từ (18), ta thu được các thành phần của véc-tơ lực hao tán:

$$\mathbf{d} = [d_x \quad d_{\varphi_2} \quad d_{\varphi_3} \quad d_{\varphi_4} \quad d_{x_d} \quad d_{\beta} \quad d_{y_d} \quad d_{\varphi_1'} \quad d_{\varphi_1''}]^T \quad (19)$$

$$\begin{aligned} d_x &= \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} = 2b_m(\dot{x} - r_3\dot{\varphi}_4); d_{\varphi_2} = -b_t r_2(r_1\dot{\varphi}_1' - r_2\dot{\varphi}_2'); d_{\varphi_3} = -b_t r_2(r_1\dot{\varphi}_1'' - r_2\dot{\varphi}_2'') \\ d_{\varphi_4} &= \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_4} = -2b_m r_3(\dot{x} - r_3\dot{\varphi}_4); d_{x_d} = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_d} = K(\dot{x}_d + e\dot{\beta}); d_{\beta} = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}} = K e(\dot{x}_d + e\dot{\beta}) \\ d_{y_d} &= \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_d} = b_d \dot{y}_d; d_{\varphi_1'} = b_t r_1(r_1\dot{\varphi}_1' - r_2\dot{\varphi}_2'); d_{\varphi_1''} = b_t r_1(r_1\dot{\varphi}_1'' - r_2\dot{\varphi}_2'') \end{aligned} \quad (20)$$

Lực suy rộng của các lực dẫn động và lực cản:

Công suất của các lực hoạt động:

$$W = -M_{ct}\dot{\varphi}_2 - M_{cs}\dot{\varphi}_3 + M_{dcm}\dot{\varphi}_4 + (m_0 r_0 \omega^2 \cos \omega t)(\dot{x}_d + f\dot{\beta}) + M_{dct1}\dot{\varphi}_1' + M_{dct2}\dot{\varphi}_1'' \quad (21)$$

Từ (21), ta thu được các thành phần của véc-tơ lực suy rộng:

$$\mathbf{Q} = [Q_x \quad Q_{\varphi_2} \quad Q_{\varphi_3} \quad Q_{\varphi_4} \quad Q_{x_d} \quad Q_{\beta} \quad Q_{y_d} \quad Q_{\varphi_1'} \quad Q_{\varphi_1''}]^T \quad (22)$$

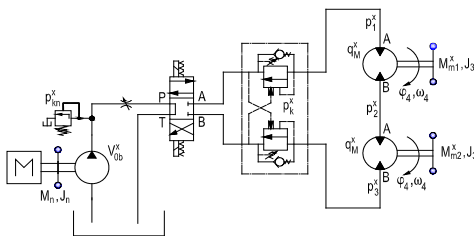
$$\begin{array}{|c|c|c|} \hline Q_x = 0 & Q_{\varphi_4} = M_{dcm} & Q_{y_d} = 0 \\ \hline Q_{\varphi_2} = -M_{ct} & Q_{x_d} = m_0 r_0 \omega^2 \cos \omega t & Q_{\varphi_1^s} = M_{dct2} \\ \hline Q_{\varphi_3} = -M_{cs} & Q_{\beta} = f m_0 r_0 \omega^2 \cos \omega t & Q_{\varphi_1^t} = M_{dct1} \\ \hline \end{array} \quad (23)$$

Từ các biểu thức (9), (12), (15), (19), (22), ta có phương trình chuyển động của hệ cơ dưới dạng ma trận:

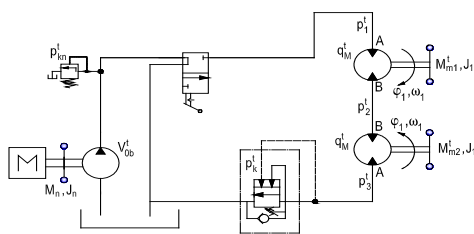
$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{d}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{Q} \quad (24)$$

2.2. Mô hình ĐLH thủy lực dẫn động di chuyển xe con và quay trống lăn

Trên cơ sở phân tích sơ đồ mạch thủy lực và nguyên lý HTTL dẫn động di chuyển xe con và quay trống lăn. Sử dụng các giả thiết theo [1, 4]; hai động cơ TL dẫn động di chuyển xe con coi như có cấu tạo và chế độ làm việc như nhau; ĐLH của van một chiều, van phân phối, van cân bằng không xem xét, đặc tính của chúng coi là lý tưởng. Từ đó, mô hình ĐLH hệ truyền động thủy lực dẫn động động cơ di chuyển xe con và quay hai trống lăn được thể hiện trên hình 2 và 3.



Hình 2. Mô hình ĐLH hệ truyền động thủy lực động cơ dẫn động di chuyển xe con



Hình 3. Mô hình ĐLH hệ truyền động thủy lực dẫn động động cơ quay trống lăn

Áp dụng định luật bảo toàn năng lượng, viết cho phương trình dòng chảy liên tục của dầu công tác trong các đường ống và phương trình cân bằng lực [4]. Từ đó, ta thu được hệ phương trình vi phân mô tả hoạt động của hệ thống TĐTL dẫn động các động cơ thủy lực di chuyển xe con và quay hai trống lăn như sau:

$$\begin{cases} k_{dh}^x \dot{p}_1^x = \frac{q_{0b}^x n_B^x}{60} - (k_{tB1}^x + k_{tB2}^x) p_1^x - q_M^x \dot{\varphi}_4 \\ \frac{q_M^x}{2\pi} p_1^x - 2 f_n^x \dot{\varphi}_4 - M_{dcm} = 2 J_3 \ddot{\varphi}_4 \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} k_{dh}^t \dot{p}_1^t = \frac{q_{0b}^t n_B^t}{60} - (k_{tB1}^t + k_{tB2}^t) p_1^t - q_M^t \dot{\varphi}_1^t \\ \frac{q_M^t}{2\pi} p_1^t - f_n^t \dot{\varphi}_1^t - M_{dct1} = J_1^{dct} \ddot{\varphi}_1^t \\ k_{dh}^s \dot{p}_1^s = \frac{q_{0b}^s n_B^s}{60} - (k_{tB1}^s + k_{tB2}^s) p_1^s - q_M^s \dot{\varphi}_1^s \\ \frac{q_M^s}{2\pi} p_1^s - f_n^s \dot{\varphi}_1^s - M_{dcs1} = J_1^{dcs} \ddot{\varphi}_1^s \end{cases} \quad (26)$$

2.3. Xây dựng phương trình chuyển động của hệ thống cơ khí-thủy lực

Từ hệ phương trình (24), các phương trình thứ (4), thứ (8) và thứ (9) của hệ chứa các thành phần ngẫu lực đầu vào từ hệ thống thủy lực, cụ thể như sau:

$$\begin{cases} m_{44} \ddot{\varphi}_4 + d_{\varphi_4} + g_{\varphi_4} = Q_{\varphi_4} \\ m_{88} \ddot{\varphi}_1^t + d_{\varphi_1^t} + g_{\varphi_1^t} = Q_{\varphi_1^t} \\ m_{99} \ddot{\varphi}_1^s + d_{\varphi_1^s} + g_{\varphi_1^s} = Q_{\varphi_1^s} \\ 2 J_3^x \ddot{\varphi}_4 + d_{\varphi_4} + g_{\varphi_4} = M_{dcm} \\ J_1^{tx} \ddot{\varphi}_1^t + d_{\varphi_1^t} + g_{\varphi_1^t} = M_{dct1} \\ J_1^{sx} \ddot{\varphi}_1^s + d_{\varphi_1^s} + g_{\varphi_1^s} = M_{dct2} \end{cases} \quad (27)$$

Thế phương trình (25), (26) vào (27), ta được:

$$\begin{aligned}\bar{m}_{44}\ddot{\varphi}_4 + \bar{d}_{\varphi_4} + g_{\varphi_4} &= \bar{Q}_{\varphi_4}(p_1^x); \\ \bar{m}_{88}\ddot{\varphi}_1^t + \bar{d}_{\varphi_1^t} + g_{\varphi_1^t} &= \bar{Q}_{\varphi_1^t}(p_1^t); \\ \bar{m}_{99}\ddot{\varphi}_1^s + \bar{d}_{\varphi_1^s} + g_{\varphi_1^s} &= \bar{Q}_{\varphi_1^s}(p_1^s)\end{aligned}\quad (28)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned}\bar{m}_{44} &= 2J_3; \bar{m}_{88} = J_1; \bar{m}_{99} = J_1; \bar{d}_{\varphi_4} = d_{\varphi_4} + 2f_n^x \dot{\varphi}_4; \bar{Q}_{\varphi_4} = \frac{q_M^x}{2\pi} p_1^x \\ \bar{d}_{\varphi_1^t} &= d_{\varphi_1^t} + f_n^t \dot{\varphi}_1^t; \bar{Q}_{\varphi_1^t} = \frac{q_M^t}{2\pi} p_1^t; \bar{d}_{\varphi_1^s} = d_{\varphi_1^s} + f_n^s \dot{\varphi}_1^s; \bar{Q}_{\varphi_1^s} = \frac{q_M^s}{2\pi} p_1^s\end{aligned}\quad (29)$$

Các phương trình (25) và (26) viết lại dưới dạng ma trận: $\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{h}(\mathbf{p}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ (30)

Trong đó, véc-tơ áp suất:

$$\mathbf{p} = [p_1^t, p_1^s, p_1^x]^T \in \mathbb{R}^3.$$

Hàm véc-tơ vế phải của phương trình vi phân mô tả hệ thủy lực:

$$\mathbf{h}(\mathbf{p}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{k_{dh}^t} \left\{ \frac{q_{0b}^t n_B^t}{60} - (k_{tB1}^t + k_{tB2}^t) p_1^t - q_M^t \dot{\varphi}_1^t \right\} \\ \frac{1}{k_{dh}^s} \left\{ \frac{q_{0b}^s n_B^s}{60} - (k_{tB1}^s + k_{tB2}^s) p_1^s - q_M^s \dot{\varphi}_1^s \right\} \\ \frac{1}{k_{dh}^x} \left\{ \frac{q_{0b}^x n_B^x}{60} - (k_{tB1}^x + k_{tB2}^x) p_1^x - q_M^x \dot{\varphi}_4 \right\} \end{bmatrix} \quad (31)$$

Thế các phương trình (28) và (29) vào hệ phương trình (24), ta thu được dạng thức ma trận của hệ cơ:

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{d}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \bar{\mathbf{Q}}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{p}) \quad (32)$$

Các phương trình (30) và (32) là hệ phương trình vi phân mô tả hệ hỗn hợp cơ khí – thủy lực.

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{d}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \bar{\mathbf{Q}}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{p}) \\ \dot{\mathbf{p}} = \mathbf{h}(\mathbf{p}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \end{cases} \quad (33)$$

3. KẾT LUẬN

Bài báo này tập trung xây dựng mô hình tính toán ĐLH và thiết lập phương trình vi phân hệ hỗn hợp cơ khí – thủy lực của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM. Mô hình cơ khí có tính đến sự biến dạng đàn hồi của các bộ phận, bao gồm một số khối lượng tập trung (trống lăn, xe con, đầm dùi) nối với nhau và nối với khung giàn bằng các liên kết đàn hồi (dây xích, gối cao su). Kết quả nghiên cứu thu được hệ phương trình với 9 phương trình vi phân cấp 2 tương ứng với 9 tọa độ suy rộng và 3 phương trình vi phân cấp 1 đối với áp suất. Đây là cơ sở để khảo sát, đánh giá chất lượng ĐLH và xác định các thông số làm việc hợp lý của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM. ❖

Ngày nhận bài: 18/3/2024

Ngày phản biện: 12/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đỗ Xuân Đình (2003); *Hệ thống truyền động thủy lực dùng trong các thiết bị xây dựng*, NXB. Xây dựng, Hà Nội.
- [2]. Trần Quang Hùng (2016); *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo tổ hợp máy rải, đầm và làm phẳng bê tông xi măng phục vụ thi công các công trình quân sự*, Báo cáo đề tài cấp Bộ Quốc phòng.
- [3]. Đỗ Sanh (2004); *Động lực học máy*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [4]. Kovalskiy, Nguyễn Đình Tứ (2008); *Ứng dụng Matlab-Simulink để giải bài toán động lực học hệ thủy lực mạch quay*, Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải.
- [5]. XU Lixin, YANG Yuhu, CHANG Zongyu, SHEN Zhaoguang, and LIU Jianping (2010), *Clearance Influence on Dynamic Response of Intermittent Roller Chain Drive*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 23, aNo.

PHÂN TÍCH RUNG ĐỘNG THÂN VỎ Ô TÔ CON KHI CÓ KÍCH THÍCH CỦA ĐỘNG CƠ VÀ MẶT ĐƯỜNG

VIBRATION ANALYSIS OF A CAR'S BODY SHELL UNDER EXCITATION OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND THE ROAD SURFACE

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập

Bộ môn Cơ khí Ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày các mô hình phần tử hữu hạn để nghiên cứu đặc tính rung động riêng và rung động có kích thích của kết cấu khung vỏ ô tô con. Các đặc trưng rung động riêng được tính toán, mô phỏng trên phần mềm phần tử hữu hạn. Trên cơ sở phân tích rung động riêng, bài báo tiến hành tính toán, mô phỏng rung động của kết cấu khung vỏ dưới sự kích thích từ động cơ và mặt đường. Thông qua các kết quả này có thể sơ bộ đánh giá được tính năng kết cấu của khung vỏ ô tô con về rung ồn và vùng cộng hưởng của khung vỏ ô tô.

Từ khóa: *Kết cấu khung vỏ ô tô; Phân tích mô hình trạng thái; Rung động khung vỏ ô tô; Tiếng ồn ô tô; Đánh giá kết cấu khung vỏ; Kích thích từ động cơ và mặt đường.*

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 and road surface. Through these results, it is possible to preliminarily evaluate the structural features of the car frame in terms of vibration and resonance area of the car frame.

Keywords: *Car frame structure; Modal analysis; Car frame vibration; Car noise; Car structure evaluation; Engine and road surface vibration effects.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khi ô tô chuyển động ở tốc độ thấp và trung bình, có hai nguồn kích thích lớn đối với rung động khung vỏ là động cơ làm việc không cân bằng và lực kích thích của mặt đường không bằng phẳng. Với lực kích thích của mặt đường thông qua hệ thống treo tác dụng lên khung vỏ ô tô có tần số thấp đến vài Hz nên không nằm trong khoảng tần số rung động riêng của khung vỏ, không gây ra cộng hưởng cho khung vỏ nhưng nó lại có biên độ kích thích lớn làm cho biên độ rung động của khung vỏ lớn, gây ra áp suất âm cao. Do đó, khi xét tiếng ồn trong khoang xe sẽ khảo sát bài toán tổng hợp lực kích thích cả của động cơ và mặt đường với biên dạng ngẫu nhiên.

Hiện nay, có ba phương pháp phân tích kết cấu khung vỏ xe: phương pháp phần tử hữu hạn; phương pháp phân tích mô hình trạng thái thực nghiệm; và phương pháp phân tích tổng hợp. Trong đó, phương pháp phân tích mô hình sử dụng phần tử hữu hạn được ứng dụng phổ biến nhất. Thông qua phân tích các tham số của mô hình trạng thái, có thể tiến hành đánh giá khách quan đặc tính của kết cấu khung vỏ xe, cũng có thể sử dụng các kết quả đó để làm cơ sở tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ.

Bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích, mô phỏng đặc tính rung động riêng và rung động khung vỏ ô tô con có kể đến kích thích động cơ và mặt đường, từ đó đánh giá sơ bộ kết cấu khung vỏ xe.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CÓ KÍCH THÍCH

Trong phân tích rung động có lực kích thích trực tiếp, 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 [1].

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-1)$$

Tải trọng được giới thiệu trong phương trình (2-1) là một véc-tơ số phức. Từ góc độ vật lý cho thấy, tải trọng có thể là tải trọng thực hoặc tải trọng ảo, hoặc cả hai. Đối với rung động sóng điều hòa (đây là cơ sở phân tích phản ứng tần số), giả sử nghiệm điều hòa có dạng như (2-2).

$$\{x\} = \{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-2)$$

Trong đó, $\{u(\omega)\}$ là véc-tơ chuyển vị phức.

Áp dụng đạo hàm bậc nhất, bậc hai của phương trình (2-2), ta thu được:

$$\{\dot{x}\} = i\omega\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-3)$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-4)$$

Sau khi thay (2-2), (2-3) và (2-4) vào phương trình (2-1), ta được kết quả như phương trình (2-5).

$$-\omega^2 [M]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + i\omega[C]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + [K]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-5)$$

Sau khi chia hai vế của phương trình (2-5) cho $e^{i\omega t}$ và đơn giản hóa, ta được phương trình (2-6).

$$[-\omega^2 M + i\omega C + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (2-6)$$

Phản ứng tần số thu được bằng cách giải phương trình (2-6) cho $\{u(\omega)\}$ ở các tần số cường độ ω khác nhau. 

3. MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ CON

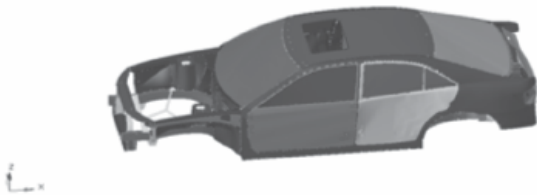
3.1. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô con

Toàn bộ khung vỏ ô tô được làm bằng thép, chúng được lắp ráp từ hơn một trăm chi tiết và thực hiện bằng phương pháp hàn. Căn cứ vào nguyên tắc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, sau khi chuyển mô hình CAD từ phần mềm Catia sang phần mềm Hypermesh, ta tiến hành thiết lập mô hình tấm và xử lý bề mặt các tấm. Ta có mô hình CAD như trên Hình 1.

Sau đó, ta 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, đồng thời hạn chế phần tử tam giác. Sau khi chia lưới và xử lý lưới, ta được mô hình phần tử hữu hạn cơ bản của khung vỏ ô tô con.

Sau khi hoàn thiện chia lưới, ta tiến hành tạo các mối liên kết hàn. Căn cứ vào số lượng mối hàn xe thực tế, ta áp dụng phần tử

CWELD để tiến hành mô phỏng đối với điểm hàn, đường kính vết hàn (mối hàn) hai lớp (phần tử vỏ 2 lớp) là 6mm, đường kính vết hàn (mối hàn) ba lớp (phần tử vỏ 3 lớp) là 5mm và sử dụng thêm một số ít phần tử hàn RBE2. Ta có mô hình phần tử hữu hạn như Hình 2.



Hình 1. Mô hình CAD khung vỏ ô tô con



Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô sau khi tạo liên kết

Thông tin cơ bản của mô hình PTHH khung vỏ ô tô con như Bảng 1.

Bảng 1. Thống kê thông tin mô hình

	Phần tử				Nút
	Tứ giác	Tam giác	CWELD	RBE2	
Số lượng	170860	650	5825	182	182762
Phần tử tam giác chiếm: 0.38%					

Sau khi hoàn thành công việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, tiến hành định nghĩa thuộc tính vật liệu trong kết cấu thân xe. Kết cấu thân vỏ xe chủ yếu dùng thép các-bon thấp, do thuộc tính các loại vật liệu thép các-bon thấp sai lệch nhau không nhiều, ảnh hưởng đến kết quả tính toán có thể bỏ qua. Áp dụng tham số vật liệu như Bảng 2.

Bảng 2. Thuộc tính của vật liệu trong mô hình

Tham số	Mô-đun đàn hồi	Hệ số Poisson	Khối lượng riêng
Giá trị	2.06e5 (MPa)	0.3	7.89e3 (kg/m ³)

Bước tiếp theo là loại trừ một số vấn đề trong mô hình như: bỏ sót liên kết hàn, mất các tấm,... Sau khi hoàn thành quá trình xây dựng mô hình, thì có thể tiến hành tính toán mô hình.

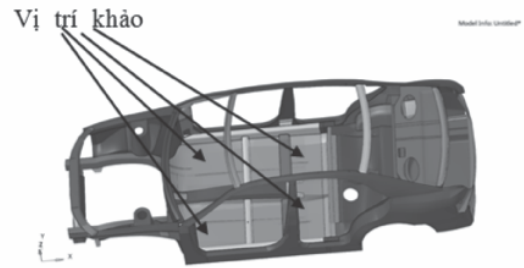
3.2. Mô hình phần tử hữu hạn khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Lực kích thích của động cơ (ĐC) được đặt tại các chân máy, giá trị của nó được lấy theo tốc độ quay của động cơ và khối lượng của động cơ. Lực kích thích của mặt đường (MĐ) ngẫu nhiên được xác định theo tốc độ của ô tô; Lực kích thích này đặt phía dưới hệ thống treo tại tâm trục bánh xe; Các lực kích thích của mặt đường được quy về tại tâm trục bánh xe đã xét đến độ cứng và hệ số cản giảm chấn của bánh xe. Mô hình rung động của khung vỏ ô tô khi có kích thích của động cơ và mặt đường như trên hình 3.



Hình 3. Mô hình rung động khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Lựa chọn điểm phân tích phản ứng tần số: chọn các nút để phân tích gồm nút số 17090 (vị trí lắp ghế lái), 154615 (vị trí lắp hàng ghế sau). Các nút này là vị trí tương đối chính giữa của người ngồi trong xe và được đặt trên sàn xe. Vị trí các nút phân tích đáp ứng tần số như trên hình 4.



Hình 4. Vị trí các nút phân tích đáp ứng tần số kích thích của ĐC và MĐ.

4. PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CỦA KHUNG VỎ Ô TÔ CON

4.1. Phân tích rung động riêng của khung vỏ ô tô con

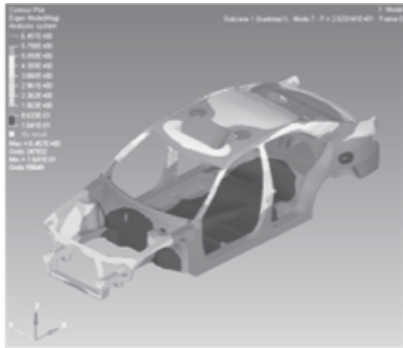
Kết quả tính toán rung động riêng như Bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán mô phỏng rung động riêng khung vỏ ô tô con

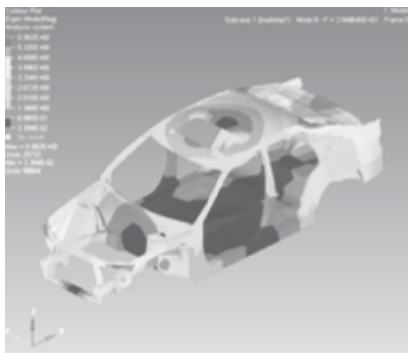
Dạng riêng	Tần số [Hz]	Mô tả hình dạng rung động
1	26,33	Uốn cong phương ngang toàn xe
2	29,44	Xoắn toàn xe
3	38,06	Rung động cục bộ đuôi xe
4	42,23	Hợp thành xoắn đầu xe
5	43,88	Rung động cục bộ đuôi xe
6	47,32	Biến hình cửa gió nóc xe
7	51,36	Uốn cong theo hướng thẳng đứng
8	52,61	Rung động khoang hành lý
9	53,35	Biến dạng đầu xe, vách ngăn khoang động cơ và đuôi xe
10	54,53	Rung động cục bộ sau nóc và đuôi xe



Các hình dạng rung động của mô hình trạng thái khung vỏ xe, theo các tần số khác nhau, được thể hiện như trên Hình 5, Hình 6.



Hình 5. Hình dạng rung động ở tần số thứ nhất



Hình 6. Hình dạng rung động ở tần số thứ hai

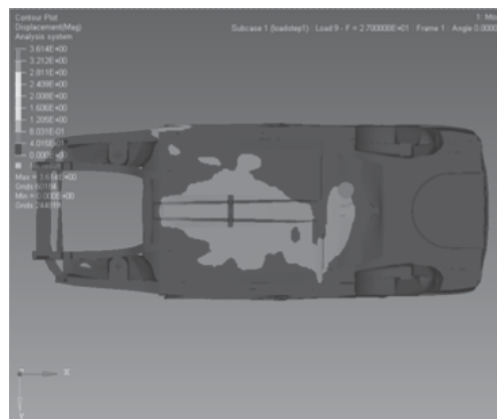
Tiến hành phân tích sơ bộ kết quả tính toán, tần số rung động riêng thứ nhất là 26,33Hz, có hình dạng rung động uốn cong theo phương ngang toàn xe. Hiện nay, các xe con đều là loại vỏ chịu lực nên tần số của mô hình trạng thái phổ biến là từ 20Hz trở lên. Dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp với quy luật thông thường.

Ở hai tần số rung động riêng thứ nhất và thứ hai, biên dạng lớn nhất tập trung ở mảng nóc, và biên dạng này gần như phân bố hết toàn bộ mảng nóc. Đồng thời, ở hai tần số đầu tiên này rất gần với tần số khi động cơ làm việc ở tốc độ thấp, dễ sinh ra rung động cộng hưởng và gây ra tiếng ồn lớn.

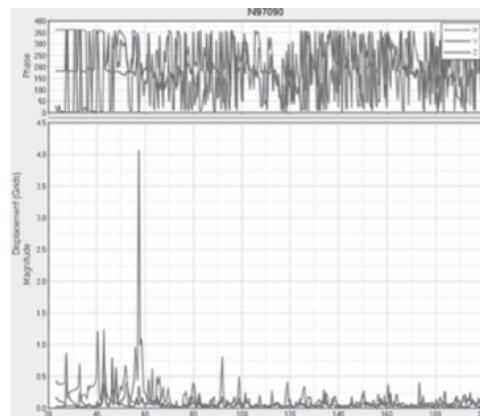
4.1.1. Phân tích rung động của khung vỏ khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Khảo sát rung động khi có kích thích từ động cơ xe Camry làm việc từ số vòng quay không tải 700 vòng/phút đến số vòng quay lớn nhất 6000 vòng/phút; và kích thích từ mặt đường hình sin có hệ số bám 0,65 khi xe chạy tốc độ từ 0 đến 50 km/h. Sau khi xây dựng mô hình và thiết lập thông số bài toán, sử dụng bộ giải Optistruct để chạy chương trình, ta có kết quả như sau:

+ Kết quả tính toán tại nút 97090 là vị trí chân ghế lái như trên hình 7 và hình 8.

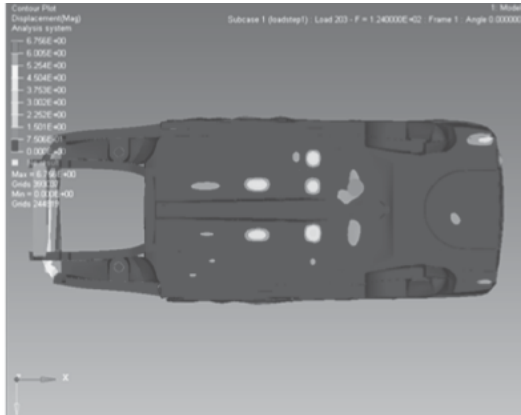


Hình 7. Hình dạng rung động có kích thích của ĐC và MĐ ở tần số 27 Hz

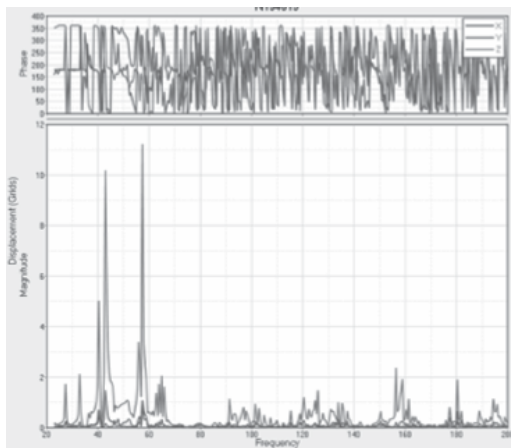


Hình 8. Đáp ứng tần số có kích thích của ĐC và MĐ tại nút 97090 (vị trí sàn lắp ghế lái)

+ Kết quả tính toán tại nút 154615 là vị trí chân ghế sau phụ như trên hình 9 và hình 10.

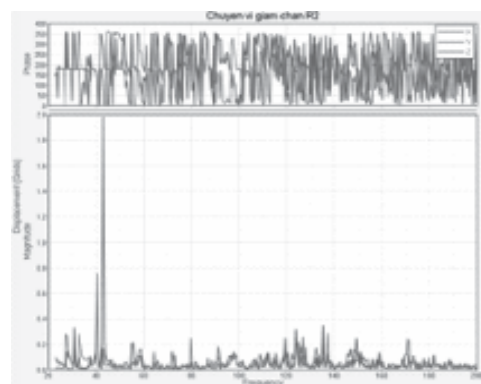
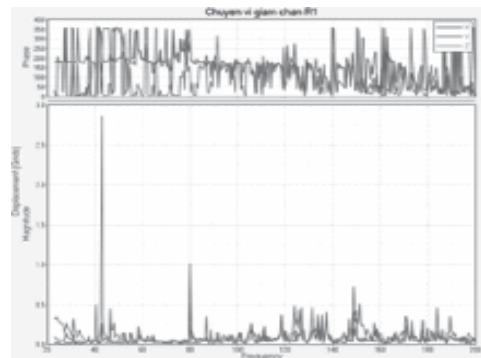
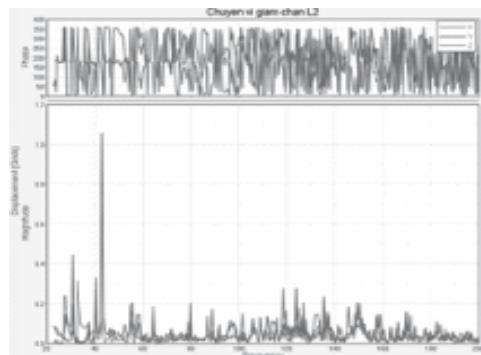
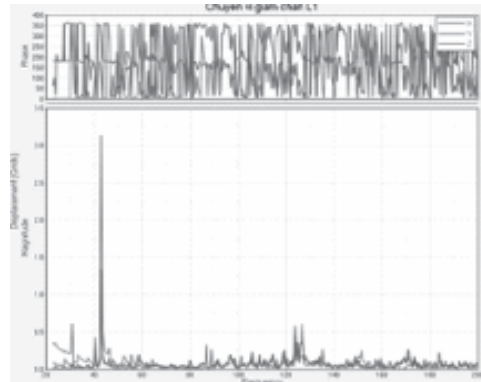


Hình 9. Hình dạng rung động có kích thích của ĐC và MD ở tần số 27 Hz



Hình 10. Đáp ứng tần số có kích thích của ĐC và MD tại nút 154615 (vị trí chân ghế sau phụ)

Để làm rõ ảnh hưởng của hệ thống treo đến chuyển vị của khung vỏ ô tô, ta có kết quả tính toán chuyển vị của hệ thống treo tại vị trí liên kết của hệ thống treo và khung xe như trên hình 11.



Hình 11. Chuyển vị của hệ thống treo



4.1.2. Nhận xét kết quả tính toán

Với nguồn kích thích từ động cơ và mặt đường thì tại các vị trí khảo sát rung động với biên độ cực trị tại tần số trên 40 (Hz) và biên độ theo phương thẳng đứng là lớn nhất, rung động theo phương còn lại là tương đối nhỏ. Tại vị trí lắp ghế sau phụ là rung với biên độ lớn nhất.

Kích thích của mặt đường thông qua hệ thống treo không gây ra các vùng cộng hưởng cho khung vỏ ô tô. Khi nghiên cứu rung động xét kích thích của mặt đường, người ta thường coi khung xe như một khối cứng vì chuyển vị của khung xe khi có kích thích của động cơ quá nhỏ so với mặt đường lên hệ thống treo.

Tần số kích thích của mặt đường càng nhỏ thì năng lượng truyền lên khung càng lớn; khi tần số kích thích trên 50Hz thì năng lượng truyền lên nhỏ dần; khi tần số kích thích trên 120Hz thì lực kích thích gần như mất đi.

5. KẾT LUẬN

Kết quả tính toán rung động cho thấy, tần số thứ nhất là 26,33Hz là phù hợp. Đồng thời tại những tần số rung động riêng thứ nhất và thứ hai đều là rung động toàn bộ. Khi có kích thích thì không xảy ra cộng hưởng toàn bộ, chỉ có một vài vị trí xảy ra cộng hưởng cục bộ nhưng biên độ rung động không lớn. Mảng nóc có rung động và biên độ rung động lớn nhất. Kích thích của mặt đường không gây ra cộng hưởng cho khung vỏ xe, chỉ làm tăng chuyển vị của khung vỏ.

Khi ô tô chuyển động trên đường, tốc độ của ô tô càng lớn thì hấp thụ năng lượng của hệ thống treo càng nhiều. ❖

Ngày nhận bài: **15/3/2024**

Ngày phản biện: **16/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. SIEMENS, *Basic Dynamic Analysis User's Guide*, Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. All Rights Reserved, 2014.
- [2]. Nguyễn Văn Khang (2002); “*Dao động kỹ thuật*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Xu Wang, Vehicle noise and vibration refinement, Trường Đại học RMIT University, Australia.
- [4]. 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 机械工业出版社, 1990.
- [5]. 管迪华. 模态分析技术[M]. 清华大学出版社, 1996.
- [6]. 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.
- [7]. Zhu Yaojie, Yin Mingde, *Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car[C]*. Proceedings of International Technology and Innovation Conference 2006.
- [8]. 谭继锦. 汽车有限元法. 北京. 人民交通出版社, 2005.
- [9]. 黄天泽. 大客车车身[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1988.
- [10]. HyperMesh Quickstart Guide and User's Guide.

ĐẶC TÍNH KHÔNG ĐỀU CỦA LƯU LƯỢNG BƠM THỦY LỰC BÁNH RĂNG ĂN KHỚP NGOÀI

THE IRRATENT CHARACTERISTICS OF THE FLOW OF EXTERNAL GEAR HYDRAULIC PUMP

Nguyễn Văn Lại, Trần Đức Huân

Bộ môn Kỹ thuật Cơ khí, Trường Đại học Mỏ - Địa chất

TÓM TẮT

Bài báo trình bày mô hình toán học lưu lượng bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài và xác định thể tích chất lỏng dịch chuyển trong bơm tương ứng với các góc quay khác nhau của bơm. Kết quả nghiên cứu về lưu lượng chất lỏng không đều của bơm bánh răng ăn khớp ngoài và phương pháp giảm dao động lưu lượng bằng việc sử dụng khớp nối đàn hồi giữa bơm và động cơ dẫn động.

Từ khóa: Bơm thủy lực bánh răng; Lưu lượng bơm; Dao động lưu lượng; Khớp nối đàn hồi.

ABSTRACT

This article presents a mathematical model of the flow of an external gear hydraulic pump and determines the volume of liquid displaced in the pump corresponding to different rotation angles of the pump. Research results on uneven liquid flow of external gear pumps and methods to reduce flow fluctuations by using elastic coupling between the pump and the driving motor.

Keywords: Hydraulic gear pump; Pump flow; Flow fluctuation; Elastic coupling.

1. GIỚI THIỆU

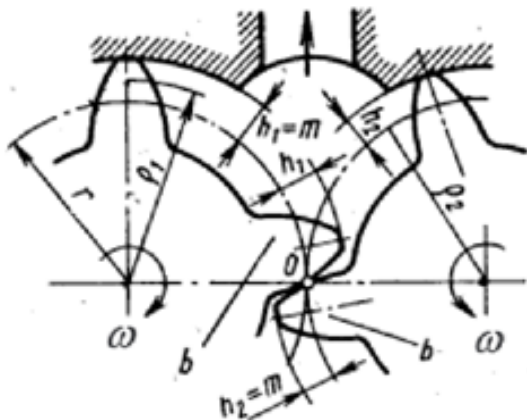
Bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài là một trong những loại bơm thủy lực được sử dụng rộng rãi trong các máy và dây chuyền công nghiệp khác nhau, vì loại bơm này có những ưu điểm nổi bật như sau: Kết cấu đơn giản, gọn nhẹ, độ tin cậy cao, hiệu suất cao, chi phí sản xuất thấp, dễ bảo dưỡng và sửa chữa [1], đồng thời có dải thông số làm việc rộng, lưu lượng riêng đến $161 \text{ cm}^3/\text{vòng}$, áp suất đến

25 MPa [2]. Bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài thường có cấu tạo gồm các chi tiết chính là một cặp bánh răng trụ ăn khớp với nhau và được đặt trong vỏ cố định. Trong đó, một bánh răng chủ động được nối với động cơ dẫn động bên ngoài, một bánh răng bị động ăn khớp với bánh răng chủ động. Vì hai bánh răng ăn khớp được dẫn động từ bên ngoài nên chúng là những thành phần quan trọng nhất chịu trách nhiệm để đạt được đầu ra tối ưu của bơm, đó là lưu lượng [3].



2. MÔ HÌNH TOÁN HỌC LƯU LƯỢNG BƠM THỦY LỰC BÁNH RĂNG ĂN KHỚP NGOÀI

Như đã biết, bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài có lưu lượng chất lỏng làm việc hoàn toàn không đều. Lưu lượng cung cấp của bơm là một giá trị thay đổi tùy thuộc vào góc quay của bánh răng, tức là: $Q = f(\varphi)$ - liên quan đến thể tích thay đổi liên tục trong khoang xả của máy bơm do sự ăn khớp xen kẽ của các răng. Hình 1 là sơ đồ tính toán lưu lượng bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài.



Hình 1. Sơ đồ tính toán lưu lượng bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài [4]

Lưu lượng tức thời lớn nhất trong trường hợp chung được xác định theo biểu thức [5]:

$$Q_1 = 2b\omega m(r + m/2) \quad (1)$$

Trong đó: b – Chiều rộng bánh răng (mm); ω - Vận tốc góc của bánh dẫn động (1/s); m - Mô-đun răng của bánh răng (mm); r – Bán kính của vòng tròn cơ sở (mm).

Lưu lượng tức thời nhỏ nhất được xác định theo biểu thức [1]:

$$Q_2 = 2b\omega r m \quad (2)$$

Do đó, lưu lượng tức thời tại bất kỳ vị trí trung gian nào của điểm tiếp xúc của các răng sẽ nằm trong khoảng Q_1 và Q_2 . Sự thay đổi lưu lượng tức thời xảy ra theo góc quay trong phạm vi góc $\beta = 2\pi/z$ - Trong đó: z là số răng của bánh răng. Sự khác biệt giữa giá trị lưu lượng lớn nhất và nhỏ nhất là:

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = m^2 b \omega \quad (3)$$

Lưu lượng bơm trung bình của bơm Q_{tb} có thể được tính gần đúng bằng biểu thức:

$$Q_{tb} = (Q_1 + Q_2)/2 = 2\pi n b m^2 (z + 1) \quad (4)$$

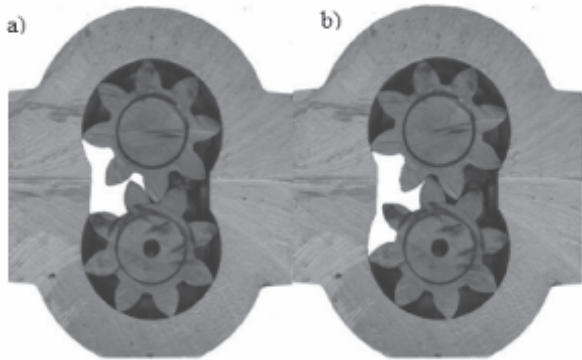
Trong đó: n – Tốc độ quay bánh răng; d – Đường kính vòng tròn cơ sở.

Biểu thức (4) đúng với $z = 8 \div 15$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ với sai số từ 2 – 3%.

Lưu lượng bơm thực tế sẽ nhỏ hơn lưu lượng tính toán bằng lượng tổn thất thể tích, bao gồm tổn thất do rò rỉ và tổn thất của quá trình hút.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

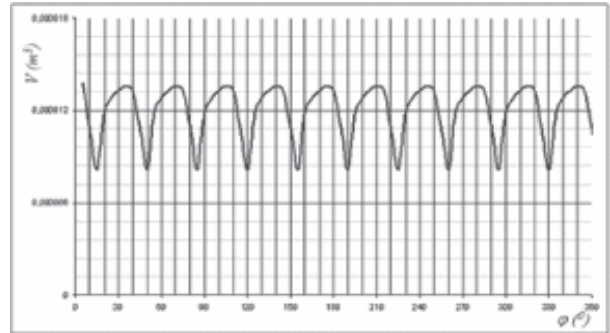
Do sự phức tạp của quá trình ăn khớp các răng không liên tục, nên các công thức hiện có để xác định lưu lượng của bơm bánh răng có sai số từ 5 đến 30% [5]. Mục tiêu đặt ra là giảm (dập tắt) các xung lưu lượng chất lỏng làm việc từ bơm bằng cách sử dụng khớp nối đàn hồi (giảm chấn đàn hồi) nối bơm thủy lực loại HIII và động cơ dẫn động. Do đó, cùng với việc mô tả phân tích dòng chảy của bơm HIII-46, các phép đo thử nghiệm dòng chảy của bơm theo góc quay của trục bánh răng dẫn động đã được thực hiện. Hình 2 là hình ảnh mặt cắt và khoang xả của bơm bánh răng HIII – 46 với các góc quay khác nhau của trục dẫn động.



Hình 2. Hình ảnh mặt cắt và các khoang xả của bơm bánh răng HIII-46 với các góc quay khác nhau của trục dẫn động: a) Góc quay 45°; b) Góc quay 90°.

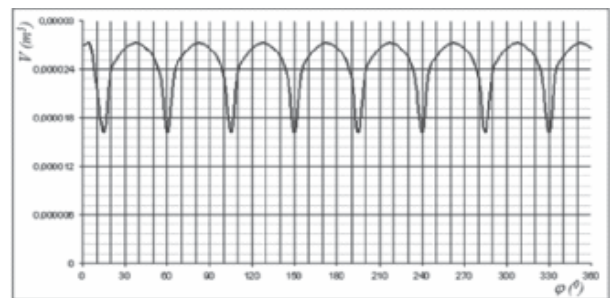
Để đánh giá sự không đồng đều lưu lượng bơm bánh răng, các mẫu HIII – 10E và HIII – 46 được sử dụng để nghiên cứu. Vì đối với máy bơm HIII – 10E, số răng bánh răng $z = 10$ nên thực hiện 36 phép đo diện tích ($360/10 = 36$). Kết quả quét hình, thu được 36 hình và xác định được diện tích mặt cắt ngang của khoang xả. Thể tích chất lỏng bị dịch chuyển: $V = S_A \cdot h$; trong đó: h - Chiều rộng của bánh răng (đối với bơm HIII -10E, $h = 15,75$ mm); $S_A = f(\varphi)$ – Diện tích mặt cắt ngang của khoảng rãnh răng trong khoang xả của bơm (đối với bơm HIII -10E, diện tích thay đổi tùy theo góc quay từ 64,2 mm² đến 88,3 mm²). Khi góc quay của trục bơm là 10°, có sự khác biệt đáng kể về diện tích và theo đó là thể tích của khoang xả, từ $1,8 \cdot 10^{-5}$ đến $2,2 \cdot 10^{-5}$ m³. Hình 3 là kết quả sự phụ thuộc thể tích bơm vào góc quay của bánh răng. Từ đặc tính trên Hình 3, cho thấy trong một vòng quay của bánh răng bơm HIII – 10E (góc 360°) có 10 cụm (tương ứng với số răng $z = 10$). Sự khác biệt về biên độ từ giá trị lớn nhất đến giá trị nhỏ nhất của thể tích (lưu lượng thể tích) được giải thích bằng việc răng của bánh răng tiếp theo đi vào khoang xả, sự đi vào xen kẽ của các răng của bánh răng chủ động và bánh răng bị động tạo ra một hình ảnh về sự

thay đổi lưu lượng thể tích chất lỏng làm việc tùy thuộc vào góc quay.



Hình 3. Sự phụ thuộc thể tích vào góc quay của bánh răng đối với máy bơm HIII -10E

Hình 4 là sự phụ thuộc lưu lượng thể tích bơm của bơm HIII - 46 vào góc quay của bánh răng.

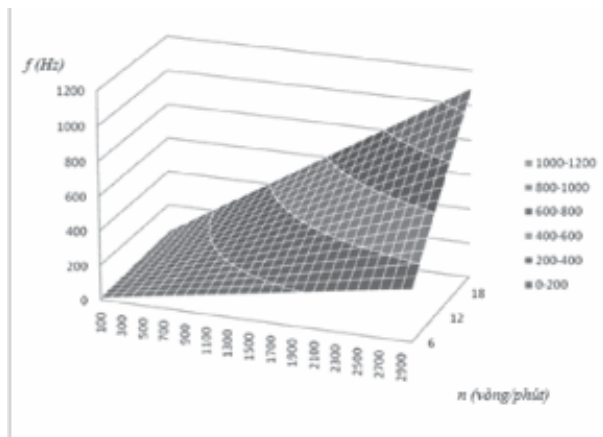


Hình 4. Sự phụ thuộc lưu lượng thể tích của bơm HIII – 46 vào góc quay của bánh răng dẫn động ($z = 8$)

Xác định tần số dao động lưu lượng chất lỏng làm việc, với các thông số đầu vào: Biên độ 0,0000138 m³; số vòng quay của trục bơm $n = 1.000$ vòng/phút là: $k = \omega \cdot z$; trong đó: $\omega = \pi \cdot n / 30 = 1000 \cdot 3,14 / 30 = 104,72$ (1/s); vận tốc góc của trục bơm: $k = 1047,2$ (1/s); chu kỳ dao động: $T = 2\pi / k = 0,006$ s và tần số dao động: $f = 1/T = 166,7$ Hz. Tần số dao động lưu lượng thể tích của bơm có dạng:

$$f = \frac{k}{2\pi} = \frac{\omega z}{2\pi} = \frac{n \cdot z}{60} \quad (5)$$

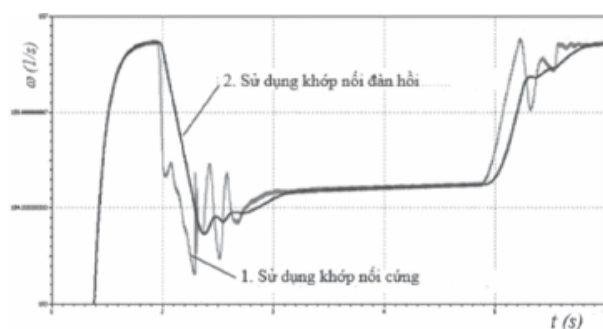
Hình 5 là đặc tính về sự phụ thuộc của tần số dao động f vào số vòng quay trục bơm n và số răng của bánh răng bơm z .



Hình 5. Sự phụ thuộc của tần số dao động lưu lượng bơm vào số vòng quay của trục bơm và số răng của bánh răng bơm

Từ Hình 4 có thể tìm ra tần số dao động lưu lượng f tùy thuộc vào số vòng quay nhất định của trục bơm bánh răng và số răng của bánh răng.

Hình 6, mô tả đặc tính xung vận tốc góc ω của bơm bánh răng khi sử dụng khớp nối đàn hồi và khớp nối “cứng” giữa bơm và động cơ dẫn động. Từ đó có thể thấy rằng khi sử dụng khớp nối đàn hồi, các xung vận tốc góc ω của bơm loại HIII -10E và HIII -46 gần như bị dập tắt hoàn toàn.



Hình 6. Đặc tính xung vận tốc góc ω của bơm bánh răng phụ thuộc vào loại khớp nối dẫn động bơm.

4. KẾT LUẬN

Bài báo này, trình bày các mô hình toán học lưu lượng bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài, đặc tính lưu lượng bơm thủy lực bánh răng ăn khớp ngoài. Từ việc đánh giá đặc tính không đồng đều của lưu lượng bơm, nhóm tác giả đề xuất giải pháp sử dụng khớp nối đàn hồi nối trục bơm và trục động cơ dẫn động. Với giải pháp này, đặc tính không đồng đều của lưu lượng bơm được cải thiện. ❖

Ngày nhận bài: **22/02/2024**

Ngày phản biện: **18/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Xiaoru Hao, Xiaojun Zhou, Xiaoguang Liu and Xiaohu Sang, *Flow characteristics of external gear pumps considering trapped volume*, Advances in Mechanical Engineering 2016, Vol. 8(10) 1–10, The Author(s) 2016, DOI: 10.1177/1687814016674100.
- [2]. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник — 6-е изд. перераб. и доп. — СПб.: Политехника, 2015. — 627 с.: ил.
- [3]. Onkar R. Hendre, Prajakta M. Khisti, Sanket R. Kumbhar, Ujjwal S. Phalak, H. N. Deshpande, K. T. Kuriakose, B.E. (MECH), B.E. (MECH), B.E. (MECH), B.E. (MECH), Asst. Professor, Colonel, *Review on Effects of Various Geometrical Parameters on the Performance of External Gear Pump*, 2019 JETIR May 2019, Volume 6, Issue 5.
- [4]. Башта Т. М., *Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов* — М.: «Машиностроение», 1974. — 606 с.
- [5]. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др., *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов* — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с., ил.

ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA SẠC PIN XE Ô TÔ ĐIỆN VỚI CÁC ĐIỀU KIỆN KHÁC NHAU

INVESTIGATION OF ELECTRIC VEHICLE BATTERY CHARGING ON DIFFERENT CONDITIONS

Lê Thượng Hiền, Nguyễn Thanh Thủy

Trường Đại học Điện lực

TÓM TẮT

Ô tô điện đang ngày càng được ưa chuộng nhờ những lợi ích về môi trường và chi phí vận hành. Tuy nhiên, một trong những nhược điểm của ô tô điện là thời gian sạc pin. Thời gian sạc pin phụ thuộc vào nhiều yếu tố, bao gồm công suất bộ sạc, dung lượng pin và mức sạc hiện tại của pin. Quá trình sạc pin cũng gây ra một lượng nhiệt hao phí nhất định. Tuổi thọ pin ô tô điện cũng phụ thuộc vào nhiều yếu tố, bao gồm độ sâu xả và nhiệt độ hoạt động của pin. Bài báo xây dựng mô hình có thể được sử dụng để nghiên cứu các phương pháp cải thiện hiệu suất sạc pin ô tô điện, chẳng hạn như: Sử dụng bộ sạc có công suất cao hơn, sử dụng vật liệu pin mới và sử dụng kỹ thuật sạc mới.

Từ khóa: Ô tô điện; Pin.

ABSTRACT

Electric vehicles (EVs) are becoming increasingly popular due to their environmental and operating cost benefits. However, one of the limitations of EVs is the charging time of their batteries. The EV battery charging process depends on a number of factors, including the power of the charger, the capacity of the battery, and the current state of charge of the battery. During charging, a certain amount of energy is lost due to heat dissipation. The lifespan of EV batteries also depends on a number of factors, including the depth of discharge of the battery and the operating temperature of the battery...

Keywords: EV; Battery.



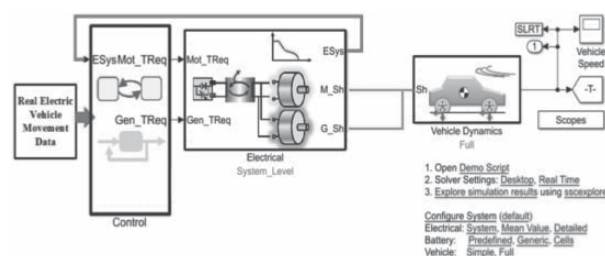
1. MỞ ĐẦU

Sự phổ biến rộng rãi của xe ô tô điện (EV) phải đối mặt với nhiều thách thức, trong đó thời gian sạc pin là một vấn đề nổi bật. Để giải quyết vấn đề này, các nhà nghiên cứu đã phát triển nhiều phương pháp mô phỏng sạc pin nhằm phân tích và tối ưu hóa quá trình sạc. Sạc pin ô tô điện là quá trình cung cấp năng lượng điện cho pin ô tô điện, giúp pin phục hồi hoặc duy trì dung lượng. Với sự phát triển của công nghệ, các phương pháp sạc pin ô tô điện đang ngày càng được cải thiện. Các nhà nghiên cứu đang nghiên cứu các phương pháp sạc pin mới giúp sạc nhanh hơn, an toàn hơn và bền hơn [1]. Các loại phương pháp mô phỏng sạc pin cơ bản: Mô hình mạch tương đương: Các mô hình này biểu diễn pin như một sự kết hợp của các thành phần điện như điện trở, tụ điện và nguồn điện áp. Mô hình điện hóa: Các mô hình này đi sâu hơn vào các quá trình bên trong của pin, xem xét các yếu tố như khuếch tán, truyền khối và phản ứng điện cực. Chúng cung cấp độ chính xác cao hơn nhưng đòi hỏi các tính toán phức tạp và tài nguyên tính toán nhiều hơn; Mô hình dựa trên dữ liệu: Các mô hình này tận dụng các kỹ thuật học máy để học từ dữ liệu thử nghiệm và dự đoán hành vi của pin trong các điều kiện sạc khác nhau. Chúng cung cấp sự linh hoạt nhưng có thể yêu cầu thu thập dữ liệu rộng rãi và thiếu khả năng giải thích. Mô hình lai: Các mô hình này kết hợp các yếu tố từ các phương pháp khác nhau, mang lại sự cân bằng tốt giữa độ chính xác, hiệu quả tính toán và khả năng giải thích [2, 3, 4].

Việc sử dụng mô hình và mô phỏng bằng Python cho phép thực hiện nghiên cứu chuyên sâu về quá trình sạc.

2. MÔ HÌNH HÓA

Mô tả quá trình sạc pin như hình 1. Mô hình này kết hợp các yếu tố từ các phương pháp mô phỏng khác nhau, bao gồm mô hình mạch tương đương, mô hình điện hóa và mô hình dựa trên dữ liệu. Mô hình mạch tương đương được sử dụng để mô phỏng các đặc tính điện của pin, chẳng hạn như điện trở nội bộ và dung kháng. Mô hình điện hóa được sử dụng để mô phỏng các quá trình hóa học xảy ra bên trong pin, chẳng hạn như khuếch tán và phản ứng điện cực. Mô hình dựa trên dữ liệu được sử dụng để mô phỏng các yếu tố như lão hóa và suy giảm của pin [1, 2, 3].



Hình 1. Mô tả quá trình điều khiển trên ô tô điện

Mô hình mạch tương đương: Mô phỏng các đặc tính điện của pin, bao gồm điện trở nội bộ và dung kháng. Mô hình được xây dựng dựa trên các phương trình Kirchhoff và các phương trình mô tả hành vi của pin trong các điều kiện sạc khác nhau.

Mô hình điện hóa: Mô phỏng các quá trình hóa học xảy ra bên trong pin, chẳng hạn như khuếch tán và phản ứng điện cực. Mô hình được xây dựng dựa trên các phương trình hóa học và các phương trình mô tả động học của các quá trình hóa học.

Mô hình dựa trên dữ liệu: Mô hình này được sử dụng để mô phỏng các yếu tố như lão hóa và suy giảm của pin. Mô hình được xây dựng dựa trên các dữ liệu thực nghiệm về hành

vi của pin trong các điều kiện sạc khác nhau.

Các thông số liên quan đến quá trình mô phỏng (bảng 1).

Bảng 1. Các thông số liên quan:

Tốc độ sạc	Tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt	Tuổi thọ pin
$V = I * t$	$Q = P * t$	$N = D / D_{max}$
V là điện áp của pin I là dòng điện sạc t là thời gian sạc	Q là lượng năng lượng bị mất đi do tỏa nhiệt P là công suất tỏa nhiệt t là thời gian sạc	N là số chu kỳ sạc D là độ sâu xả của pin D_{max} là độ sâu xả tối đa của pin

Mô hình này sử dụng các hàm Python để tính toán các giá trị của các biến trong các phương trình trên.

```
import math
class Battery:
    def __init__(self, capacity, initial_charge):
        self.capacity = capacity
        self.charge = initial_charge
    def get_charge(self):
        return self.charge
    def charge(self, current, time):
        self.charge += current * time
        if self.charge > self.capacity:
            self.charge = self.capacity
class Charger:
    def __init__(self, voltage, current):
        self.voltage = voltage
        self.current = current
    def charge_battery(self, battery, time):
```

```
class Controller:
    def __init__(self, battery, charger):
        self.battery = battery
        self.charger = charger
    def control(self, current, time):
        self.charger.charge_battery(self.battery, time)
if __name__ == "__main__":
    battery = Battery(100, 0)
    charger = Charger(240, 50)
    controller = Controller(battery, charger)
    # Sạc pin trong 2 giờ
    controller.control(50, 2)
    print(battery.get_charge())
```

Kết quả: Mô hình Python đã được sử dụng để mô phỏng quá trình sạc pin ô tô điện trong các điều kiện khác nhau ở bảng 2. Kết quả mô phỏng cho thấy rằng, tốc độ sạc, tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt và tuổi thọ pin phụ thuộc vào các yếu tố sau:

Công suất của bộ sạc: Công suất của bộ sạc càng cao thì tốc độ sạc càng nhanh và tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt càng lớn.

+ Dung lượng của pin: Dung lượng của pin càng lớn thì thời gian sạc càng lâu.

+ Mức sạc hiện tại của pin: Mức sạc của pin càng cao thì tốc độ sạc càng chậm.

+ Độ sâu xả của pin: Độ sâu xả của pin càng lớn thì tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt càng lớn và tuổi thọ pin càng ngắn.

+ Nhiệt độ hoạt động của pin: Nhiệt độ hoạt động của pin càng cao thì tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt càng lớn và tuổi thọ pin càng ngắn.

Tốc độ sạc: Tốc độ sạc phụ thuộc vào công suất của bộ sạc và dung lượng của pin. Công suất của bộ sạc càng cao thì tốc độ sạc càng nhanh. Dung lượng của pin càng lớn thì thời gian sạc càng lâu. 

Bảng 2. Kết quả chạy mô hình:

Điều kiện	Công suất bộ sạc	Dung lượng pin	Mức sạc hiện tại	Độ sâu xả	Nhiệt độ hoạt động	Thời gian sạc	Tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt	Tuổi thọ pin
Tiêu chuẩn	50 kW	100 kWh	0%	100%	25 độ C	2 giờ	5 kWh	2000 chu kỳ
Bộ sạc thấp hơn	10 kW	100 kWh	0%	100%	25 độ C	8 giờ	2 kWh	1000 chu kỳ
Pin lớn hơn	50 kW	200 kWh	0%	100%	25 độ C	4 giờ	10 kWh	4000 chu kỳ
Pin nhỏ hơn	50 kW	50 kWh	0%	100%	25 độ C	1 giờ	2.5 kWh	1000 chu kỳ
Độ sâu xả lớn hơn	50 kW	100 kWh	0%	60%	25 độ C	3 giờ	3 kWh	1200 chu kỳ
Nhiệt độ cao hơn	50 kW	100 kWh	0%	100%	45 độ C	2.5 giờ	6.25 kWh	1000 chu kỳ

Tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt: Tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt phụ thuộc vào công suất của bộ sạc và dung lượng của pin. Công suất của bộ sạc càng cao thì tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt càng lớn. Dung lượng của pin càng lớn thì tổn thất năng lượng do tỏa nhiệt càng lớn.

Tuổi thọ pin: Tuổi thọ pin phụ thuộc vào độ sâu xả của pin và nhiệt độ hoạt động của pin. Độ sâu xả của pin càng lớn thì tuổi thọ pin càng ngắn. Nhiệt độ hoạt động của pin càng cao thì tuổi thọ pin càng ngắn.

3. KẾT LUẬN

Mô hình này có độ chính xác cao, hiệu quả tính toán, do đó rất hữu ích cho việc phát triển và tối ưu hóa các hệ thống sạc ô tô điện. Với cách sử dụng trực vít có giá thành phù hợp với loại vật liệu lựa chọn. Với nghiên cứu về vật liệu cũng phục vụ tốt cho cơ sở dữ liệu cho

các môn học và đồ án dùng trong các trường đại học và cao đẳng. ❖

Ngày nhận bài: 17/02/2024

Ngày phản biện: 07/3/2024

Tài liệu tham khảo:

[1]. J. Zhang, X. Wang, and J. Yang: "A review of battery charging simulation methods for electric vehicles". Applied Energy, 2022.

[2]. S. Wang, T. Wang, and H. Wang: "A comprehensive review of battery charging for electric vehicles". Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021

[3]. Y. Zhang, H. Wang, and X. Wang: "A review of battery charging strategies for electric vehicles". Journal of Power Sources, 2020.

[4]. Đinh Tấn Ngọc; "Tính toán hệ thống pin xe điện", Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, 2021.

[5]. <https://t3h.edu.vn/tin-tuc/cach-chay-chuong-trinh-trong-python-chay-tap-lenh-trong-python>.

KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CỤM TRỐNG LĂN THIẾT BỊ THI CÔNG MẶT ĐƯỜNG BÊ TÔNG XI MĂNG

RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH TO DETERMINE SOME DYNAMIC PARAMETERS OF ROLLING DRUM ASSEMBLY OF CEMENT CONCRETE PAVEMENT CONSTRUCTION EQUIPMENT

PGS,TS. **Trần Quang Hùng**¹, PGS,TS. **Lưu Đức Thạch**², ThS. **Đỗ Gia Cường**^{3,*}

¹ Trường Đại học Thành Đô

² Khoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội

³ Viện Kỹ thuật Cơ giới Quân sự, Tổng cục Kỹ thuật, Bộ Quốc phòng

TÓM TẮT

Bài báo trình bày các bước thực nghiệm để xác định một số thông số làm việc, thông số động lực học (ĐLH) của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường bê tông xi măng (BTXM). Trong bài báo, kết quả một số thông số động lực học của cụm trống lăn như tốc độ di chuyển xe con, tốc độ quay của trống lăn được đưa ra. Kết quả thực nghiệm được sử dụng để so sánh, đánh giá tính đúng đắn của kết quả nghiên cứu lý thuyết trong bài toán động lực học.

Từ khóa: Trống lăn; Tốc độ vòng quay; Chuyển vị.

ABSTRACT

This article presents experimental steps to determine some working parameters and dynamic (DM) parameters of the drum assembly of cement concrete pavement construction equipment. In the article, the results of some dynamic parameters of the rolling drum assembly such as trolley moving speed and rolling drum rotation speed are given. Experimental results are used to compare and evaluate the correctness of theoretical research results in dynamics problems.

Keywords: Rolling drum; Rotation speed; Elasticity.

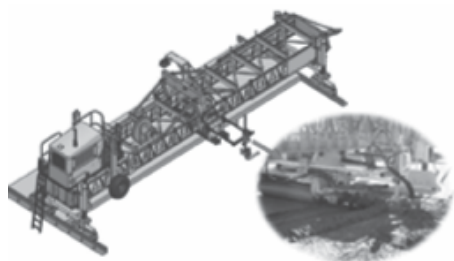
1. MỞ ĐẦU

Việc nghiên cứu các thông số động lực học (ĐLH) của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM có một ý nghĩa hết sức quan trọng, nhằm đưa ra giải pháp giảm ảnh hưởng tác động của các tải trọng động khi cụm trống lăn làm việc, cũng như làm cơ sở để xác định

các thông số làm việc hợp lý của cụm trống lăn. Thực tế, đã có nhiều công bố nghiên cứu về ĐLH, nghiên cứu xác định các thông số hợp lý của cụm trống lăn thiết bị thi công bề mặt BTXM. Việc xác định được bộ số liệu đầu vào để giải mô hình cũng như so sánh để khẳng định tính đúng đắn của mô hình cần được xác định bằng thực nghiệm. Chính vì vậy, bài báo



trình bày các bước tiến hành thực nghiệm trên thiết bị thí công mặt đường BTXM Gomaco C-650 để xác định một số thông số đầu vào cho bài toán nghiên cứu ĐLH của cụm trống lăn thiết bị thí công mặt đường BTXM cũng như xác định một số thông số động lực học để so sánh, đánh giá với kết quả nghiên cứu lý thuyết.



Hình 1. Thiết bị thí công mặt đường BTXM Gomaco C-650

2. TỔ CHỨC THỰC NGHIỆM

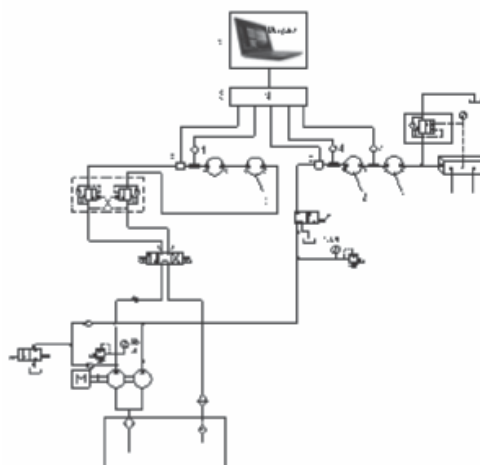
Quá trình đo lường, các thông số đo phải bảo đảm các yêu cầu sau:

- Kết quả đo phải xây dựng được bộ số liệu xác định các thông số hình học của máy thực để mô phỏng hoạt động và xác định các thông số đặc trưng hình học của cụm trống lăn bằng phần mềm chuyên dùng; xác định trọng lượng của trống lăn, trọng lượng cụm xe con, các thông số áp suất, lưu lượng của động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con và quay trống lăn, dao động của xe con.

- Quá trình tiến hành thực nghiệm với các thông số được đo trên cùng trục thời gian, trong cùng một điều kiện.

Phương tiện thực nghiệm: Thiết bị thí công mặt đường BTXM Gomaco C-650 của Công ty Cổ phần Đầu tư và Xây dựng Bảo Quân, các bộ kết nối cơ khí và kết nối hệ thống thủy lực, các thiết bị đo chuyên dùng, xe vận chuyển bê tông, cốt pha và các thiết bị phụ trợ khác.

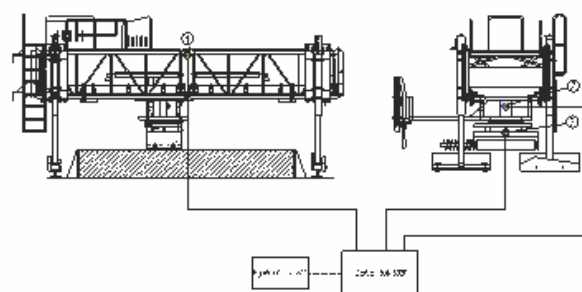
Bố trí các đầu đo và thiết bị đo: Trên hình 2 là sơ đồ bố trí hệ thống đo lưu lượng và áp suất, hình 3 là sơ đồ bố trí hệ thống đo gia tốc.



Bố trí các đầu đo:

- 1 - Động cơ thủy lực dẫn động trống lăn trước;
- 2 - Động cơ thủy lực dẫn động chống lăn sau;
- 3 - Động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con;
- 4 - Đầu đo áp suất OCM-511;
- 5 - Đầu đo lưu lượng R4S-7HD;
- 6 - Thiết bị ghi và nối kết máy tính NI-6009;
- 7 - Máy tính cài phần mềm.

Hình 2. Sơ đồ bố trí các thiết bị đo lưu lượng và áp suất



Bố trí cảm biến gia tốc:

- 1 - Cảm biến đo gia tốc trên khung chính;
- 2 - Cảm biến đo gia tốc trên giá bắt trống lăn;
- 3 - Cảm biến đo gia tốc trên khung trên xe con.

Hình 3. Sơ đồ bố trí hệ thống đo gia tốc

Sau khi đã lắp đặt các thiết bị và đầu đo lên máy, tiến hành thí nghiệm đo các thông số trong quá trình cụm trống lăn làm việc, tất cả

các thông số đều được ghi cùng thời điểm và được xử lý cùng một loại thiết bị theo nhóm tín hiệu.



Hình 4. Lắp các thiết bị đo lên cụm trống lăn

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Thực nghiệm đo xác định được các thông số áp suất, lưu lượng của các động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con và quay các trống lăn, chuyển vị, gia tốc của xe con và các vị trí khác. Trong khuôn khổ bài báo, tác giả trình bày các giá trị về tốc độ vòng quay của các trống lăn, tốc độ vòng quay của động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con, tốc độ di chuyển xe con được xác định thông qua các thông số đo lưu lượng dầu vào động cơ thủy lực như sau:

+ Tốc độ quay của động cơ thủy lực dẫn động quay trống lăn được xác định qua lưu lượng dầu vào động cơ:

$$n_{dct} = k_n \cdot Q_t \quad (1)$$

Trong đó: n_{dct} - Tốc độ quay động cơ TL dẫn động trống lăn, vòng/phút; Q_t - Lưu lượng dầu vào mô-tơ quay trống lăn, lít/phút; k_n - Hệ số quy đổi, $k_n = 1/q_M'$, với q_M' là lưu lượng riêng của mô-tơ quay trống lăn, $q_M' = 0,11$ lít/vòng.

+ Tốc độ quay của trống lăn được xác định sau:

$$n_{tl} = n_{dct}/i \quad (2)$$

Trong đó: i - Tỉ số truyền của bộ truyền xích dẫn động quay trống lăn, $i = 13/22$.

+ Tốc độ quay của động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con được xác định qua lưu lượng dầu vào mô-tơ:

$$n_{dcd} = k_n \cdot Q_d \quad (3)$$

Trong đó: n_{dcd} - Tốc độ quay mô-tơ dẫn động di chuyển xe con mang trống lăn, vòng/phút; Q_d - Lưu lượng dầu vào mô-tơ, lít/phút; k_n - Hệ số quy đổi, $k_n = 1/q_M^d$, với q_M^d là lưu lượng riêng của mô-tơ, $q_M^d = 0,11$ lít/vòng.

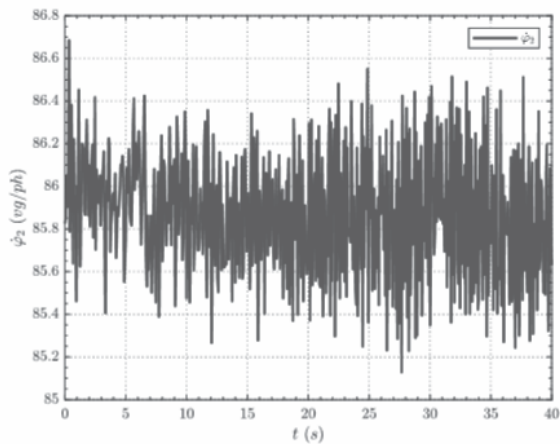
+ Tốc độ di chuyển của xe con được xác định theo công thức sau:

$$v_x = \frac{n_{dcd} \cdot p_c \cdot z_x}{60000}, \text{ m/s} \quad (4)$$

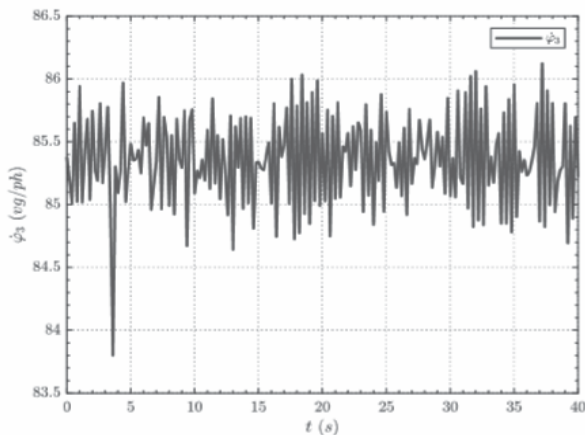
Trong đó: p_c - Bước xích; z_x - Số răng đĩa xích dẫn động di chuyển, $z_x = 13$.

Khi đó, kết quả đo tốc độ vòng quay của động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con và quay trống lăn, tốc độ di chuyển xe con được thể hiện trên hình 5÷8. Từ đồ thị trên hình 5, 6 nhận thấy rằng, vận tốc quay của trống lăn trước dao động tương đối ổn định trong phạm vi từ 85,2 đến 86,7 vòng/phút. Vận tốc góc của trống lăn trước và trống lăn sau có sự khác biệt không lớn. Trên hình 8 thấy rằng, khi khởi động vận tốc thay đổi từ 0 đến giá trị 0,56 m/s, vận tốc về 0 khi xe con đi hết hành trình san và thiết bị chuyển sang bước san tiếp theo.

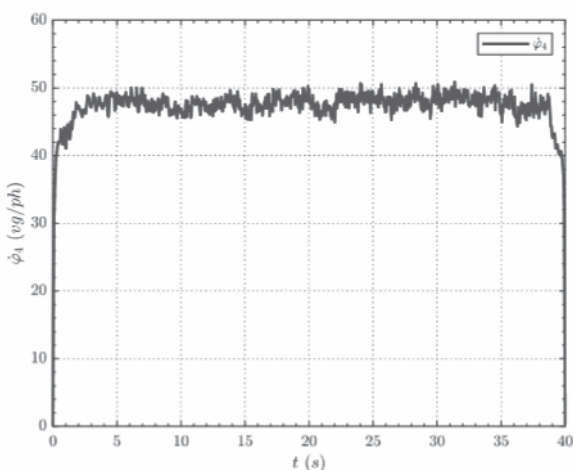




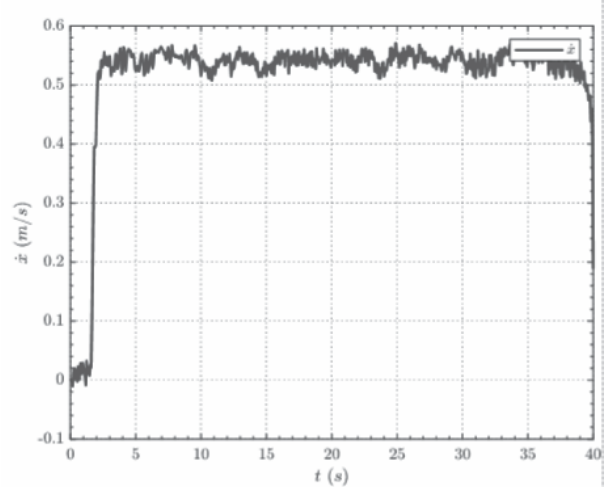
Hình 5. Đồ thị vận tốc quay trống lăn trước



Hình 6. Đồ thị vận tốc quay trống lăn sau



Hình 7. Đồ thị vận tốc quay động cơ thủy lực dẫn động di chuyển xe con



Hình 8. Đồ thị vận tốc di chuyển xe con

4. KẾT LUẬN

Bài báo nhằm xác định một số thông số làm việc và thông số ĐLH cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM Gomaco C-650 trong quá trình làm việc. Kết quả nghiên cứu của bài báo làm cơ sở khoa học tin cậy phục vụ bài toán nghiên cứu động lực học của cụm trống lăn thiết bị thi công mặt đường BTXM. ❖

Ngày nhận bài: **22/3/2024**

Ngày phản biện: **08/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Phong Điền; *Kỹ thuật đo và phân tích rung cơ học*, NXB. Giáo dục Việt Nam, 2015.
- [2]. Nguyễn Quốc Trung; *Xử lý tín hiệu và lọc số*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật Hà Nội, 2006.
- [3]. Nguyễn Thiệu Xuân; *Phương pháp nghiên cứu thực nghiệm máy xây dựng*, NXB. Xây dựng, 2014.

ỨNG DỤNG HỆ THỐNG LEAN MANUFACTURING CẢI THIỆN DÂY CHUYỀN SẢN XUẤT TẠI CÔNG TY CƠ KHÍ QUANG HUY

APPLICATION OF LEAN MANUFACTURING SYSTEM TO IMPROVE PRODUCTION LINE AT QUANG HUY MECHANICAL COMPANY

PGS,TS. Phạm Thị Minh Huệ¹, Phạm Mỹ Huyền^{2*}, Vũ Thị Vân Anh²,
Nguyễn Minh Quang², Doãn Thị Thùy Trang², Nguyễn Duy Tùng²

¹Trường Cơ khí - Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Khoa Hệ thống Công nghiệp, Trường Cơ khí - Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Lean Manufacturing là hệ thống các phương pháp nhằm liên tục loại bỏ những lãng phí trong quá trình sản xuất. Bài báo nghiên cứu cải tiến dây chuyền sản xuất của Công ty Cơ khí Quang Huy bằng phương pháp Lean và xác định những lãng phí đang tồn tại trong hệ thống sản xuất, áp dụng phương pháp cân bằng chuyền, sơ đồ chuỗi giá trị nâng cao hiệu quả làm việc, giảm thiểu lãng phí của hệ thống, giảm thời gian tồn kho và tăng lợi nhuận cho công ty.

Từ khóa: *Lean Manufacturing; Lãng phí; Cân bằng chuyền; Sơ đồ chuỗi giá trị.*

ABSTRACT

Lean Manufacturing is a system of methods to continuously eliminate waste in the production process. The article researches to improve the production line of Quang Huy Mechanical Company by Lean method and identify the existing waste in the production system, apply the method of balancing the line, value chain diagram to improve working efficiency, minimize waste of the system, reduce warehouse inventory time and increase profits for the company.

Keywords: *Lean Manufacturing; Waste; Line balancing; Value chain diagram.*

1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Lean Manufacturing giúp tăng khả năng sử dụng các nguồn lực, rút ngắn thời gian chu kỳ sản xuất nhằm đáp ứng yêu cầu của khách hàng mà không gây lãng phí. Vì vậy, để tối ưu lợi nhuận, tăng khả năng cạnh tranh thì ứng

dụng mô hình sản xuất tinh gọn là điều cần thiết [3]. Các phương pháp sử dụng trong nghiên cứu gồm: Hệ thống Lean Manufacturing phương pháp nghiên cứu thống kê, phân tích tổng hợp xử lý kết quả để đánh giá kết quả thực nghiệm, phương pháp so sánh để tìm hiểu rõ hơn về hệ thống sản xuất bánh răng tại Công ty Cơ khí Quang Huy. 

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Cân bằng chuyền

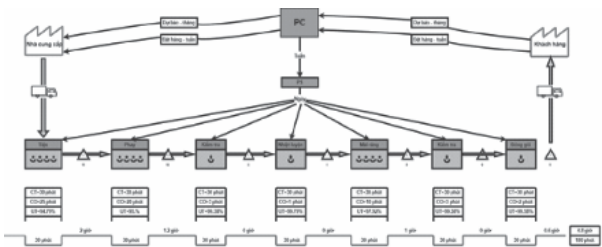
Công ty có 4 dây chuyền sản xuất bánh răng, lựa chọn 1 dây chuyền sản xuất để cân

bằng dây chuyền. Thời gian làm việc của công nhân là 8h/ngày, sản lượng 16 sản phẩm/ca/dây chuyền. Thời gian làm việc sẵn có 1 ca là: $APT = 8 \times 60 = 480$ (phút), trong đó thời gian làm việc của từng công đoạn như trong bảng 1:

Bảng 1. Thời gian quy trình từng công đoạn

STT	Công đoạn	OP (người)	CT (giây)	CO (phút)	APT (phút)	AOP (phút)	UT(%)
1	Tiện	4	25	25	480	455	94.79
2	Phay	4	16	20	480	460	95.83
3	Nhiệt	1	6	1	480	479	99.79
4	Mài răng	4	10	10	480	470	97.92
5	Đóng gói	1	8	5	480	475	98.96

Lượng tồn kho và thời gian tồn kho sau công đoạn tiện, phay lần lượt là 28; 20 sản phẩm trong 2; 1.2 ngày. Sau công đoạn nhiệt, không có sản phẩm nào tồn kho. Lượng tồn kho và thời gian tồn kho sau công đoạn mài, đóng gói lần lượt là 15; 7 sản phẩm trong 0.7; 1 ngày. Thời gian tồn kho cả quy trình là 4.8 ngày. Từ đó, nhóm tiến hành vẽ sơ đồ chuỗi giá trị hiện tại như hình 1:



Hình 1. Sơ đồ chuỗi giá trị hiện tại

Theo quan sát về dây chuyền sản xuất, nhóm nghiên cứu thu được thời gian hoàn thành từng công việc trong quy trình như bảng 2:

Bảng 2. Thời gian của từng công việc

Trạm	Công việc	Thời gian hoàn thành (phút)
1	Tiện	25
2	Phay	20
	Kiểm tra bán thành phẩm	3
3	Nhiệt luyện	1
	Mài răng	10
4	Kiểm tra thành phẩm	3
	Đóng gói	2
Tổng		64

Thời gian chu kỳ suất:

$$T_{CK} = \frac{OT}{D} = \frac{8 \times 60}{16} = 30 \text{ (phút)}$$

Sản lượng tối đa sản xuất được trong một ca:

$$D_{\max} = \frac{OT}{T_{\max}} = \frac{8 \times 60}{25} = 19.2 \text{ (sản phẩm)}$$

Sản lượng tối thiểu sản xuất được trong một ca:

$$D_{\min} = \frac{OT}{\sum T_i} = \frac{8 \times 60}{64} = 7.5 \text{ (sản phẩm)}$$

Vậy kế hoạch sản xuất 16 sản phẩm/dây chuyền/ca là thực hiện được. Công ty có 4 trạm với thời gian chu kỳ của 4 trạm đều là 30 (120phút), chu kỳ thời gian làm việc tương ứng 25/23/11/5-64phút và thời gian chờ tương ứng 5/7/19/25-56phút.

Hiệu suất hiện tại:

$$\frac{\text{Thời gian tại mỗi trạm làm việc}}{\text{Thời gian chu kì}} = \frac{64}{120} \times 100\% = 53.3 \%$$

Thời gian lãng phí của dây chuyền:
100% – 53.3% = 46.7%.

Số trạm tối thiểu trong một dây chuyền là: $N_{\min} = \frac{\sum t_i}{T_{CK}} = \frac{64}{30} = 2.13$.

Vậy số trạm tối thiểu là 3 trạm. Hiện tại, công ty đang bố trí 4 trạm, vì vậy cần xem xét gộp trạm. Đồng thời, nhận thấy để nâng cao hiệu suất của dây chuyền thì cần giảm thời gian nhân rồi tại các trạm bằng cách tăng sản lượng từ 16 sản phẩm/dây chuyền/ca lên 19 sản phẩm/dây chuyền/ca.

Tiến hành cải tiến dây chuyền:

Thời gian chu kỳ suất là:

$$T_{CK} = \frac{OT}{D} = \frac{8 \times 60}{18} = \frac{80}{3}$$

Vì vậy, phương án thay đổi trạm mới được đề xuất như bảng 3.

Bảng 3. Trạm sau khi cân bằng chuyền

Trạm	1	2	3
Công việc	Tiện	Phay	Kiểm tra bán thành phẩm, nhiệt luyện, mài răng, kiểm tra thành phẩm, đóng gói

Sau khi cân bằng chuyền, công ty có 3 trạm với thời gian chu kỳ của 3 trạm đều là 80/3 (80phút), chu kỳ thời gian làm việc tương ứng 25/20/19 (64phút) và thời gian chờ tương ứng 1.6/6.6/7.6 (15.8phút).

Hiệu suất sau cải tiến:

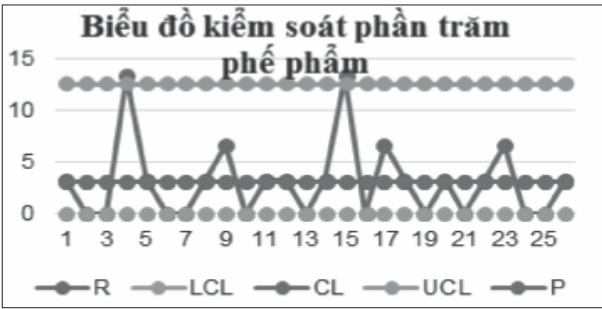
$$\frac{\text{Thời gian tại mỗi trạm làm việc}}{\text{Thời gian chu kì}} = \frac{64}{80} \times 100\% = 80\%$$

Thời gian lãng phí của dây chuyền:
100% – 80% = 20%.

Sau khi cân bằng chuyền, hiệu suất đã tăng từ 53.3 % lên 80% (tăng 26.7%), đồng thời thời gian lãng phí trong dây chuyền giảm từ 46.7% xuống 20% (giảm 26.7%).

2.2. Chuẩn hóa quy trình kiểm tra chất lượng

Trung bình Công ty sản xuất được 128 bánh răng/ngày, 3328 bánh răng/tháng, mỗi ngày công nhân lấy 30 mẫu kiểm tra. Nhóm nghiên cứu tiến hành kiểm soát phế phẩm như hình 2 và chi phí cho sản phẩm kém chất lượng và của Công ty trong tháng 5/2023 như bảng 4. 



Hình 2. Biểu đồ kiểm soát chất lượng 5/2023

Bảng 4. Bảng chi phí phát sinh do sản xuất kém chất lượng trong tháng 5/2023

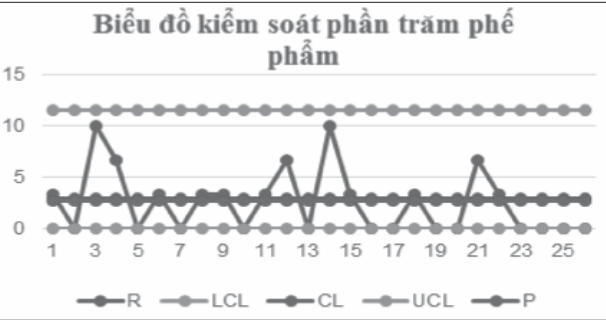
Thời gian	Khối lượng sản phẩm (chiếc)	Tỷ lệ phế phẩm (%)	Đơn giá (VNĐ)	Chi phí phát sinh (VNĐ)
5/2023	3328	3.1	80000	8253440

Trong tháng 5/2023 vừa qua, công ty mất 8253440 đồng để tái chế sản phẩm lỗi, có các ngày vượt ngoài đường kiểm soát trên và tỷ lệ phế phẩm lớn 3.1%. Vì vậy, nhóm tiến hành xây dựng biểu đồ xử lý hàng lỗi để nhằm kiểm soát chất lượng sản phẩm và giảm tỉ lệ lỗi như hình 3.



Hình 3. Sơ đồ quy trình xử lý hàng lỗi

Sau khi áp dụng các biện pháp kiểm soát chất lượng vào tháng 3/2024 thu được kết quả như hình 4 và bảng 5.

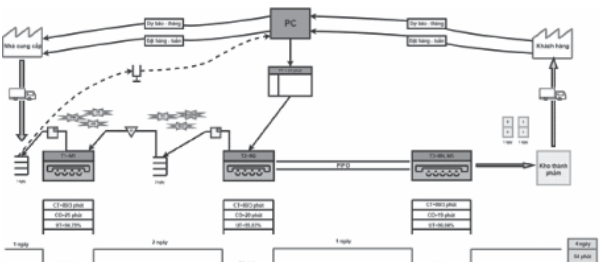


Hình 4. Biểu đồ kiểm soát chất lượng tháng 3/2024

Bảng 5. Bảng chi phí phát sinh do sản xuất kém chất lượng trong tháng 3/2024

Thời gian	Khối lượng sản phẩm (chiếc)	Tỷ lệ phế phẩm (%)	Đơn giá (VNĐ)	Chi phí phát sinh (VNĐ)
3/2024	3328	2.69	80000	7161856

Thống kê tháng 3/2024 cho thấy chi phí phát sinh do lỗi của công ty là 7161856 đồng, đã giảm so với thời điểm 5/2023. Như vậy, sau khi áp dụng cải tiến trong tháng 3/2023, công ty đã tiết kiệm được 8253440 – 7161856 = 1091584 (đồng) và tỷ lệ phế phẩm giảm còn 2.69% (giảm 0.41%). Từ những cải tiến trên, nhóm tiến hành vẽ sơ đồ chuỗi giá trị tương lai như hình 5.



Hình 5. Sơ đồ chuỗi giá trị tương lai

Sau khi áp dụng Lean và sử dụng các phương pháp cải tiến: cân bằng chuyền, sơ đồ chuỗi giá trị, nhóm thấy thời gian tồn kho còn 4 ngày, giảm 0.8 ngày so với trước cải tiến. Dựa trên báo cáo của Công ty Quang Huy cũng như dữ liệu thực tế tại phân xưởng sản xuất, nhóm nghiên cứu tiến hành tính toán, dự báo và lập được biểu đồ lợi nhuận của công ty từ tháng 3/2024 đến 7/2024 như hình 6:



Hình 6. Biểu đồ lợi nhuận trước và sau khi áp dụng Lean.

Theo dự báo, phương án ban trước khi cải tiến lợi nhuận trung bình là: 178854000 đồng, đa số lợi nhuận tăng đều theo các năm nhưng không đáng kể. Sau khi áp dụng Lean, lợi nhuận trung bình là 214299000 đồng, tăng 20% so với lợi nhuận trước khi cải tiến.

3. KẾT LUẬN

Khi nghiên cứu, áp dụng Lean để tinh gọn tối ưu trong quá trình sản xuất bánh răng, nhóm đã nghiên cứu và cải tiến quy trình sản xuất trong công ty với các trạm trong khu vực sản xuất giảm từ 4 trạm xuống còn 3 trạm. Hiệu suất dây chuyền tăng từ tăng 26.7%, đồng thời thời gian lãng phí trong dây chuyền giảm từ giảm 26.7%, sản lượng tăng từ 16 bánh răng/

dây chuyền/ca lên 19 bánh răng/ dây chuyền/ca. Tiếp theo, tỷ lệ phế phẩm giảm 0.41%. Cuối cùng, sau khi áp dụng Lean, lợi nhuận công ty dự kiến tăng 20% so với lợi nhuận trước khi cải tiến. ❖

Ngày nhận bài: **25/3/2024**

Ngày phản biện: **14/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Rod Gapp, Ron Fisher, Kaoru Kobayashi (2014), *Implementing 5S within a Japanese Context: An Integrated Management System*.
- [2]. Alberto Bayo-Moriones, (2010), *5S use in Manufacturing Plants: Contextual Factors And Impact on Operating Performance*.
- [3]. Lê Thị Thúy Vi, *Sản xuất tinh gọn (Lean Manufacturing)* <https://tanca.io/blog/san-suat-tinh-gon-lean-manufacturing-la-gi-cach-ap-dung> (Truy cập: 10/1/ 2024).
- [4]. Lê Quang Hùng (2020), *Áp dụng mô hình sản xuất Lean để khắc phục lãng phí do vận chuyển và chờ đợi: Trường hợp Công Ty Thuận Hưng Long An*, Tạp chí Khoa học Công nghệ Giao thông Vận tải.

PHỤC HỒI TRỤC CÁN THÉP BỊ MÒN KÍCH THƯỚC BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHUN PHỦ LASER

RESTORATION OF STEEL ROLLING SHAFTS BY LASER SPRAYING METHOD

Hoàng Tùng Lâm, Hoàng Văn Nam, Cao Thế Anh
Trung tâm Việt – Nhật, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu ứng dụng phục hồi cổ trục lắp bạc của trục cán thép bằng phương pháp phun phủ laser. Kế thừa các nghiên cứu cơ bản về chế độ công nghệ phun phủ laser, các lớp phủ ứng dụng trong sửa chữa phục hồi cổ trục lắp bị mòn hỏng, tác giả đã lựa chọn lớp phủ phù hợp tương đồng về độ cứng với vật liệu nền của trục cán thép. Lớp phủ hệ thép với tên thương mại LYF07 của hãng Senfeng (Trung Quốc) có độ cứng sau khi phủ lên bề mặt trục trung bình là 35 HRC. Cổ trục lắp bạc của trục cán thép được phục hồi về kích thước ban đầu Ø300-0,14 mm có độ cứng tương thích với các vị trí khác của trục cán thép.

Từ khóa: Phun phủ Laser; Lớp đắp phủ laser; Trục cán thép.

ABSTRACT

This article presents the research results on restoring silver bearings of steel rolling shafts using the laser spraying method. Inheriting basic research on laser coating technology and coatings applied in repairing and restoring worn ball bearings, the author has chosen a suitable coating similar in hardness to the material. The base material of steel rolling shaft. The steel system coating with the trade name LYF07 of Senfeng (China) has an average hardness of 35 HRC after being coated on the shaft surface. The bearing collar of the steel rolling roll is restored to its original size of Ø300-0.14 mm with a hardness compatible with other positions of the steel rolling roll.

Keywords: Laser Spraying; Laser Cladding (LC); Steel rolling shaft.

1. MỞ ĐẦU

Ngày nay, công nghệ phun phủ laser được sử dụng rộng rãi trong sửa chữa chi tiết máy và phục hồi chức năng, nhờ những ưu điểm như tốc độ pha loãng thấp hơn, vùng chịu nhiệt nhỏ và liên kết luyện kim tốt giữa lớp phủ và vật liệu nền [2]. Phun phủ laser có ưu điểm là quy trình phủ linh hoạt và hiệu quả cao, phù hợp cho việc sửa chữa hư hỏng vật liệu và

các lĩnh vực khác. Công nghệ này đã được sử dụng rộng rãi trong sửa chữa hư hỏng các chi tiết dạng trục [3]. Công nghệ phun phủ laser là một trong những kỹ thuật phục hồi sửa chữa bề mặt nổi bật để cung cấp lớp phủ chống mài mòn cho các ứng dụng công nghiệp [4]. Bài báo này nghiên cứu khả năng ứng dụng lớp phủ hệ thép LYF07 của hãng Senfeng (Trung Quốc) trong phục hồi kích thước cổ trục lắp bạc trục cán thép.

2. NGHIÊN CỨU LÝ THUYẾT

2.1. Khái quát về phương pháp phun phủ laser

Công nghệ phun phủ laser có thể được thực hiện bằng cách sử dụng dây (bao gồm cả dây nóng hoặc dây lạnh) hoặc nguyên liệu dạng bột. Tia laser tạo ra vũng hàn trên bề mặt của phôi, đồng thời bột hoặc dây được thêm vào bề mặt vật liệu nền [2]. So với các phương pháp khác, công nghệ phun phủ laser có nhiều ưu điểm như tốc độ làm nguội nhanh, liên kết luyện kim tốt giữa lớp phủ và vật liệu nền, bề mặt lớp phủ mịn và đồng đều [5].

2.2. Lĩnh vực ứng dụng trong công nghiệp

Công nghệ phun phủ laser được sử dụng rộng rãi trong ngành hàng không vũ trụ, máy móc khoa học và các lĩnh vực công nghiệp với nhiều ưu điểm so với các công nghệ khác như tốc độ pha loãng thấp và liên kết luyện kim tốt với vật liệu nền. Các ứng dụng chính của lớp phủ công nghệ phun phủ laser trong công nghiệp [1]:

- Lớp phủ chống mài mòn và tự bôi trơn;
- Lớp phủ chống oxy hóa và chống ăn mòn ở nhiệt độ cao;
- Lớp phủ gốm sinh học;
- Sửa chữa phục hồi kích thước chi tiết máy;
- In 3D kim loại.

Lựa chọn hệ lớp phủ phục hồi cổ trục lắp bạc trục cán thép:

Dựa theo thông tin bản vẽ do khách hàng cung cấp, trục cán thép có vật liệu thép S45C, kích thước đường kính cổ trục bị hao mòn hiện tại là $\varnothing 300_{-0,64}^{+0,14}$ mm so với kích thước ban đầu là $\varnothing 300_{-0,14}^{+0,14}$ mm; tải trọng của trục cán thép là 3886kg; độ cứng trung bình vị trí cổ trục đo được từ 31-34HRC. Trên cơ sở thông tin của nhà sản xuất bột Senfeng (Trung Quốc), nhóm nghiên cứu đã lựa chọn bột hệ thép có mã thương mại là LYF07 với độ cứng từ 32-36HRC để thực hiện nghiên cứu thực nghiệm và phục hồi kích thước cổ trục.

3. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

3.1. Thực nghiệm chế tạo lớp phủ lên bề mặt chi tiết dạng trục

3.1.1. Mẫu thí nghiệm và thiết bị

Mẫu thí nghiệm dạng trục đã được gia công bề mặt đạt độ nhám cấp 8, có đường kính ngoài $\varnothing 60$, dài 500mm, dày 8mm, vật liệu của mẫu thí nghiệm là thép C45 có thành phần và cơ tính tương đương với mác thép của trục cán thép là S45C (bảng 1, 2).

Bảng 1. Thành phần hóa học của thép C45

Mác thép	%C	%Si	%Mn	%Ni _{max}	%P _{max}	%S _{max}	%Cr _{max}
C45	0.42-0.5	0.16-0.36	0.5-0.8	0.25	0.04	0.04	0.25

Bảng 2. Cơ tính của thép C45

Mác thép	Độ bền kéo (MPa)	Giới hạn chảy (MPa)	Độ dẫn dài (%)	Va đập KV/Ku (J)	Độ cứng (HB)
C45	650-800	490	23	22	170-210

Thiết bị thí nghiệm: Sử dụng hệ thống đồ gá và robot phun phủ laser SFR&6063 của hãng Senfeng (Trung Quốc) với thông số kỹ thuật của robot SFR&6063 như bảng 3.

Bảng 3. Thông số công nghệ hệ phun phủ laser SRF&6063

STT	Thông số	Đơn vị đo	Giá trị
1	Tải trọng max (với con lăn đỡ)	tấn	15
2	Công suất nguồn laser	W	6000
3	Trục di chuyển của robot	mm	6000
4	Tốc độ ra bột	g/min	4-200
5	Kích thước bột	μm	20-250
6	Áp suất nước làm mát	bar	3-5
7	Áp suất khí	bar	≤ 5
8	Trọng lượng cánh tay robot	kg	250

3.1.2. Kết quả thí nghiệm

➤ Thực nghiệm tạo lớp phủ thép lên bề mặt mẫu thử:

Nhóm nghiên cứu thực hiện các thí nghiệm khảo sát thăm dò ảnh hưởng của công suất tia laser đến chất lượng bề mặt lớp phủ. Lựa chọn công suất tia laser để khảo sát vì công suất tia laser ảnh hưởng trực tiếp đến bề mặt lớp phủ, nếu công suất cao dễ hình thành nứt, rỗ và hiện tượng cháy xém bề mặt khiến cho lớp phủ bị đen và thô, lưu lượng cấp bột không đủ so với công suất tia laser, tăng lưu lượng cấp bột sẽ làm tốn nhiều bột không đem lại hiệu quả về kinh tế. Nếu công suất thấp, sẽ gây ra hiện tượng rỗ khí do bột không thể chảy hoàn toàn ở công suất thấp, giao diện bề mặt sần sùi và lãng phí bột do bột không thể tan chảy hoàn toàn [7].

Bảng 4 trình bày các thông số công nghệ chính của chế độ phun phủ laser dựa theo tài liệu [7] lên chi tiết trục thép C45, thí nghiệm được thực hiện với các công suất P (W) khác nhau, kết quả thí nghiệm làm cơ sở để đánh giá và ứng dụng trong công nghệ sửa chữa, phục hồi kích thước bị mài mòn.

Bảng 4. Chế độ công nghệ chế tạo lớp phủ hệ thép LYF07 trên chi tiết dạng trục

STT	Thông số	Đơn vị đo	Giá trị
1	Công suất	W	1600
			1900
			2200
			2500
2	Khoảng cách phun	cm	4-5
3	Lưu lượng cấp bột	g/min	13.5
4	Tốc độ đầu laser	mm/s	6
5	Góc phun đầu laser	$^{\circ}$	135
6	Tỷ lệ chong chéo	%	40
7	Tốc độ Argon	l/min	5

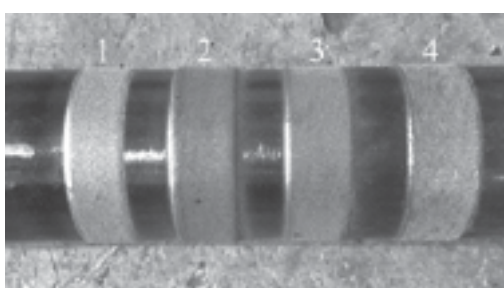
➤ Phương pháp đánh giá chất lượng lớp phủ:

Sau khi kết thúc 4 thí nghiệm, nhóm tác giả sẽ đánh giá chất lượng lớp phủ hệ thép LYF07, được đánh giá qua các phương pháp: PT-Liquid Penetrant (phương pháp thẩm mao dẫn) theo tiêu chuẩn ISO3452-1:2013, kiểm tra ngoại quan, và độ cứng của vùng hàn được đo bằng máy đo độ cứng HM-6560.

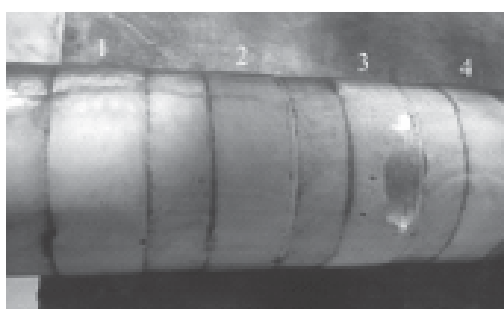
Nhóm nghiên cứu đã thực hiện lớp phủ hệ thép LYF07 lên bề mặt mẫu trục thép C45 với tiến trình công nghệ theo tài liệu [7] và thông số như bảng 5. Tiến hành kiểm tra ngoại quan và kiểm tra PT-phương pháp thẩm mao dẫn (hình 1, 2) cho thấy lớp phủ tại công suất 2200W thu được có bề mặt mịn và đồng đều, đạt độ phẳng tốt nhất, lượng bột tiêu hao được tối ưu giúp đạt hiệu quả cao về kinh tế và ứng dụng trong sản xuất.

Bảng 5. Kết quả thí nghiệm nghiên cứu thực nghiệm

STT	Ký hiệu mẫu	Công suất (W)	Kiểm tra ngoại quan	Kiểm tra PT	Độ cứng lớp phủ trung bình (HRC)
1	TN1	1600	Giao diện bề mặt hơi sần sùi	Không phát hiện chỉ thị trên bề mặt lớp phủ	33.6
2	TN2	2500	Có hiện tượng cháy xém, bề mặt lớp phủ thô	Không phát hiện chỉ thị trên bề mặt lớp phủ	35.9
3	TN3	2200	Bề mặt lớp phủ đồng đều, mịn	Không phát hiện chỉ thị trên bề mặt lớp phủ	35.2
4	TN4	1900	Bề mặt lớp phủ đồng đều, mịn	Không phát hiện chỉ thị trên bề mặt lớp phủ	34.1



Hình 1. Hình ảnh trực thí nghiệm sau phun phủ

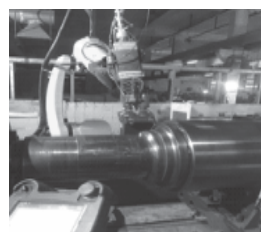


Hình 2. Hình ảnh kiểm tra PT

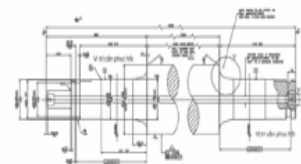
3.2. Kết quả ứng dụng

→ Nhóm nghiên cứu chế tạo lớp phủ hệ thép LYF07 lên bề mặt chi tiết cổ trục cán thép (hình 3), nhằm phục hồi kích thước cổ trục từ kích

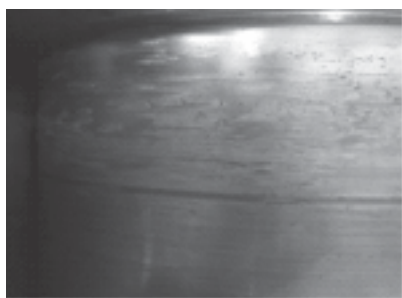
thước đường kính cổ trục bị hao mòn $\text{Ø}300_{-0,64}^0$ mm về kích thước ban đầu là $\text{Ø}300_{-0,14}^0$ mm.



Hình 3. Phục hồi cổ trục cán thép



→ Thực hiện phun phủ laser tạo lớp phủ hệ thép LYF07 tại vị trí cổ trục lắp bạc của trục cán thép (hình 4) đường kính $\text{Ø}300_{-0,64}^0$ mm với bộ thông số phun phủ đã thực hiện tại nghiên cứu thực nghiệm: Tốc độ quét đầu laser $v = 6\text{mm/s}$, tỷ lệ chồng chéo $t = 50\%$, công suất tia laser $P = 2200\text{W}$. Sau khi cổ trục được phục hồi, nhóm tác giả đã tiến hành kiểm tra, đánh giá chất lượng công việc đạt kết quả tốt, đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật của trục cán thép với kích thước cổ trục bị mòn có đường kính $\text{Ø}300_{-0,64}^0$ mm phục hồi về kích thước $\text{Ø}300_{-0,14}^0$ mm và đã được đưa vào vận hành ổn định trở lại.



a. Trước khi phục hồi



b. Sau khi phun phủ phục hồi

Hình 4. Trục cán thép bị mòn trước và sau khi phục hồi

4. KẾT LUẬN

Sử dụng công nghệ phun phủ laser, nhóm nghiên cứu đã chế tạo thành công lớp phủ hệ thép LYF07. Dựa trên nghiên cứu thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của thông số công suất laser P (W) đến chất lượng bề mặt của lớp phủ trên bề mặt thép C45, lớp phủ có bề mặt mịn, độ cao lớp phủ đồng đều, không có hiện tượng nứt và rỗ, độ cứng lớp phủ trung bình đạt 35 HRC. Nhóm tác giả đã phục hồi, sửa chữa kích thước cổ trục lắp bạc trục cán thép thành công với lớp phủ hệ thép LYF07. Cổ trục được phục hồi về kích thước ban đầu với đường kính $\varnothing 300_{-0.14}^{+0.14}$ mm và đạt độ cứng tương thích với vật liệu nền. Trục cán thép đã được đưa vào hoạt động bình thường và các thông số cũng nằm trong mức cho phép của nhà sản xuất.

Trên cơ sở các kết quả phân tích từ nghiên cứu thực nghiệm, lớp phủ hệ thép

LYF07 với chế độ phun phủ phù hợp: Công suất $P = 2200$ W; tỷ lệ chồng chéo $t = 50\%$; tốc độ quét $v = 6$ mm/s đã được ứng dụng để phục hồi, sửa chữa chi tiết cổ trục lắp bạc trục cán thép và cho các kết quả được đánh giá cao. Phương pháp phun phủ laser mang lại chất lượng và hiệu quả cao, có thể phục hồi được các chi tiết dạng trục có kích thước và tải trọng lớn, giúp giảm thời gian và tiết kiệm chi phí gia công sau phun phủ.

Lời cảm ơn:

Nhóm tác giả chân thành cảm ơn các đồng nghiệp tại Phòng thí nghiệm Trọng điểm Công nghệ Hàn và Xử lý bề mặt, Viện nghiên cứu Cơ khí đã giúp đỡ trong quá trình nghiên cứu thực nghiệm và ứng dụng. ❖

Ngày nhận bài: **25/02/2024**

Ngày phản biện: **28/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. K.Wang, Z.Zhang, D.Xiang, J.Ju (2022), “Research and progress of laser cladding: Process, materials and applications”, Coatings, (1), 12(10), 1382.
- [2]. L.Zhu, P.Xue, Q.Lan, G.Meng, Y.Ren, Z.Yang, P.Xu, Z.Liu (2021), “Recent research and development status of laser cladding: A review”, Optics & Laser Technology, (17), Vol.138, 106915.
- [3]. C.He, G.Zou, H.Liu, X.Wang, Y.Xu, J.Liu, S.Lo (2024), “Rolling-sliding wear and damage behaviors of 304L stainless steel laser cladding on a damaged wheel tread under high ambient temperature conditions”, Wear, (1), Vol.546-547, 205330.
- [4]. S.Singh, D.K.Goyal, P.Kumar, A.Bansal (2020): “Laser cladding technique for erosive wear applications: A review”, Materials Research Express, (3), 7(1), 012007.
- [5]. Nguyễn Thanh Hùng, Trần Văn Nghĩa, Lý Xuân Nam (2022); “Tổ chức và tính chất của lớp phủ hợp kim Entropy cao chế tạo bằng phương pháp phun phủ laser”, Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật, (47), 17(02, 46-56.
- [6]. <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/faqs/what-is-laser-cladding>.
- [7]. W.Zhai, J.Nan, L.Sun, Y.Wang, S.Wang (2023), “Preparation, Microstructure, and Interface Quality of Cr_3C_2 -NiCr Cladding Layer on the Surface of Q235 Steel”, Coatings, (5), 13(4), 676.

NGHIÊN CỨU VIỆC MÀI MÒN DỤNG CỤ CẮT TRONG QUÁ TRÌNH TIỀN THÔNG QUA VIỆC ĐÁNH GIÁ RUNG ĐỘNG

EVALUATING THE WEAR OF CUTTING TOOLS IN TURNING OPERATIONS USING VIBRATION MEASUREMENT

Nguyễn Hữu Ngoạn, Ngô Văn Giang
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh

TÓM TẮT

Mòn dụng cụ cắt trong gia công cắt gọt ảnh hưởng lớn đến chất lượng sản phẩm cũng như năng suất quá trình gia công. Bài báo này trình bày phương pháp xác định lượng mòn và tuổi bền của dụng cụ cắt thông qua việc kiểm soát các thông số rung động của dụng cụ. Trong quá trình thí nghiệm, sau mỗi khoảng 6 phút tiến hành dừng máy và xác định lượng mòn của dụng cụ, đồng thời rung động của dao được thu thập về máy tính theo thời gian gia công để tiến hành phân tích. Kết quả cho thấy, ở giai đoạn ban đầu, dụng cụ bị mòn nhanh, các thông số rung không ổn định. Sau một khoảng thời gian gia công, lượng mòn dụng cụ ổn định và các thông số rung cũng ổn định. Sau đó, lượng mòn tăng nhanh, đồng thời các thông số rung tăng nhanh. Các kết quả này cho phép khẳng định các thông số rung của dụng cụ cắt (vận tốc, gia tốc và biên độ rung) phản ánh chính xác ba giai đoạn mòn điển hình của dụng cụ. Đây là phương án đánh giá, kiểm soát tuổi bền dụng cụ cắt có chi phí đầu tư nhỏ nhưng vẫn đảm bảo chính xác, so với việc sử dụng cảm biến đo lực xác định tuổi bền của dụng cụ.

Từ khóa: Mòn dụng cụ cắt; Lượng mòn; Tuổi bền; Rung động; Năng suất.

ABSTRACT

Cutting tool wear in machining greatly affects product quality as well as the productivity of the machining process. This article presents a method to determine the amount of wear and durability of cutting tools by controlling the tool's vibration parameters. During the experiment, after every 6 minutes, the machine was stopped and the amount of tool wear was determined. At the same time, the vibrations of the tool were collected to the computer according to the machining time for analysis. The results show that, in the initial stage, the tool wears out quickly and the vibration parameters are unstable. After a period of machining, tool wear stabilizes and vibration parameters are also stable. After that, the amount of wear increases rapidly, and the vibration parameters increase rapidly. These results allow us to confirm that the vibration parameters of the cutting tool (velocity, acceleration, and vibration amplitude) accurately reflect the three typical wear stages of the tool. This is a method for evaluating and controlling the durability of cutting tools with a small investment cost but still ensuring accuracy, compared to using a force measuring sensor to determine the durability of the tool.

Keywords: Cutting tool wear; Wear amount; Durability; Vibration; Productivity.



1. GIỚI THIỆU

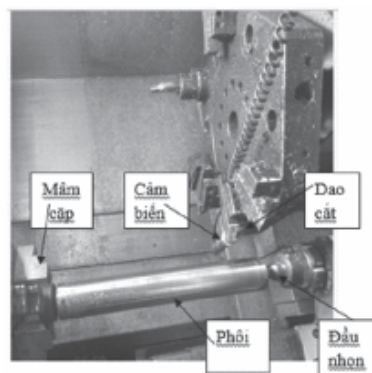
Các chi tiết máy khi gia công cần có độ chính xác cao và độ nhám bề mặt thấp để đáp ứng yêu cầu làm việc. Trong quá trình cắt, phôi tạo ra sẽ chuyển động trượt trên mặt trước của dao, còn mặt sau của dao sẽ tiếp xúc với bề mặt đang gia công của chi tiết. Trong điều kiện áp lực lớn, ma sát khô liệt làm cho nhiệt độ của cả bề mặt phôi và dụng cụ cắt tăng lên rất cao, đồng thời làm cho dao bị mài mòn nhanh chóng [1]. Quá trình mài mòn dụng cụ cắt theo thời gian cắt cũng giống như quá trình mài mòn các chi tiết máy khi làm việc. Mài mòn dao là một quá trình phức tạp, xảy ra các hiện tượng cơ, lý hóa ở các bề mặt tiếp xúc [2, 3]. Khi dao bị mài mòn, hình dạng và thông số hình học phần cắt thay đổi sẽ gây nên các hiện tượng rung động, ảnh hưởng xấu đến quá trình cắt như giảm hiệu suất gia công, giảm độ chính xác hình dáng hình học và tăng độ nhám bề mặt chi tiết. Mòn dụng cụ cắt cũng làm giảm tuổi bền làm tăng thời gian gia công do phải thay thế dụng cụ nên làm tăng chi phí sản xuất [4, 6]. Ngoài ra, mòn dụng cụ làm gia tăng lực cắt, gây rung động cho hệ thống công nghệ, không chỉ ảnh hưởng đến độ chính xác của sản phẩm mà còn làm giảm tuổi thọ của máy [5, 7]. Do những ảnh hưởng này, đã có nhiều nghiên cứu xác định, dự đoán và điều khiển tuổi bền của dụng cụ để từ đó cải thiện điều kiện làm việc nhằm nâng cao chất lượng sản phẩm cũng như hiệu quả gia công.

Trong nghiên cứu này, tác giả tiến hành thực nghiệm đánh giá quá trình mòn của dụng cụ cắt thông qua việc đo rung động của hệ thống gia công. Dữ liệu thực nghiệm sẽ được thu thập, phân tích bằng việc máy tính được kết nối trực tiếp với hệ thống thí nghiệm. Kết quả có thể ứng dụng vào sản xuất nhằm dự đoán chính xác tuổi bền dụng cụ cắt qua rung động, từ đó giúp xác định được thời gian cần thay

dao để chủ động giảm thời gia công, tăng thời gian sử dụng máy để góp phần hạ giá thành sản phẩm.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Sơ đồ thí nghiệm được thể hiện như (hình 1), phôi gia công được kẹp chặt một đầu trên mâm cặp của máy tiện, đầu còn lại được gá lên mũi chống tâm. Chế độ cắt được sử dụng trong quá trình gia công thử nghiệm, gồm: Vận tốc cắt $v = 70$ m/phút; chiều sâu cắt $t = 0,1$ mm; lượng chạy dao dọc $S = 0,15$ mm/ vòng. Mẫu phôi dùng trong thí nghiệm dạng hình trụ đặc có đường kính $\phi 55$ mm và chiều dài $L = 350$ mm, đã được gia công rãnh thoát dao và khoan lỗ chống tâm. Vật liệu mẫu là thép 9XC có thành phần như trong bảng 1. Các mẫu thí nghiệm được thường hóa có độ cứng khoảng 310HV (33HRC).



Hình 1. Sơ đồ hệ thống thực nghiệm

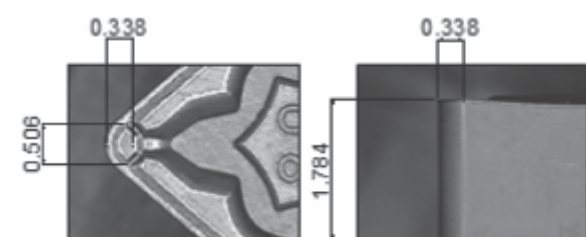


Hình 2. Máy phân tích rung động Adash A4900 – Vibrio của Cộng hòa Séc

Bảng 1. Thành phần hóa học của thép 9XC

Nguyên tố hóa học	C	Si	P	Mn	Ni	Cr	Mo	V	Cu	W	Ti	Fe
Hàm lượng (%)	0,8	1,1	0,2	0,5	0,03	1,1	0,02	0,14	0,28	0,17	0,02	95,4

Lưỡi cắt được sử dụng là mảnh dao hợp kim TUNGSTEN CARBIDE, ký hiệu CNMG 120408 PQ 432 của Hãng KYOCERA, Đài Loan. Mảnh dao có kích thước 120 x 120 x 30 (mm), bề mặt được phủ Nitride titanium (TiN). Các thông số góc của lưỡi cắt mảnh dao gồm: Góc sau $\alpha = 6^\circ$, góc nâng $\lambda = -6^\circ$ và góc trước $\gamma = -6^\circ$.



(a) Mảnh dao khi chưa cắt gọt



(b) Thân dao có gắn mảnh dao

Hình 3. Mảnh dao (a) và dao tiện (b) dùng thí nghiệm

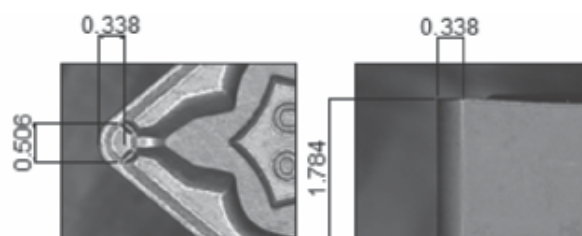
Kích thước dụng cụ cắt được kiểm tra định kỳ bằng kính hiển vi đo lường KIM450 của Hãng ARCS, Nhật Bản. Kính hiển vi KIM450 có thang đo tuyến tính $0,5\mu\text{m}$ trên trục XYZ, có độ phóng đại quang học của vật kính từ 0,7 đến 4,5. Kính hiển vi gồm hai chế độ chiếu sáng: Chiếu xuyên và chiếu bề mặt. Rung động của hệ thống công nghệ được đo bằng máy phân tích rung Adash A4900 – Vibrio, Cộng hòa Séc (hình 2). Các thông số đo gồm gia tốc rung a_r

(m/s^2), vận tốc rung v_r (m/s), biên độ rung S_r (μm) biến đổi theo thời gian; băng tần và phân tích phổ được đo theo lộ trình. Chức năng thu thập và xử lý dữ liệu Data Collector cho phép quan sát, lưu trữ và phân tích dữ liệu trên máy tính thông qua phần mềm DDS 2018.

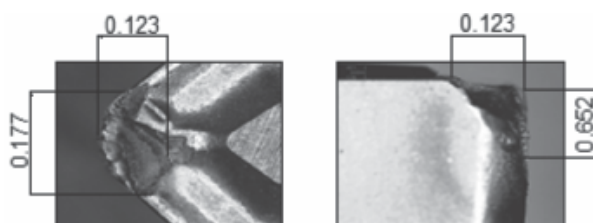
3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

3.1. Kết quả

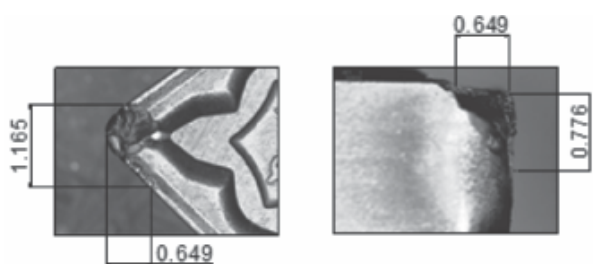
3.1.1. Quá trình mòn của dụng cụ cắt



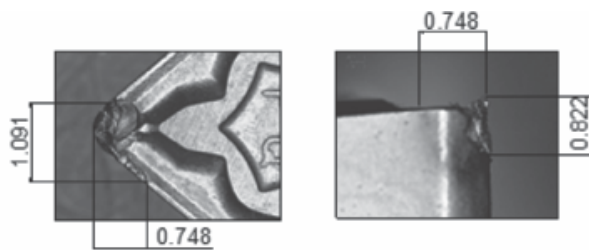
(a). Mảnh dao chưa tham gia cắt



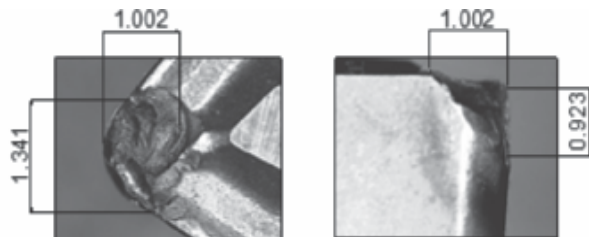
(b). Mảnh dao đã tham gia cắt được 6 phút



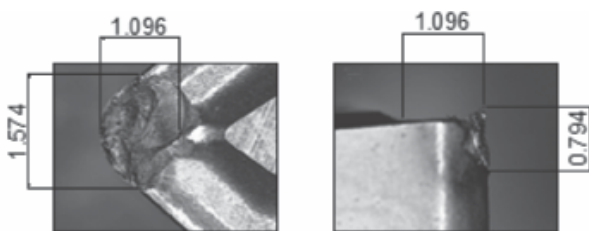
(c). Mảnh dao đã tham gia cắt được 12 phút



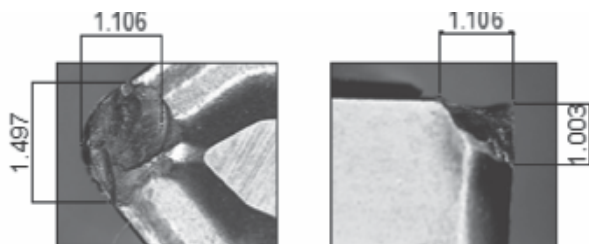
(d). Mảnh dao đã tham gia cắt được 18 phút



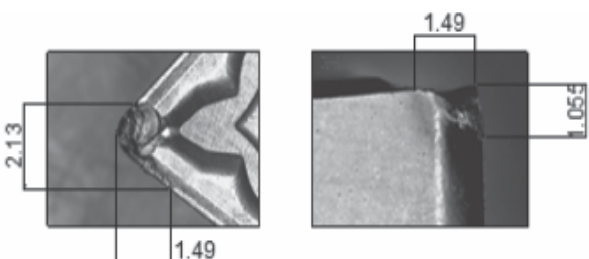
(e). Mảnh dao đã tham gia cắt được 36 phút



(f). Mảnh dao đã tham gia cắt được 42 phút



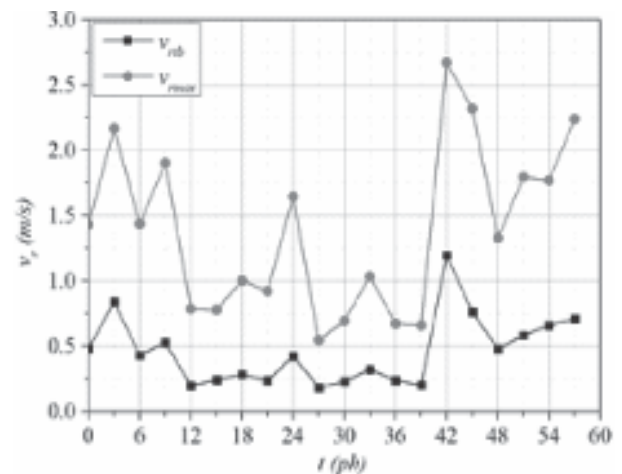
(h). Mảnh dao đã tham gia cắt được 48 phút



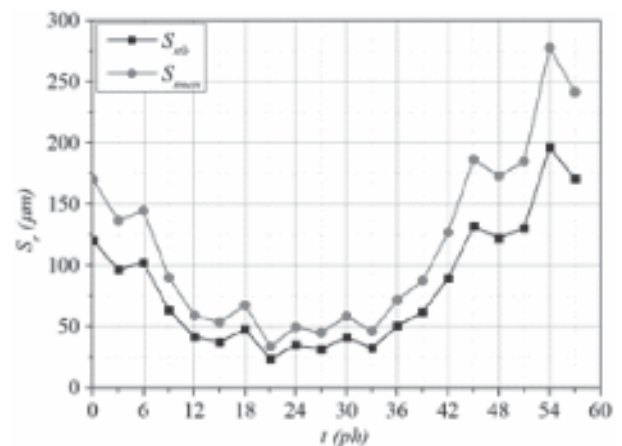
(l). Mảnh dao đã tham gia cắt được 54 phút

Hình 4. Mòn dụng cụ cắt trong quá trình gia công

3.1.2. Sự thay đổi rung động trong quá trình cắt



Hình 5. Diễn biến vận tốc rung động v_r (m/s) của dụng cụ cắt theo thời gian



Hình 6. Diễn biến gia tốc rung động a_r (m/s²) của dụng cụ cắt theo thời gian

3.2. Thảo luận

Ta thấy ở giai đoạn mòn ban đầu, trong khoảng thời gian khoảng 6 phút, dụng cụ cắt mòn khá nhanh (hình 4b so với hình 4a). Điều này có thể được giải thích do áp lực đơn vị trong vùng cắt tiếp xúc trên mặt trước và mặt sau dụng cụ rất lớn, các nhấp nhô tiếp xúc ban đầu trên bề mặt dụng cụ nhanh chóng bị san phẳng

[7]. Kết quả đo rung cho thấy, trong khoảng 6 phút gia công, cả vận tốc rung trung bình v_{rtb} (hình 5) gia tốc rung trung bình a_{rtb} (hình 6) đều tương đối lớn. Rung động làm cho lượng mòn tăng lên.

Rung động của hệ thống đạt giá trị ổn định sau khoảng 6 phút cắt. Độ ổn định của quá trình cắt được kéo dài khoảng từ phút thứ 6 tới phút 42. Giai đoạn này ứng với các điều kiện mòn ổn định. Khi đó, diện tích tiếp xúc giữa dụng cụ và phôi lớn hơn, áp lực đơn vị nhỏ hơn giai đoạn mòn ban đầu, hệ số ma sát tiếp xúc cũng ổn định hơn. Do vậy, tốc độ mòn của dụng cụ tương đối đều và chậm, như được thể hiện từ hình 4b (sau 6 phút gia công) đến hình 4f (sau 42 phút gia công). Giai đoạn này thường ứng với lượng mòn hợp lý H_s của dụng cụ và thời gian ứng với nó được chọn để xác định tuổi bền dụng cụ [6]. Trong giai đoạn ổn định, vận tốc rung động trung bình của dụng cụ cắt khoảng 0,3m/s (hình 5), gia tốc rung động trung bình của dụng cụ cắt khoảng 3m/s² (hình 6). Các thông số rung ổn định cũng là điều kiện giúp chất lượng bề mặt nhận được chắc chắn tốt hơn.

Khi cắt qua phút thứ 42 thì tốc độ mòn tăng nhanh chóng (hình 4h). Lượng mòn được thể hiện qua so sánh ảnh chụp lưỡi cắt, dễ dàng so sánh sự khác biệt lớn giữa lưỡi cắt sau 42 phút gia công (hình 4f) và sau 54 phút gia công (hình 4l). Kết quả này có thể giải thích do giai đoạn này ứng với các điều kiện cắt bất hợp lý, cụ thể là các thông số hình học dụng cụ cắt thay đổi lớn và không hợp lý - góc sau α âm, dẫn tới lực cắt và lực ma sát tăng, hệ số ma sát tăng. Do vậy, các thông số rung động trung bình đều tăng đáng kể (như trên các hình 5, 6). Tốc độ mòn của dụng cụ tăng nhanh làm phá hủy dụng cụ nếu tiếp tục cắt, dụng cụ không còn khả năng làm việc, muốn tiếp tục dụng cụ phải được mài sắc lại.

Từ các kết quả này có thể dễ dàng nhận thấy, mòn dụng cụ cắt và rung động là hai đại lượng tuyến tính với nhau trong quá trình cắt gọt kim loại. Biết được giá trị của rung động có thể xác định được lượng mòn và nhận định được chính xác giai đoạn mòn dụng cụ cắt đang trải qua. Từ đó có kế hoạch thay thế hoặc mài lại dụng cụ kịp thời. Việc xác định mòn dụng cụ bằng cách kiểm soát rung động của dụng cụ cắt cho phép sử dụng các cảm biến đơn giản, chi phí đầu tư nhỏ hơn rất nhiều lần so với các loại cảm biến đo lực (thường là các cảm biến độ lực động) vẫn thường được sử dụng để đánh giá mòn và tuổi bền của dụng cụ cắt.

4. KẾT LUẬN

Mòn dụng cụ cắt và rung động là hai đại lượng tuyến tính với nhau trong quá trình cắt gọt kim loại, đo mòn dụng cụ cắt có thể xác định được rung động trong quá trình cắt. Ngược lại, biết được giá trị của rung động có thể xác định được mòn dụng cụ cắt, từ đó chủ động có kế hoạch thay thế hoặc mài lại dụng cụ. Khi rung động tăng nhanh chứng tỏ dụng cụ cắt đã bị mòn cần phải được thay thế hoặc mài lại cho quá trình cắt tiếp theo. Xác định mòn dụng cụ thông qua đánh giá rung động của dụng cụ cắt cho phép sử dụng các cảm biến đơn giản, chi phí đầu tư nhỏ hơn nhiều so với các loại cảm biến đo lực vẫn thường được sử dụng trong thực tế mà vẫn đảm bảo độ chính xác yêu cầu.

Lời cảm ơn:

Tác giả xin cảm ơn Ban Giám hiệu và các đơn vị Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖



Ngày nhận bài: **03/02/2024**

Ngày phản biện: **03/3/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Rao, C.J., D. Sreemulu, and A.T. Mathew, *Analysis of Tool Life during Turning Operation by Determining Optimal Process Parameters*. Procedia Engineering, 2014. 97: p. 241-250.
- [2]. Sayit, E., K. Aslantas, and A. Çiçek, *Tool Wear Mechanism in Interrupted Cutting Conditions*. Materials and Manufacturing Processes, 2009. 24(4): p. 476-483.
- [3]. Li, B., *A review of tool wear estimation using theoretical analysis and numerical simulation technologies*. International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 2012. 35: p. 143-151.
- [4]. Davoudinejad, A., et al., *Effect of Tool Wear on Tool Life and Surface Finish when Machining DF-3 Hardened Tool Steel*. Applied Mechanics and Materials, 2013. 315: p. 241-245.
- [5]. Oraby, S.E. and D.R. Hayhurst, *Tool life determination based on the measurement of wear and tool force ratio variation*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004. 44(12-13): p. 1261-1269.
- [6]. Ji, W, et al., *A Novel Approach of Tool Wear Evaluation*. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2017. 139(9).
- [7]. Lapshin, V.P. and V.V. Khristoforova, *The relationship between the vibration energy of cutting and the wear resistance of the cutting wedge*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020. 900: p. 012003.

THIẾT KẾ, MÔ PHỎNG CHI TIẾT ỐP LỐC XE MÁY BẰNG CÔNG NGHỆ TẠO HÌNH GIA TĂNG ĐƠN ĐIỂM

DESIGN AND DETAILED SIMULATION OF MOTORCYCLE TIRES USING SINGLE-POINT INCREMENTAL FORMULATION TECHNOLOGY

PGS,TS. **Phạm Thị Minh Huệ¹, Phạm Thị Lan², Ngô Văn Huy³, Ngô Minh Lương³, Nguyễn Việt Anh³, Đặng Xuân Thanh³**

¹Trường Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Khoa Hệ thống Công nghiệp, Trường Cơ khí - Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

³Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Cơ khí - Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu thiết kế, mô phỏng chi tiết lốp xe máy. Phân tích các đặc tính lý, hóa, cơ học vật liệu gia công. Thiết kế tạo dựng bản vẽ, tạo mô hình 3D chi tiết gia công bằng phần mềm Solidworks, mô phỏng quá trình gia công đường chạy dao hiệu quả, an toàn, đáp ứng yêu cầu sản phẩm trên phần mềm NX CAM. Mô phỏng dự đoán trạng thái phá hủy, góc tạo hình bằng phần mềm Abaqus cho dụng cụ tạo hình.

Từ khóa: Mô phỏng; Bản vẽ 3D; Thiết kế; Góc tạo hình.

ABSTRACT

This article studies the design and detailed simulation of a motorbike block. Analyze physical, chemical and mechanical properties of processed materials. Design and create drawings, create 3D models of machining details using Solidworks software, simulate the process of machining tool paths effectively and safely, meeting product requirements on NX CAM software. Simulation and prediction of damage state, forming angle using Abaqus software for forming tool.

Keywords: Simulation; 3D drawings; Design; Forming angle.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Công nghệ tạo hình gia tăng SPIF trong tạo mẫu sản phẩm không sử dụng khuôn đúc hoặc khuôn ép, là phương pháp cần thiết của nền công nghiệp chế tạo phát triển sản phẩm, đem lại hiệu quả kinh tế, rút ngắn thời gian hình thành sản phẩm, ứng dụng trong nhiều lĩnh vực: tạo mẫu (trong giai đoạn thiết kế công nghiệp

phục vụ cho chế tạo thử), y tế,... khả năng tạo hình trên nhiều loại vật liệu.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Phân tích chi tiết gia công

Dựa vào các tài liệu sách báo, các công trình nghiên cứu trước đó, qua tìm hiểu về tính

năng, phạm vi sử dụng của chi tiết sau tạo hình, nhóm nghiên cứu lựa chọn chi tiết gia công là ốp lốc xe máy như hình 1.



Hình 1. Ốp lốc xe máy thực tế

Ốp lốc xe máy không chỉ tăng tính thẩm mỹ cho xe mà còn bảo vệ cho phần lốc máy bên trong khỏi bị trầy xước khi va chạm. Đây là một chi tiết có giá trị sử dụng cao. Đặc biệt là tại Việt Nam là một trong những quốc gia đi xe máy nhiều nhất trên thế giới với hơn 45 triệu chiếc xe máy được đăng ký, xe máy đã trở thành phương tiện giao thông chính của nhiều người dân Việt Nam.

Chi tiết gia công vật liệu là hợp kim nhôm A1050. Hợp kim nhôm bao gồm chủ yếu là nhôm và các nguyên tố kim loại gồm sắt, đồng, magie, silicon và kẽm. Việc bổ sung các nguyên tố vào nhôm giúp hợp kim được cải thiện sức mạnh, khả năng hoạt động, khả năng chống ăn mòn, độ dẫn điện so với nhôm nguyên chất.

Bảng 1. Tính chất vật lý của hợp kim nhôm A1050 [1]

Khối lượng riêng	Nhiệt độ nóng chảy	Sự dẫn nở nhiệt	Đàn hồi	Hệ số dẫn nhiệt	Điện trở
2.72 g/cm ³	650°C	24 x10 ⁻⁶ /K	71 GPa	222 W/m.K	0.0282x10 ⁻⁶ Ω

Bảng 2. Tính chất cơ học của hợp kim nhôm A1050 [1]

Độ cứng	Sức chịu nén 0.2%(MPa)	Độ chịu cắt (MPa)	Độ đàn hồi (%)	Độ bền kéo đứt (MPa)	Ứng suất phá hủy	Độ cứng (HB)
H14	105	70	10	105-145	85	34

2.2. Quy trình thiết kế sản phẩm

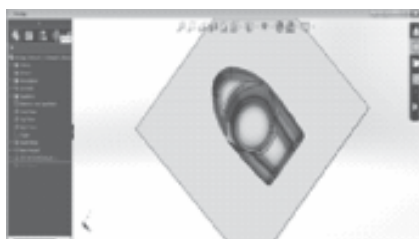
khuôn dập chi tiết lốc xe máy như hình 3:

2.2.1. Sử dụng phần mềm Solidworks thiết kế chi tiết

Nhóm nghiên cứu sử dụng phần mềm Solidworks để thiết kế mô hình 3D của sản phẩm lốc xe máy Honda Air Blade như hình 2. Sau khi thiết kế chi tiết, ta sử dụng lệnh Forming tool để tạo chi tiết trên bề mặt tấm giống như



Hình 2. Hình ảnh chi tiết 3D



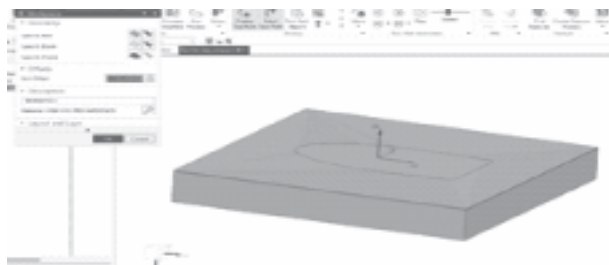
Hình 3. Hình ảnh chi tiết sau gia công

2.2.2. Mô phỏng gia công trên phần mềm NX CAM

Để xuất chương trình NC, cho máy chạy theo ba bước như sau: Tạo, xây dựng chi tiết 3D; Tạo đường chạy dao với các thông số chạy của máy; Xuất chương trình NC.

Bước 1: Chuyển file từ phần mềm Solidworks sang NX dưới dạng đuôi file.step để mô phỏng gia công trên NX CAM.

Bước 2: Thiết lập đường chạy dao: Mở file: vào môi trường gia công Application: Chọn Manufacture > cam_general > mill_planar (phay 3 trục) > OK. Sau đó tiến hành tạo phôi như hình 4, tiếp tục tạo góc phôi (vị trí an toàn) như hình 5.

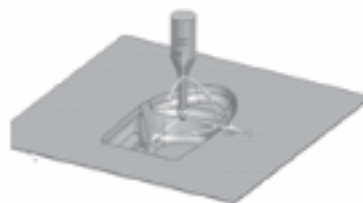


Hình 4. Tạo phôi

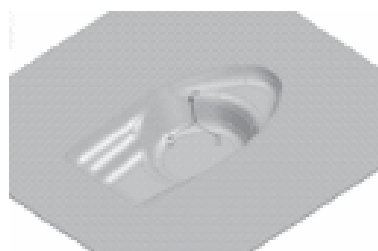


Hình 5. Tạo góc phôi

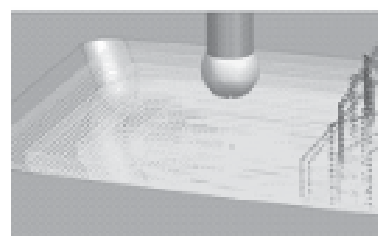
Tiến hành tạo dao như hình 6. Thiết lập các thông số cho dao, tạo đường chạy dao theo mặt chạy dao bằng lệnh CAVITY_MILL, sau đó chọn bề mặt gia công như hình 7. Kiểm tra đường chạy dao: mô phỏng đường đi dao như hình 8.



Hình 6. Tạo dao cầu



Hình 7. Bề mặt gia công



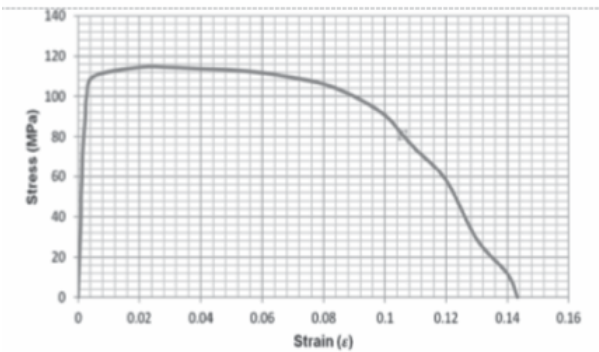
Hình 8. Đường đi dao

Dụng cụ tạo hình có dạng trụ côn, với góc biến dạng từ 65-85°, đo được khả năng biến dạng của vật liệu. Trong nghiên cứu này, góc tạo hình vật liệu tăng dần trong vùng biến dạng. Từ góc tạo hình mẫu, ta tính được giá trị góc biến dạng thông qua độ cao tại vết rách đến đỉnh chi tiết. Với mẫu côn dốc tròn xoay có hình nón cụt, độ dốc tăng mỗi bậc là 1°, góc tạo hình tăng từ 65-85°, cho thấy dải tạo hình phù hợp với khả năng biến dạng gia tăng của vật liệu nhôm tấm A1050 H12. Hơn nữa, với

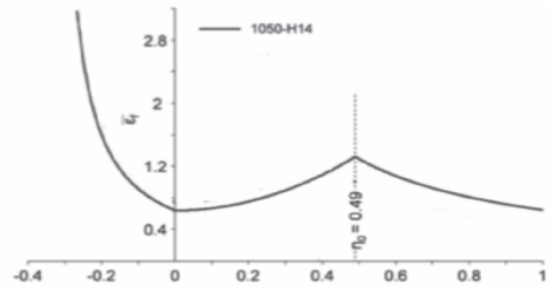
hình dáng này, mẫu côn nón vừa nêu cho phép tính được giá trị góc biến dạng thông qua độ cao tại vết rách đến đỉnh côn.

2.3. Ứng suất và biến dạng của dụng cụ tạo hình sau mô phỏng

Khi tiêu chuẩn ban đầu cụ thể được thỏa mãn, độ bền của vật liệu sẽ bị giảm theo định luật về sự thay đổi phá hủy được thiết lập cho tiêu chuẩn đó.



Hình 9. Đồ thị thể hiện ứng suất và biến dạng thực của hợp kim nhôm



Hình 10. Đồ thị ứng suất khối so với đại lượng biến dạng của nhôm

Trong hình 9 và hình 10 trong giai đoạn đầu, ứng suất tăng nhanh và quá trình biến dạng nhỏ, khi thôi tác dụng lực biến dạng biến mất. Sau đó, giai đoạn tiếp theo, ứng suất là lớn nhất tương đương với giai đoạn đàn hồi, cuối cùng là quá trình bị phá hỏng. Lúc này, vật liệu không trở về trạng thái ban đầu sau khi thôi tác dụng lực.

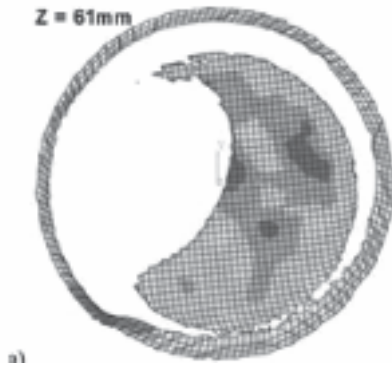
2.4. Kết quả mô phỏng

Nhóm chọn ra vài trường hợp tiêu biểu để dự đoán trạng thái phá hủy, góc tạo hình bằng phần mềm Abaqus với thông số mô phỏng như trong bảng 3.

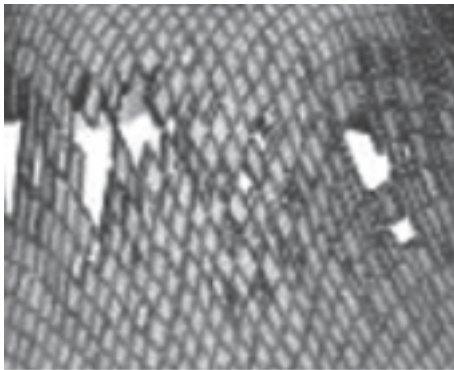
Bảng 3. Giá trị mô phỏng

TT	Yếu tố	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị	Góc tạo hình α (°)
1	Số vòng quay trục chính	N	vòng/phút	1700	83°
2	Bước tiến theo phương z z	Δz	mm	0.5	
3	Vận tốc dụng cụ	V_{xy}	mm/phút	860	
4	Đường kính dụng cụ	D	mm	15	

Vị trí biên dạng của chi tiết gia công và vị trí bị rách của tấm được mô phỏng trong Abaqus như trên hình 11 và 12.



Hình 11. Biên dạng của chi tiết gia công



Hình 12. Vị trí tấm bị rách

Theo kết quả mô phỏng trên hình 11 và 12, ta thấy dấu hiệu nhận biết phá hủy vật liệu được xác định dựa trên việc so sánh ứng suất trên tấm với ứng suất phá hủy của vật liệu gán cho tấm. Khi đến độ cao $h = 10.7$ mm mà ứng suất trên tấm vượt quá giá trị ứng suất phá hủy cho phép 114.439 MPa tại thời gian $t = 2300$ s thì tấm bị xem như rách tại vị trí đó, góc $\alpha_{\max} = 83^\circ$. Những kết quả này tương đồng với các đánh giá của Lê Văn Sỹ, Phạm Thị Minh Huệ [3] trong thí nghiệm kéo thực tế. Sự biến dạng tương đương có được từ cùng một nút được theo dõi trong quá trình mô phỏng. Đường biến dạng tương đương có một bước là đường cong vì dụng cụ gia công đang di chuyển dần dọc

theo chiều dài của một phần tử chứa nút này. Biến dạng tăng trực tiếp xảy ra trong phần tử này và một phần tử lân cận. Số gia biến dạng tăng không tăng nữa khi dụng cụ di chuyển xa nút.

3. KẾT LUẬN

Lựa chọn được vật liệu gia công phù hợp với chi tiết ốp lốc xe máy là hợp kim nhôm. Thiết kế bản vẽ 3D chi tiết ốp lốc xe máy Honda Air Blade. Lốc xe bị xem như rách tại vị trí đó, góc $\alpha_{\max} = 83^\circ$ với chiều cao $h = 10.7$ mm xảy ra vết rách, đây cũng là cơ sở lựa chọn các thông số công nghệ và góc tạo hình trong quá trình thực nghiệm. Nghiên cứu và chế tạo một sản phẩm phục vụ tạo hình gia công bằng phương pháp gia tăng đơn điểm cho thấy đây là một phương pháp gia công triển vọng trong tương lai gần và có tính ứng dụng trong ngành công nghệ chế tạo. ❖

Ngày nhận bài: 22/3/2024

Ngày phản biện: 15/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Brecht, AV, Janssens, AK., Chedad, A., Berkmen, D, (2004), "Relationship between eggshell temperature and incubator temperature", Avian and poultry biology reviews, pp 198-200.
- [2]. Brinsea Product Inc. (2002), "The incubation specialist", USA.
- [3]. Le Van Sy, Phạm Thị Minh Huệ (2017), Implement a Modified Viscoplasticity Based on Overstress Model into Numerical Simulation of the Incremental Sheet Forming Process, Proceedings of Advanced Engineering.
- [4]. Trung Kien Hoang, Thi Minh Hue Pham, Đức Toàn Nguyễn (2024), Investigating the Fracture Height-Wall Angle Relationship in Single-Point Incremental Forming of Al1050 Aluminum Sheets, Materials Applications, machining and Renewable Energy.

ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG MỐI HÀN KHI HÀN MA SÁT KHUẤY TỪ KẾT QUẢ ĐO RUNG ĐỘNG

EVALUATION OF WELD QUALITY IN FRICTION STIR WELDING FROM VIBRATION MEASUREMENT RESULTS

Lê Thái Sơn

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh

TÓM TẮT

Đo rung động để đánh giá chất lượng mối hàn trong hàn ma sát khuấy Friction Stir Welding (FSW) là một hướng đi mới so với việc dùng thiết bị đo siêu âm hoặc máy thử kéo nén vạn năng để kiểm tra chất lượng mối hàn. Hàn FSW, một lĩnh vực mới đang có những bước tiến lớn trong thập kỷ qua, là một công nghệ xanh thân thiện với môi trường (không tạo khí độc khi hàn, không phát tia hồ quang và năng lượng bức xạ). Ngoài ra, hàn FSW khắc phục được rất nhiều khó khăn mà những biện pháp hàn truyền thống mắc phải, không cần dùng kim loại phụ để điền đầy mối hàn, mối hàn biến dạng ít và không bị nứt khi kết tinh. Đo rung động để kiểm tra chất lượng mối hàn khi hàn FSW, có thể đánh giá được chất lượng mối hàn một cách chính xác, tiết kiệm được chi phí, thời gian.

Từ khoá: Ma sát khuấy; Chất lượng mối hàn; Đo rung động; Đo siêu âm; Điền đầy mối hàn.

ABSTRACT

Measuring vibration to evaluate weld quality in Friction Stir Welding (FSW) is a new direction compared to using ultrasonic measuring devices or universal tensile-compression testing machines to check weld quality. FSW welding, a new field that has made great strides in the past decade, is an environmentally friendly green technology (it does not create toxic gases when welding, and does not emit arc rays and radiant energy). In addition, FSW welding overcomes many difficulties that traditional welding methods have, there is no need to use filler metal to fill the weld, the weld has little deformation and does not crack when crystallizing. Measuring vibration to check weld quality when FSW welding can accurately assess weld quality, saving costs and time.

Keywords: Friction stir; Weld quality; Vibration measurement; Ultrasonic measurement; Weld filling.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hàn ma sát khuấy (FSW) được giới thiệu vào năm 1991 do Viện Hàn (WI) ở Cambridge, Vương quốc Anh. Từ đó tới nay đã có nhiều công trình tập trung nghiên cứu, [3] đã tiến hành với tốc độ quay của dao: 1200 vòng/phút, tốc độ hàn: 35 mm/phút, biên dạng đầu khuấy ren trụ và đường kính vai là 16 mm và 14mm cho hợp kim nhôm AA6082 và kết luận các thông số trên đều ảnh hưởng lớn đến chất lượng mối hàn, [1, 4, 5] cũng có kết luận tương tự. Khi nghiên cứu hàn FSW hợp kim nhôm 5456 độ dày 5 mm sử dụng đầu khuấy hình dạng khác nhau (chốt ren hình nón, chốt ren hình trụ-hình nón, chốt ren hình nón có bậc, và công cụ chốt Loe Triflute) và hai tốc độ quay (600 và 800 vòng/phút) được sử dụng. Cấu trúc vi mô và độ cứng vi mô các giá trị trong điểm hàn (WN), vùng ảnh hưởng cơ nhiệt (TMAZ) và vùng ảnh hưởng nhiệt vùng (HAZ) đã được kiểm tra và tương quan với các điều kiện xử lý đã chọn. Cụ thể, ảnh hưởng của hình dạng dụng cụ đến dòng chảy của vật liệu dẻo trong vùng mắt điểm hàn, mức độ móc nối khuyết tật và các đặc tính cơ học (độ cứng vi mô) của các mối nối FSW đã được ghi lại và kết luận các mối hàn được tạo ra bằng cách sử dụng đầu khuấy hình nón đã tạo ra một cấu trúc vi mô đồng nhất [2, 6, 7]. Tuy nhiên, khi nghiên cứu các kết quả này, ta thấy việc sử dụng các thiết bị để đánh giá kết quả thí nghiệm phức tạp, khó khăn, nên việc thông qua rung động để đánh giá kết quả là một hướng đi mới, đơn giản và hiệu quả hơn.

2. CÁC BƯỚC TIẾN HÀNH

2.1. Điều kiện thí nghiệm

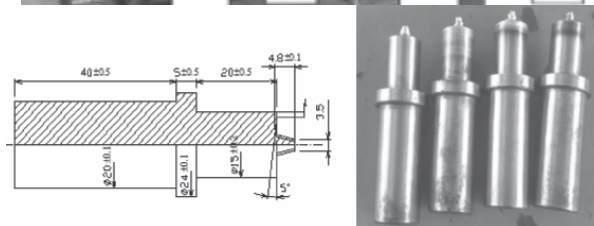
Sơ đồ thí nghiệm được bố trí như (hình 1), máy dùng để hàn FSW là máy phay CNC

Vcenter-85 do Đài Loan sản xuất, đầu khuấy có dạng như (hình 2) là đầu khuấy hình nón có ren trái, được chế tạo bằng thép 40X của Liên bang Nga và nhiệt luyện có độ cứng 45-47HRC. Vật liệu dùng để thí nghiệm là nhôm tấm A5052 dày 5mm (hình 3) của Malaysia (nhôm dẻo). Phôi sau khi hàn xong sẽ được tạo mẫu để kéo trên máy kéo thử mẫu của Liên bang Nga (hình 4) và sử dụng máy siêu âm OLYPUSEPOCH 600 để đánh giá chất lượng mối hàn (hình 5). Sử dụng máy đo rung động (hình 6) để so sánh, đối chứng chất lượng mối hàn.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống thực nghiệm nghiên cứu ảnh hưởng của rung động đến chất lượng mối hàn FSW:

1. Đầu phay; 2. Đầu khuấy; 3. Thanh kẹp; 4. Bàn gá; 5. Đầu đo rung động; 6. Bàn máy; 7. Máy đo rung động



Hình 2. Đầu khuấy dùng thí nghiệm

Tiến hành sử dụng các bộ thông số hàn FSW cho 12 cặp phôi như sau:

- Cố định $S = 800\text{v/phút}$, thay đổi S (50, 100, 150, 200mm/ phút), cố định $t = 0,15\text{mm}$;

- Cố định $S = 1000\text{v/phút}$, thay đổi S (50, 100, 150, 200mm/ phút), cố định $t = 0,15\text{mm}$;

- Cố định $S = 1200\text{v/phút}$, thay đổi S (50, 100, 150, 200mm/ phút), cố định $t = 0,15\text{mm}$.





Hình 3. Nhôm tấm A5052 dùng thí nghiệm



Hình 4. Mẫu sau khi chuẩn bị đưa vào kéo



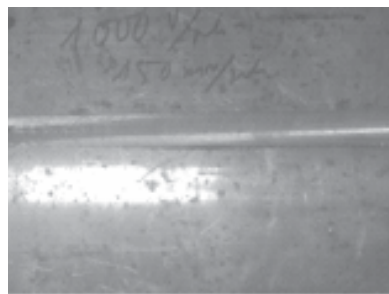
Hình 5. Máy siêu âm OLYPULSEPOCH 600



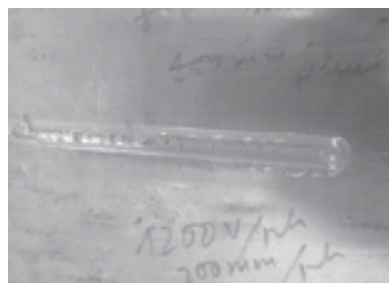
Hình 6. Máy phân tích rung động

Adash A4900 – Vibrio

2.2. Kết quả thí nghiệm



Hình 7. Mẫu hàn $S = 1000\text{v/phút}$,
 $F = 150\text{mm/phút}$, $t = 0,15\text{mm}$



Hình 8. Mẫu được hàn $S = 1200\text{v/phút}$,
 $F = 200\text{mm/phút}$, $t = 0,15\text{mm}$



Hình 9. Kết quả siêu âm mẫu:
 $S = 1000\text{v/phút}$, $F = 150\text{mm/phút}$, $t = 0,15\text{mm}$

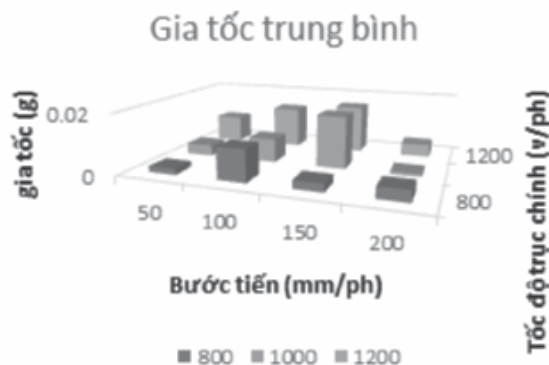


Hình 10. Kết quả siêu âm mẫu:
 $S = 1200\text{v/phút}$, $F = 200\text{mm/phút}$, $t = 0,15\text{mm}$
Bảng 1.1. Kết quả kiểm tra độ bền kéo khi S ; F thay đổi

TT	Tốc độ quay (S), v/phút	Vận tốc hàn (F), mm/phút	Lượng dịch chuyển (mm)	Kết quả kéo lần 1 (MPa)	Kết quả kéo lần 2 (MPa)	Kết quả kéo lần 3 (MPa)	Giá trị trung bình
01	800	50	0.15	134,3	135,1	135,3	134,9
02	800	100	0.15	155,3	156,0	155,6	155,6
03	800	150	0.15	167,8	168,2	170,2	168,7
04	800	200	0.15	159,3	158,7	158,3	158,7
05	1000	50	0.15	155,1	155,7	156,3	155,7
06	1000	100	0.15	169,8	168,4	168,9	169,0
07	1000	150	0.15	170,5	171,2	172,4	171,4
08	1000	200	0.15	168,5	167,9	167,3	167,9
09	1200	50	0.15	141,5	140,4	139,2	140,5
10	1200	100	0.15	153,4	155,3	155,9	154,9
11	1200	150	0.15	161,4	163,3	164,2	162,9
12	1200	200	0.15	159,4	158,4	157,6	158,4

2.3. Xử lý số liệu và thảo luận kết quả

Từ các kết quả thí nghiệm sử dụng phần mềm Excel, ta có đồ thị sau:



Hình 11. Sơ đồ giá trị trung bình khi hàn FSW nhôm A5052

Từ đồ thị (hình 11), ta thấy khi hàn FSW sử dụng với 12 bộ phối để thực hiện 12 chế độ hàn khác nhau, khi hàn ở các chế độ: S = 1000v/phút; t = 0,15mm; F = 50mm/phút; 100mm/phút; 150mm/phút; 200mm/phút. Chất

lượng mối hàn tăng lên, tuy nhiên kim loại vẫn chưa điền đầy mối hàn, bên trong còn có rỗ xốp, chất lượng mối hàn đã đạt 70-90% so với tính chất của kim loại ban đầu. Ở chế độ hàn này, do ta khuấy ở tốc độ cao [3, 7], chế độ dịch chuyển tăng lên nên khi kim loại bị khuấy chảy loãng đều hơn, do nhiệt truyền vào vùng hàn nhiều hơn, phần kim loại bị khuấy đã được hòa trộn vào nhau, vận tốc đỉnh tăng tuyến tính với chế độ dịch chuyển khi hàn. Ở chế độ hàn này xảy ra trung bình nên một phần nhiệt sinh ra cũng đã bị truyền vào mặt đe (phần đồ gá). Như vậy, đối với nhôm A5052 khi hàn FSW, ta nên sử dụng chế độ này để hàn, đặc biệt khi S = 1000 v/phút; F = 150mm/phút; t = 0, 15mm đã cho chất lượng mối hàn tốt nhất.

3. KẾT LUẬN

Đo rung động để đánh giá chất lượng mối hàn khi hàn FSW đã giải quyết được một phần khó khăn của việc phải sử dụng các thiết bị đo phức tạp, đắt tiền. Khi rung động tăng làm nhiệt sinh ra ở vùng hàn lớn, kim loại bị chảy

loãng nhiều hơn nên dễ điền đầy mối hàn. Trong thí nghiệm trên, ta thấy sử dụng chế độ hàn S = 1000 v/phút; F = 150mm/phút; t = 0,15mm, đã cho chất lượng mối hàn tốt nhất. Khi tăng vận tốc khuấy lên cao hơn S = 1200 v/phút, chất lượng mối hàn giảm do sự phối hợp giữa S và F chưa tốt, nên kim loại chảy loãng và kết tinh lại chưa tốt, chất lượng mối hàn kém hơn so với chế độ hàn S = 1000 v/phút; F = 150mm/phút.

Lời cảm ơn:

Tác giả xin cảm ơn Ban Giám hiệu và các đơn vị Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: 10/02/2024

Ngày phản biện: 12/3/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Mehmet Erdem (2015), "Investigation of structure and mechanical properties of copper-brass plates joined by friction stir welding", Int J Adv Manuf Technol 76:1583-1592.
- [2]. Emad Salari, Mohammad Jahazi, Alireza Khodabandeh, Hadi Ghasemi Nanesa (2016), "Friction stir lap welding of 5456 aluminum alloy with different sheet thickness: process optimization and microstructure evolution", Int J Adv Manuf Technol 82:39-48.
- [3]. Furkan Sarsılmaz, Ulas Caydas (2009), "Statistical analysis on mechanical properties of friction-stir-welded AA 1050/AA 5083 couples", Int J Adv Manuf Technol 43:248-255.
- [3]. Shailesh Kumar Singh, K. Chattopadhyay and Pradip Dutta (2020), "Determination of Optimum Process Parameters and Residual Stress in Friction Welding of Thixocast A356 Aluminum Alloy", The Minerals, Metals & Materials Society and ASM International <https://doi.org/10.1007/s11663-020-01948>.
- [4]. Bárbara Victoria G. de Viveiros, Rejane Maria P. da Silva, Uvime Donatus, Isolda Costa (2023), "Welding and galvanic coupling effects on the electrochemical activity of dissimilar AA2050 and AA7050 aluminum alloys welded by Friction Stir Welding (FSW)", Electrochimica Acta, Volume 449, 1 May 2023, 142196.
- [5]. Debnay Das, Swarup Bag, Sukhomay Pal (2023), A phenomenological model for the prediction of defects in similar and dissimilar friction-stir-welding (FSW), <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-96020-5.00081-9>.
- [6]. M.A. Sánchez Miranda, G.M. Domínguez Almaraz, J.J. Villalón López, J.A. Ruiz Vilchez (2022), "Control of principal processing parameters for "defect suppression model" for fixed pin friction-stir-welding (FSW)", <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.03.085>.
- [7]. Jogendra Kumar, Sujay Majumder, Arpan Kumar Mondal, Rajesh Kumar Verma (2022), "Influence of rotation speed, transverse speed, and pin length during underwater friction stir welding (UW-FSW) on aluminum AA6063: A novel criterion for parametric control". International Journal of Lightweight Materials and Manufacture, Volume 5, Issue 3, September 2022, Pages 295-305.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG THỊ GIÁC MÁY TÍNH NHẬN DIỆN TÌNH TRẠNG HƯ HỎNG Lốp Ô TÔ

RESEARCH ON COMPUTER VISION APPLICATION TO IDENTIFY CAR TIRES DAMAGES

ThS. Tạ Thị Thanh Huyền*, ThS. Nguyễn Quang Cường, PSG, TS. Nguyễn Thành Công, Nguyễn Văn Đoàn

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Cùng với sự tăng trưởng kinh tế, ô tô trở thành một phương tiện đi lại và không thể thay thế. Lốp xe là bộ phận quan trọng của ô tô, sự làm việc của lốp liên quan chặt chẽ với sự chuyển động của ô tô và các hệ thống. Do đó hao mòn, hư hỏng của lốp chính là nguyên nhân gây ra nhiều vụ tai nạn giao thông. Vì vậy, việc chẩn đoán hư hỏng của lốp đã trở thành một trong những yếu tố cần thiết quyết định độ an toàn của xe. Bài báo trình bày phương pháp ứng dụng công nghệ thị giác máy tính để nhận diện tình trạng hư hỏng của lốp ô tô. Thông qua việc thu thập dữ liệu hình ảnh về tình trạng lốp, xây dựng mô hình YOLO (You Only Look Once) để xử lý ảnh. Phương pháp này giúp nhận dạng được đối tượng là một số tình trạng hư hỏng trên bề mặt lốp ô tô và nhanh chóng có thể khuyến cáo tới người sử dụng phương tiện.

Từ khóa: Ô tô; Thị giác máy tính; Hư hỏng lốp; Chẩn đoán.

ABSTRACT

Along with economic growth, cars become an irreplaceable means of transportation. Tires are an important part of the car, the working of the tire is closely related to the movement of the car and its systems. Therefore, tire wear and damage is the cause of many traffic accidents. Therefore, diagnosing tire damage has become one of the key factors determining vehicle safety. This article presents a method of applying computer vision technology to identify the deterioration of car tires. Through collecting image data about tire characteristics, building a YOLO (You Only Look Once) model to process images. Through this method, it helps to identify some damaged conditions on the surface of car tires and quickly advise vehicle users.

Keywords: Automotive; Computer vision; Tire damage; Diagnosis.



1. TỔNG QUAN

Với sự phát triển của ngành công nghiệp, ô tô dần trở thành phương tiện di chuyển chính của hầu hết người dân. Theo thống kê, hơn một nửa số vụ tai nạn giao thông trên thế giới chủ yếu là các vấn đề về lốp, rất nhiều trong số chúng là do lốp bị mòn, thủng, một số ít là do nổ lốp trong quá trình sử dụng. Nguyên nhân chính gây ra tình trạng này thường là do lốp đã bị mòn nghiêm trọng, áp suất lốp không đúng, quá hạn sử dụng, hoặc do điều kiện sử dụng quá khắc nghiệt.

Lốp ô tô là linh kiện quan trọng của ô tô trong việc đảm bảo khả năng truyền lực, khả năng chịu tải, tạo độ êm dịu và duy trì hướng chuyển động của ô tô. Trong quá trình sử dụng, lốp tiếp xúc trực tiếp với mặt đường và chịu tải trọng của ô tô, lực ma sát,... Lốp xe thường làm việc trong điều kiện khắc nghiệt như quá tải, tốc độ cao, hoặc làm việc ở khu vực có nhiệt độ cao thường dẫn đến hư hỏng hoặc thoát khí. Một số lốp dù chưa tới hạn phải thay nhưng đã có những hư hại khiến chúng không đủ tiêu chuẩn để tiếp tục vận hành. Bên cạnh đó, việc chẩn đoán lốp có nhiều bất cập, phương pháp chủ yếu là sử dụng nhân công để chẩn đoán các hư hỏng trên lốp, độ chính xác của phương pháp này còn hạn chế và phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố ngoại cảnh. Do đó, việc phát triển một phương pháp chẩn đoán lốp có độ ổn định và chính xác cao chính là một trong những bài toán khó giải nhất trong ngành công nghiệp chế tạo, sản xuất phương tiện giao thông.

2. CƠ SỞ XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHẨN ĐOÁN HƯ HỎNG LỐP BẰNG HÌNH ẢNH

2.1. Các dạng hư hỏng lốp trên ô tô

- Lốp xe bị phồng: Đây là tình trạng xuất

hiện những khối phồng với kích thước khác nhau giống như bong bóng tại vị trí các thành bên của lốp, rất dễ quan sát bằng mắt thường. Theo thời gian, khối không khí bên trong lốp sẽ tích tụ với mật độ dày đặc, tạo các vết lõm bất thường dọc theo thành lốp. Ngoài quan sát bằng mắt thường, người dùng có thể dựa vào cảm giác lái để biết tình trạng của lốp.



Hình 2.1. Lốp xe bị phồng

- Lốp xe bị nứt: Đây là hiện tượng lốp cao su trên bề mặt lốp bị tách thành vệt, do lốp xe sẽ xuống cấp một cách tự nhiên sau một khoảng thời gian dài sử dụng vì chúng được làm từ cao su. Khi cao su bị lão hóa, nó sẽ mất đi lớp dầu/keo bảo vệ làm cho lốp xe trở nên giòn, bắt đầu phát triển các vết nứt và bắt đầu rạn.



Hình 2.2. Lốp xe bị nứt

- Lốp xe bị thủng: Phần lớn trường hợp thủng lốp là do lốp xe chịu tác động từ bên ngoài, dễ thấy nhất đó là từ những vật liệu sắc nhọn, mảnh vụn cứng rơi ngoài đường, có một vài nguyên nhân khác khá hiếm gặp đó là do áp suất lốp quá cao hoặc quá thấp làm cho bề mặt lốp nhanh mòn, lốp bị lão hóa nhanh và dễ bị rách.



Hình 2.3. Lốp xe bị thủng

- Lốp xe bị mòn: Lốp xe bị mòn là hiện tượng lớp cao su bên ngoài của lốp bị mòn đi do sử dụng hoặc tuổi tác. Các biểu hiện rõ nhất của lốp xe bị mòn bao đó là các rãnh sâu trên lốp sẽ không còn đủ sâu để giữ được độ bám trên đường, dẫn đến việc lốp xe bị trơn trượt và không còn đủ khả năng kiểm soát xe.



Hình 2.4. Lốp xe bị mòn

2.2. Các phương pháp chẩn đoán lốp hiện nay

- Kiểm tra thủ công: Là phương pháp được sử dụng đại trà nhất hiện nay. Với ưu

điểm là chi phí đầu vào thấp, nhanh chóng, tiện lợi, không ít các doanh nghiệp và cửa hàng sửa chữa/bảo dưỡng ô tô tại Việt Nam sử dụng. Không cần đến máy móc đắt tiền, hiện đại, một người thợ có trình độ trung bình cũng có thể chẩn đoán ra được các lỗi mà một chiếc lốp có thể gặp. Tuy nhiên, phương pháp này lại có nhược điểm là dễ bị ảnh hưởng bởi các yếu tố tâm lý, cảm xúc của con người. Ngoài ra, chỉ quan sát bằng mắt có thể làm cho kỹ thuật viên bỏ sót những lỗi nhỏ, khiến cho việc chẩn đoán bị mất đi tính chính xác.



Hình 2.5. Kiểm tra thủ công lốp ô tô

- Cấy chip RFID vào lốp: Các phương pháp truyền thống như đặt chip RFID vào lốp hoặc sử dụng phương pháp mô hình hóa bằng phần tử hữu hạn để mô phỏng sự mòn lốp đều đắt đỏ và không hiệu quả trong việc kiểm tra lốp xe dân dụng, mặc dù chúng có độ chính xác và độ ổn định rất cao. Độ an toàn cũng gần như tuyệt đối vì có thể phát hiện những thay đổi nhỏ nhất.



Hình 2.6. Công nghệ RFID trên lốp



- Kiểm soát lốp bằng cảm biến áp suất lốp TPMS: Là một phương pháp rất được ưa chuộng trong những năm gần đây. Đối với những xe có cung đường di chuyển ngắn hoặc bằng phẳng, đây là phương pháp hữu hiệu để phòng chống tai nạn đến từ lốp, giúp người lái sớm nhận ra được sự bất thường của xe, từ đó có những phương án giải quyết hợp lý, an toàn. Nhược điểm của phương pháp này là không thể nhận biết được các hư hỏng tới từ bề mặt lốp, dẫn đến không thể nhận biết khi nào lốp đã xuống cấp và nên thay.



Hình 2.7. Cảm biến áp suất lốp TPMS

- Sử dụng tia X quang để quét cấu trúc lốp của lốp: Phương pháp này giúp người sử dụng nhận biết được những hư hỏng trong cấu trúc của lốp và những hư hỏng ở thành trong của lốp – nếu sử dụng phương pháp kiểm tra thủ công thì không thể nhận biết được. Tuy nhiên, phương pháp này chi phí cao do giá thành máy chụp X quang chuyên dụng là cực kỳ đắt đỏ. Khi kiểm tra cần phải tháo lốp và đặt trước một màn chiếu nên không thuận tiện và không kinh tế khi áp dụng đại trà.



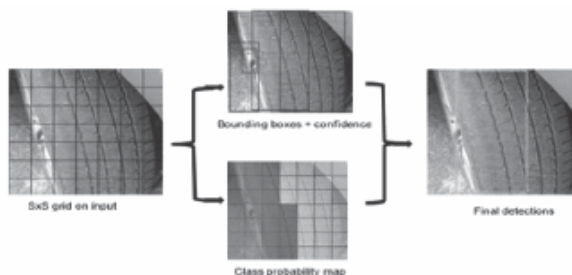
Hình 2.8. Sử dụng tia X để quét cấu trúc lốp

2.3. Giới thiệu về YOLO

Dò tìm đối tượng là một bài toán quan trọng trong lĩnh vực thị giác máy tính, thuật toán dò tìm đối tượng được chia thành hai nhóm chính:

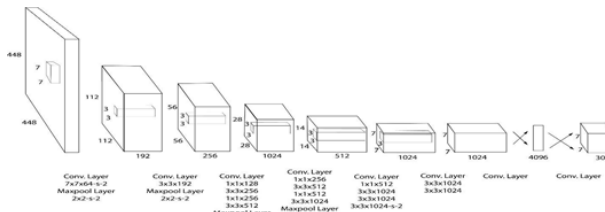
- Họ các mô hình RCNN (Region-Based Convolutional Neural Networks) để giải quyết các bài toán về định vị và nhận diện vật thể.

- Họ các mô hình về YOLO (You Only Look Once) dùng để nhận dạng đối tượng được thiết kế để nhận diện các vật thể thời gian thực. YOLO là một mô hình mạng CNN cho việc phát hiện, nhận dạng, phân loại đối tượng. Mô hình hoạt động YOLO được tạo ra từ việc kết hợp giữa các lớp tích chập 3D (convolutional layers) và các lớp được kết nối (connected layers). Trong đó, các lớp tích chập sẽ trích xuất ra các đặc điểm của hình ảnh, còn các lớp được kết nối đầy đủ sẽ dự đoán ra xác suất đó và tọa độ của đối tượng. Đầu vào của mô hình là một ảnh, mô hình sẽ nhận dạng ảnh đó có đối tượng nào hay không, sau đó sẽ xác định tọa độ của đối tượng trong bức ảnh. Ảnh đầu vào được chia thành $S \times S$, $S \times S$ ô thường thì sẽ là 3×3 , 7×7 , 9×9 ... việc chia ô này có ảnh hưởng tới việc mô hình phát hiện đối tượng, mô hình hoạt động của YOLO được thể hiện trong hình 2.9 [1].



Hình 2.9. Mô hình cách thức hoạt động của YOLO

Thuật toán YOLO lấy hình ảnh làm đầu vào, sau đó sử dụng mạng nơ-ron tích chập sâu đơn giản để phát hiện các đối tượng trong ảnh. Kiến trúc mô hình CNN của YOLO được hiển thị trong hình 2.10.



Hình 2.10. Kiến trúc của YOLO

Hai mươi lớp tích chập đầu tiên của mô hình được đào tạo trước với ImageNet bằng cách cắm vào một lớp tổng hợp trung bình tạm thời (temporary average pooling) và lớp được kết nối đầy đủ (fully connected layer). Sau đó, mô hình đào tạo trước này được chuyển đổi để thực hiện phát hiện. Lớp được kết nối đầy đủ cuối cùng của YOLO dự đoán cả xác suất của lớp và tọa độ khung giới hạn.

YOLO chia hình ảnh đầu vào thành lưới $S \times S$. Nếu tâm của một đối tượng rơi vào một ô lưới thì ô lưới đó có nhiệm vụ phát hiện đối tượng đó. Mỗi ô lưới dự đoán các khung giới hạn và điểm tin cậy cho các khung đó. Các điểm tin cậy này phản ánh mức độ tin cậy của mô hình rằng hộp chứa một đối tượng và mức độ chính xác mà mô hình cho rằng khung được dự đoán. YOLO dự đoán nhiều khung giới hạn trên mỗi ô lưới. Tại thời điểm đào tạo, ta chỉ muốn một bộ dự đoán khung giới hạn thể hiện cho từng đối tượng. YOLO chỉ định bộ dự đoán dựa trên chỉ số IOU hiện tại cao nhất với thực tế. Điều này dẫn đến sự chuyên môn hóa giữa các bộ dự đoán hộp giới hạn. Mỗi công cụ dự đoán trở nên tốt hơn trong việc dự báo các kích thước, tỷ lệ khung hình hoặc loại đối tượng nhất định, cải thiện tổng thể hiệu năng. Một kỹ thuật quan trọng được sử dụng trong

các mô hình YOLO là NMS (non-maximum suppression). NMS là một bước hậu xử lý được sử dụng để cải thiện độ chính xác và hiệu quả của việc phát hiện đối tượng. Trong phát hiện đối tượng, thông thường có nhiều khung giới hạn được tạo cho một đối tượng trong một hình ảnh. Các khung giới hạn này có thể chồng lên nhau hoặc nằm ở các vị trí khác nhau, nhưng tất cả chúng đều đại diện cho cùng một đối tượng. NMS được sử dụng để xác định và loại bỏ các khung giới hạn dư thừa hoặc không chính xác và đề xuất một khung giới hạn duy nhất cho từng đối tượng trong ảnh.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHẨN ĐOÁN HƯ HỎNG LỚP Ô TÔ SỬ DỤNG THUẬT TOÁN YOLO

3.1. Xây dựng mô hình huấn luyện

Dựa trên nguyên lý của YOLO xây dựng hệ thống nhận diện lỗi hỏng trên lớp ô tô thông qua hình ảnh được thể hiện trên sơ đồ Hình 3.1. Biểu hiện trên bề mặt lớp gồm các tình trạng sau: Phồng, nứt, mòn, hỏng.



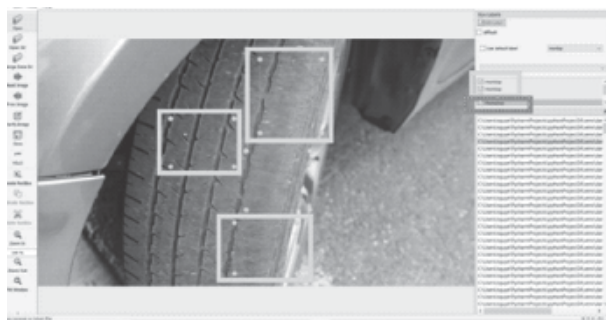
Hình 3.1. Sơ đồ hệ thống nhận dạng lỗi hỏng trên
lốp xe ô tô

- Tạo thư viện ảnh mẫu: Tìm dữ liệu là các hình ảnh có thể hiện các dạng hỏng được phân biệt thông qua các tệp dữ liệu phân thành 4 nhóm: Phồng, nứt, mòn, thủng.

Bảng 1. Phân loại hình ảnh theo các dạng hư hỏng của lốp

File stt	Mòn	Nứt	Thủng	Phồng
1	Mon1.Jpg	Nut1.Jpg	Thung1.Jpg	Phong1.Jpg
2	Mon2.Jpg	Nut2.Jpg	Thung2.Jpg	Phong2.Jpg
3	Mon3.Jpg	Nut3.Jpg	Thung3.Jpg	Phong3.Jpg
4	Mon4.Jpg	Nut4.Jpg	Thung4.Jpg	Phong4.Jpg
5	Mon5.Jpg	Nut5.Jpg	Thung5.Jpg	Phong5.Jpg
6	Mon6.Jpg	Nut6.Jpg	Thung6.Jpg	Phong6.Jpg
7	Mon7.Jpg	Nut7.Jpg	Thung7.Jpg	Phong7.Jpg
...	...	...	...	...
n	Monn.Jpg	Nutn.Jpg	Thungn.Jpg	Phongs.Jpg

- Xây dựng dữ liệu: Là bước xử lý ảnh thông qua việc gắn nhãn cho các đối tượng cụ thể trong hình ảnh, từ đó có thể nhận biết và định danh chúng. Gắn nhãn trong xử lý hình ảnh cung cấp dữ liệu đánh giá và huấn luyện cho các thuật toán học máy và mạng nơ-ron. Việc sử dụng dữ liệu gắn nhãn giúp cải thiện khả năng dự đoán và hiệu suất của các mô hình học máy trong việc xử lý hình ảnh. Mỗi nhãn cũng thể hiện tọa độ bao gồm (x,y,w,h).



monlop {X = 0.53775, Y = 0.278417, W = 155102, H = 228675
thunglop X = 0.521429, Y = 0.662432, W = 0.142857, H = 0.294011

Các file gắn nhãn có thể được lưu trữ dưới dạng văn bản hoặc định dạng tệp tin đặc biệt như JSON, XML hoặc CSV, tùy thuộc vào yêu cầu của bài toán và công nghệ sử dụng.

- Tạo mô hình nhận diện hư hỏng trên bề mặt lốp bằng việc xây dựng thuật toán sử dụng YOLO để nhận dạng hư hỏng trên lốp như hình.



Hình 3.2. Thuật toán sử dụng YOLO nhận diện đối tượng thông qua hình ảnh

Chúng ta sẽ tiến hành huấn luyện cho hệ thống nhận dạng 4 dạng hỏng thông qua Google Colab [3]. Các bước huấn luyện được thể hiện trên hình 3.2. Sau khi huấn luyện mô hình trên Colab sẽ tạo ra một tệp dữ liệu weight, ta có thể sử dụng tệp dữ liệu weight đó để thực hiện dự đoán trên các hình ảnh. Tệp dữ liệu weight (còn được gọi là checkpoint) chứa các thông số (weights) của mô hình YOLO sau khi được huấn luyện. Các thông số này là các ma trận số thực biểu diễn trọng số của các tầng

trong mạng neural network. Nhờ vào các trọng số này, mô hình YOLO có khả năng dự đoán các đối tượng trong ảnh hoặc video. Khi sử dụng file weight, cần tải vào mô hình YOLO tương ứng và sử dụng nó để khởi tạo trạng thái của mô hình. Điều này cho phép mô hình có khả năng dự 48 đoán các đối tượng trong ảnh mới mà không cần huấn luyện lại từ đầu. Tập dữ liệu weight cần được sử dụng cùng với các tập cấu hình (configuration files) của mô hình YOLO tương ứng. Tập cấu hình chứa thông tin về kiến trúc mạng, kích thước đầu vào, số lớp, các thông số huấn luyện và các cài đặt khác của mô hình.

```
+ ML + Vẽ ảnh
[1] from google.colab import drive
drive.mount('/content/drive')

Mounted at /content/drive

[4] !cd /content
!mkdir -p /content/drive/My Drive/YOLO/darknet_cup
!cd /content/darknet

[5] !cd /content/darknet
!sudo apt install doxygen
!doxygen cfg/yolov3.cfg train.txt val.txt yolo.names yolo.data

# Tải mô hình
mkdir temp = mkdir('darkfile','w')
list_of_files = subfindtemp('./darkfile')
list_of_files[0] = "M000- generate arch-compute_35,code-run_35 \\\n"

mkdir temp = mkdir('darkfile','w')
mkdir temp.mkdir(temp.mkdir(list_of_files))
mkdir temp.mkdir(temp.mkdir(list_of_files))

!cd /content/darknet
!make clean

!rm /content/darknet/backup -r
!ln -s /content/drive/My Drive/ML/backup /content/darknet

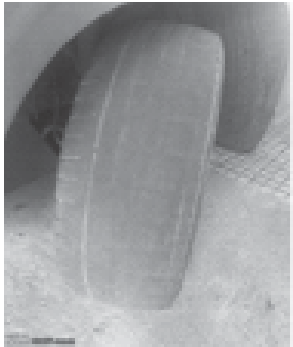
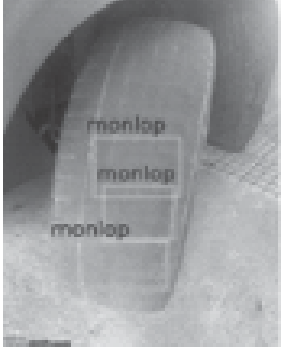
%cd /content/darknet
!./darknet detector train yolo.data cfg/yolov3.cfg darknet53.conv.74
```

Hình 3.3. Các bước train trên Colab

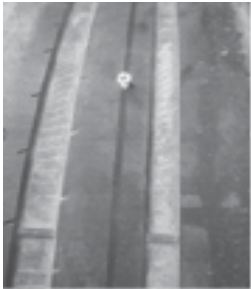
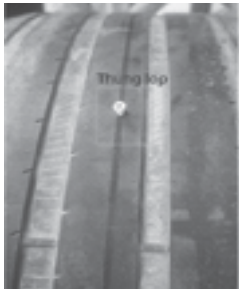
3.2. Kết quả thử nghiệm

Thực hiện đưa các hình ảnh lốp xe vào tập dữ liệu Input_mon và cho kết quả xác định trạng thái hư hỏng lốp thông qua hình ảnh ở tập dữ liệu Output_mon như trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả xác định trạng thái hư hỏng lốp

STT	Input_mon	Output_mon
1		
2		



3		
4		
5		
6		

4. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày phương pháp chẩn đoán lốp bằng hình ảnh. Nội dung công việc bao gồm thiết lập cơ sở dữ liệu ảnh gốc và thực hiện tiền xử lý và trích xuất tính năng kết cấu trên ảnh gốc. Sau đó nhập các đặc trưng được trích xuất vào bộ phân loại để huấn luyện và kiểm tra mô hình. Căn cứ vào đó để dự đoán các đối tượng trong ảnh hoặc video và ghi nhận kết quả. ❖

Ngày nhận bài: 15/3/2024

Ngày phản biện: 16/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Jianchen Zhu, Kaixin Han and Shenlong Wang. *Automobile tire life prediction based on image processing and machine learning technology*.
- [2]. S Z Zhang et al (2020). *Design of tire damage image recognition system based on deep learning*, J. Phys.: Conf. Ser. 1631 012015 và một vài tài liệu khác.
- [3]. 01.01-Help-And-Documentation.ipynb - Colaboratory (google.com)
- [4]. auth - Ultralytics YOLOv8 Docs

MODAL ANALYSIS OF BICYCLE FRAME USING FINITE ELEMENT METHOD

PHÂN TÍCH DẠNG DAO ĐỘNG KHUNG XE ĐẠP SỬ DỤNG PHẦN TỬ HỮU HẠN

Vu Truong Hy¹, Nguyen Khac Hai Long¹, Pham Huy Hoang^{2,*}

¹Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh University of Technology

²Faculty of Mechanical Technology, Ho Chi Minh University of Industry and Trade

ABSTRACT

This paper deals with the validation of vibration analysis of a simple bike chassis. Vibrations are the phenomenon observed by bodies where oscillations take place about an equilibrium point. It is observed in every component. Vibrations in some cases are an unnecessary phenomenon. Vibrations induce cyclic loads which lead to fatigue failure which in turn reduced the lifetime and durability of the product. Modal analysis is one of the methods applied to find the vibration characteristics of a structure. With the help of Ansys software, we can infer how the chassis behaves at different frequencies. The bicycle frame used in this article is diamond shape and made of aluminum alloy 6061.

Keywords: Bicycle Frame; FEM; Modal Analysis; Natural Frequency; Mode Shape.

TÓM TẮT

Bài báo trình bày việc phân tích dạng dao động của khung xe đạp đơn giản. Dao động là hiện tượng mà vật thể chuyển động qua lại vị trí cân bằng. Dao động trong nhiều trường hợp là không cần thiết vì nó liên quan tới tải thay đổi co chu kỳ dẫn tới hư hỏng do mỏi, giảm tuổi thọ của sản phẩm. Phân tích dạng dao động là một trong những phương pháp được áp dụng để tìm ra các đặc tính rung động của kết cấu. Với sự trợ giúp của phần mềm Ansys, chúng tôi có thể xác định được cách hoạt động của khung xe ở các tần số riêng khác nhau. Khung xe đạp được sử dụng trong nghiên cứu này có dạng hình kim cương và được làm bằng hợp kim nhôm 6061.

Từ khóa: Khung xe; Phần tử hữu hạn; Tần số riêng; Dạng dao động.



1. INTRODUCTION

Vibrations are one of the underlying phenomena experienced in every day to day object. Cyclic loads produce stress withing the structures which reduce the strength and life of the object in use. If the frequency of the driving force matches one of the natural frequencies of the object, it causes deflections of huge amplitudes. Understanding the nature and attempting to study its properties helps us in understanding the dynamic properties of a structure and measuring its vibration parameters. Based on the object under study, we need to select an appropriate method of testing. Taking the bicycle frame into account, the problem we are faced with is to study its modal properties and compare the static modal study with the operational effects induced by the running engine on the chassis. In this paper, we attempt to find out the natural frequencies of the frame, the mode shapes generated with computer simulations, and validate this with experimental data acquired via modal analysis.

Modal analysis is an essential technique in structural engineering and design, used to study the dynamic behavior of structures under different loading conditions. It helps engineers understand the natural frequencies, mode shapes, and damping characteristics of a structure, providing valuable insights into its response to vibrations and oscillations. We use Ansys, a widely-used engineering simulation software, offers powerful tools for conducting modal analysis.

2. MATERIAL

This paper is modal analysis of bicycle frame so the material for making the bicycle also has an impact on the results because material decide the strength of frame. High

compressive and tensile strength of frames assured safety of users and also it increases the life of bicycle frame. At present the materials are used for making bicycle frame as various mechanical properties. Steel, Aluminum Alloy, Titanium, Carbon Fiber etc. used as common material in frame construction.

Among all generally aluminum alloy (6061 Al of series 6000) with composition of Si and Mg are most usable as it has high weldability, light weight, high strength (at stresses) and good corrosion properties. That's why we chose aluminum alloy 6061 as the material for the bicycle frames analyzed in this paper. The mechanical properties of Al6061 are shown in the table below.

Aluminium Alloy 6061		
Data	Symbol	Value
Young's Modulus	E	70 GPa
Density	p	2700kg/m ³
Poisson's ratio	v	0.34

3. MODELLING OF BICYCLE FRAME

The bicycle frame is designed in Solidworks, after making model in Solidworks, model file named XYZ.IGS is imported in Ansys software. Static structural is selected for the analysis. The mass of this model is 2.2 kg.

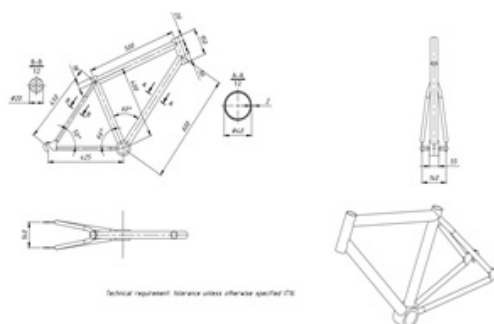


Figure 1. Model Solidworks of bicycle frame

4. FEM ANALYSIS OF BICYCLE FRAME USING ANSYS

- Meshing and details

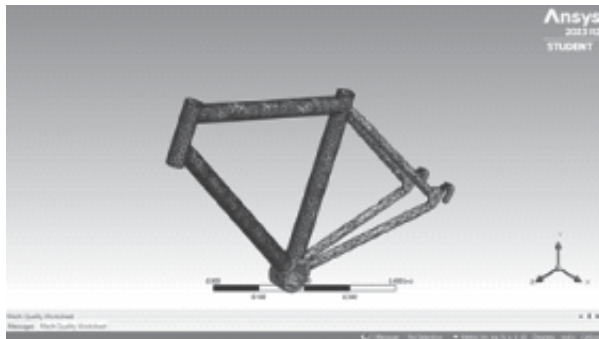


Figure 2. Meshed bike frame model

Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
☐ Element Size	Default
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
☐ Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	1.0719 m
Average Surface Area	5.8964e-003 m ²
Minimum Edge Length	9.8042e-005 m
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	
☐ Nodes	58009
☐ Elements	28580
Show Detailed Statistics	No

Figure 3. Details of mesh

- Modal analysis

The meshed model was imported on Ansys to perform modal analysis. The first 6 modes were analyzed along with the frequencies.

Tabular Data		
	Mode	☒ Frequency [Hz]
1	1.	104.91
2	2.	171.24
3	3.	290.94
4	4.	320.49
5	5.	330.27
6	6.	399.11

Figure 4. 6 first natural frequencies of bicycle frame

+ **Mode 1 = 104.91 Hz**

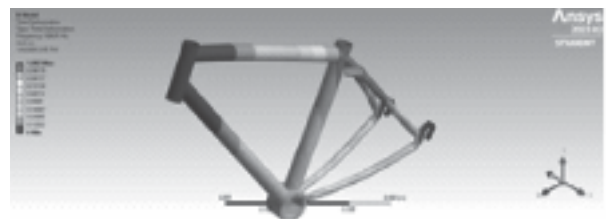


Figure 5. Mode 1

⇒ Comment: For mode 1, the natural frequency value is 104.91 Hz, where the maximum deformation occurs on the area of the seating and area between 2 seat stays and seat tube, while the minimum deformation occurs on the joints of chain stays and seat stays and head tube.

+ **Mode 2 = 171.24 Hz**

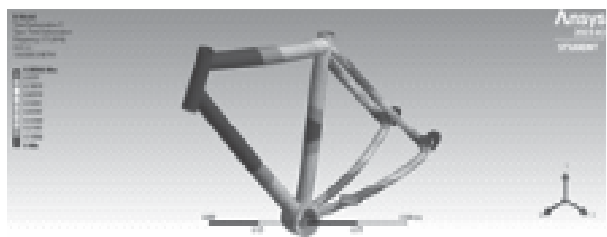


Figure 6. Mode 2

⇒ Comment: For mode 2, the natural frequency value is 171.24 Hz, where the maximum deformation occurs on the middle of 2 seat stays and 2 chain stays. In contrast, the minimum deformation occurs on the joints of chain stays and seat stays and head tube. 

+ Mode 3 = 290.94 Hz

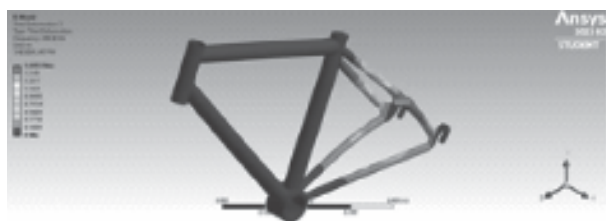


Figure 7. Mode 3

⇒ Comment: For mode 3, the natural frequency value is 290.94 Hz, where the maximum deformation occurs on the middle of 2 seat stays. In contrast, the minimum deformation occurs on other parts except chain stays.

+ Mode 4 = 320.49 Hz

⇒ Comment: For mode 4, the natural frequency value is 320.49 Hz, where the maximum deformation occurs on the area of the middle of 2 seat stays. In contrast, the minimum deformation occurs on the joints of chain stays and seat stays and head tube.



Figure 8. Mode 4

+ Mode 5 = 330.27 Hz

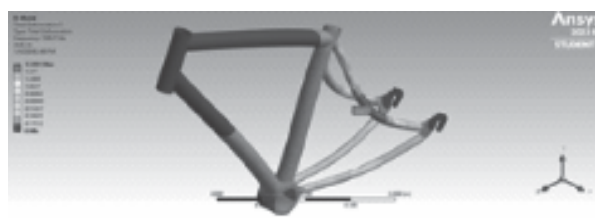


Figure 9. Mode 5

⇒ Comment: For mode 5, the natural frequency value is 320.27 Hz, where the maximum deformation occurs on the area of the middle of 2 seat stays. In contrast, the minimum deformation occurs on the joints of chain stays and seat stays and head tube.

+ Mode 6 = 399.11 Hz



Figure 10. Mode 6

⇒ Comment: For mode 6, the natural frequency value is 399.11 Hz, where the maximum deformation occurs on the area of the middle of 2 chain stays. In contrast, the minimum deformation occurs on the joints of chain stays and seat stays and head tube.

The table summary of modal analysis

Mode	Natural frequency	Maximum deformation	Minimum deformation
Mode 1	104.91 Hz	- The seating - The area between 2 seat stays and seat tube	- The joints of chain stays and seat stays - Head tube
Mode 2	171.24 Hz	- The middle of 2 chain stays - The middle of 2 seat stays	- The joints of chain stays and seat stays - Head tube

Mode 3	290.94 Hz	- The middle of 2 seat stays	- Other parts except chain stays
Mode 4	320.49 Hz	- The middle of 2 seat stays	- The joints of chain stays and seat stays - Head tube
Mode 5	330.27 Hz	- The middle of 2 seat stays	- The joints of chain stays and seat stays - Head tube
Mode 6	399.11 Hz	- The middle of 2 chain stays	- The joints of chain stays and seat stays - Head tube

5. CONCLUSION

The analysis of this bicycle frame was based on the specific condition. The bicycle frame is made from aluminum alloy Al6061 T6. The vibration analysis is conducted using FEA to obtain the six modes of frequency. From this analysis, future study can proceed on the frame to avoid these natural frequencies or minimize the vibration and deformation when the frame reaches near these frequencies. The results also show the small deformation that occurs on the bicycle frame during normal operation. In conclusion, the results are acceptable and can be improved in the future. Hence, the objective for the project is achieved.❖

References:

- [1]. Saeed Moaveni, “*Finite element analysis – Theory and application with Ansys*”, Minnesota State University, Mankato.
- [2]. P.D. Soden, B.A. Adeyefa, “*Forces Applied to a Bicycle during Normal Cycling*”, Journal of Biomechanics (1979).
- [3]. W H Tan, M Ashraf and L E Ooi, and J Niresh, “*Static and Dynamics Analysis of Bicycle Frame*”, Journal of Physics: Conference Series (2021).
- [4]. Chien-Cheng Lin, Song-Jeng Huang and Chi-Chia Liu, “*Structural analysis and optimization of bicycle frame designs*” (2017), Sage journals.
- [5]. Mr. Rajeev Gupta, Mr. G.V.R. Seshagiri Rao, “*Analysis of mountain bike frame by F.E.M*”, Mechanical Engineering, BMCT, Indore/RGPV, Bhopal, India.
- [6]. M.N.V.Krishna Veni, M.Amareswari Reddy, “*Conceptual design of bicycle frame*”, International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) – Volume 38 Number 2 – August 2016.
- [7]. Krishan Kumar Mishra, Prof. Vedansh Chaturvedi, “*Stress analysis of bicycle frame using Ansys*” (2021), International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET).
- [8]. Anup Kumar Dey, “*Introduction to Von Mises stress concept*” (2021).
- [9]. Nair Ajit, Irfanudeen S, Jeeva N G, Kavin S, Karthikeyan R, “*Design and analysis of mountain bike frame*” (2018), International Journal of Pure and Applied Mathematics.
- [10]. Akhyar Akhyar, Husaini, Hasanuddin Iskandar and Farhan Ahmad, “*Structural simulations of bicycle frame behaviour under various load conditions*” (2019), Materials Science Forum – Volume 961.
- [11]. Derek Covill, Philippe Allard, Jean-Marc Drouet, Nicholas Emerson, “*An assessment of bicycle frame behaviour under various load conditions using numerical simulations*”, (2016) Elsevier, Science Direct.

RESEARCHING THE OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS FOR COATING HARD CrN ON SKD11 STEEL SUBSTRATE

NGHIÊN CỨU TỐI ƯU HÓA BỘ THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐE PHỦ MÀNG CỨNG CrN TRÊN NỀN THÉP SKD11

Tran Van Dua^{1,*}, Pham Duc Cuong¹, Dao Duy Trung²

¹Hanoi University of Industry

²National Research Institute of Mechanical Engineering

ABSTRACT

Hard chromium nitride (CrN) coating is a type of hard coating used to cover the surface of machine components to enhance the quality of the coated surface. CrN coatings are widely used in precision mechanical engineering, cutting tools, automotive industry, metal casting industry, and medical applications. The properties of CrN hard coatings are determined by the technological parameters during the coating process. The content of this research article focuses on optimizing the technological parameters to coat the hard CrN layer on SKD11 steel substrate based on the criterion of ensuring the maximum adhesion strength of the CrN hard coating to the SKD11 steel substrate. The results of investigating other characteristics of the CrN hard coating on SKD11 steel substrate with the optimized parameters show relatively promising outcomes.

Keywords: SKD11 steel; Hard coating; CrN; Adhesion strength.

TÓM TẮT

Màng cứng CrN (chromium nitride) là một loại lớp phủ cứng dùng để phủ lên bề mặt chi tiết máy nhằm cải thiện chất lượng bề mặt chi tiết được phủ. Màn CrN được sử dụng phổ biến trong ngành công nghiệp cơ khí chính xác, dụng cụ cắt gọt, ngành công nghiệp ô tô, công nghiệp đúc kim loại và ứng dụng y tế. Đặc tính lớp phủ cứng CrN được quyết định bởi thông số công nghệ trong quá trình tạo phủ. Nội dung của bài báo nghiên cứu tối ưu hóa bộ thông số công nghệ để phủ lớp phủ cứng CrN trên nền thép SKD11 dựa trên tiêu chí đảm bảo lực bám dính của lớp phủ cứng CrN với lớp nền thép SKD11 là lớn nhất. Kết quả khảo sát các đặc tính khác của lớp phủ cứng CrN trên nền thép SKD11 với bộ thông số tối ưu cho kết quả tương đối khả quan.

Từ khóa: Thép SKD11; Màn cứng; CrN; Độ bám dính.

1. INTRODUCTION

Today, around the world, hard coatings (with thickness measured in nanometers or micrometers) capable of resisting wear, corrosion, etc., are being applied to the surfaces of cutting tools, molds, medical instruments, etc., to improve the quality of the coated surfaces [1]. Companies in the United States, Japan, Germany, and South Korea such as Kennametal, CVD Equipment Corporation, Mitsubishi Materials, Oerlikon Balzers Hyundai Wia, Doosan, and research organizations like the Korea Institute of Materials Science, are pioneering research and application of hard coatings. Countries in the region such as Taiwan, China, and Thailand are also heavily investing in surface technology, including manufacturing protective surface coatings, and have achieved significant milestones. For example, companies like Fujilloy Co., Ltd. in Thailand and Zhejiang Huijin in China have successfully produced and commercialized various types of hard coatings.

The technology for creating hard coatings through physical vapor deposition (PVD) involves depositing material vapor onto the surface to be coated in a vacuum environment. The PVD process consists of three main stages: material evaporation from the source; material transport to the surface to be coated; and deposition to form a film layer on the substrate surface. PVD technology has been widely applied to produce hard coatings such as TiN, CrN, TiAlN, DLC, AlTiN, protecting detailed surfaces and tools in industrial and everyday life. The CrN hard coating layer has high hardness (approximately 1800-2100 HV), low friction coefficient, good thermal resistance (stable up to 700°C), good wear and corrosion resistance [2; 4; 5], non-reactive (does not react

with most chemicals), stable, good adhesion to substrate material, suitable for coating on various substrates (metals, and non-metals). The properties of the CrN coating layer (adhesion of the coating layer to the substrate, friction coefficient, thickness, coherence of the coating layer, etc.) are determined by the method and technological parameters during the coating process [5, 7]. The DC pulsed magnetron sputtering method is a suitable PVD technique to produce CrN hard coatings on detailed surfaces and tools. SKD11 steel is an alloy steel, achieving hardness of about 58-60 HRC after heat treatment, suitable for use as cold work dies to improve fatigue, cracking, and elastic deformation phenomena during the operation of cold dies [10].

In this study, the research team fabricated SKD11 steel samples and coated them with a CrN hard coating using the DC pulsed magnetron sputtering method on the surface of the SKD11 steel samples. The study optimized the coating process parameters (pulse frequency, gas flow rate, coating sample temperature) based on the criterion of ensuring the maximum adhesion of the CrN hard coating layer to the SKD11 steel substrate, and investigated other properties of the CrN hard coating layer on the SKD11 steel substrate based on the optimized set of technological parameters.

2. THEORETICAL FOUNDATION/ RESEARCH METHODOLOGY

2.1. The mechanism of Pulsed DC Sputtering

Applying high-frequency pulsed DC voltage (ranging from 0 to 350 kHz) between the cathode and anode (Figure 1), Ar⁺ ions with high energy in the plasma environment bombard 

the surface of the Cr substrate, resulting in the "stripping" of Cr atoms from the Cr substrate. These Cr atoms, after being stripped from the Cr substrate and colliding with other ions in the plasma environment, transform into Cr ions. As they move towards the coating surface (SKD11 steel), they combine with nitrogen ions in the vacuum environment and deposit onto the surface of the SKD11 steel, forming the CrN coating layer [9].

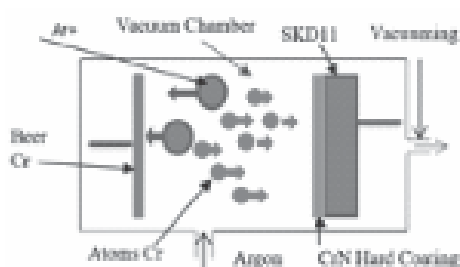


Figure 1. DC Pulse Width Modulation Mechanism

2.2. The CrN coating layer on the SKD11 steel substrate

The SKD11 steel samples with the following chemical composition: C 1.4%, Si 0.275%, Mn 0.39%, Cr 11.24%, Mo 0.83%, V 0.205%, P <0.017%, S <0.0005%, with dimensions: $\Phi 15 \times L5$ mm (Figure 2), are heat-treated to achieve a hardness in the range of $(58 \div 60)$ HRC. Subsequently, they are ground and polished to achieve a surface roughness of $R_a < 0.02 \mu\text{m}$ [9].



Figure 2. Experimental Sample

The fixed process parameters for creating the hard CrN coating layer are as follows: the distance between the coating surface and the Cr target is 100 mm, the Ar gas flow rate is $12 \text{ cm}^3/\text{minute}$, the base pressure is $8 \times 10^{-2} \text{ Pa}$, the current density is 1 A, and the coating time is 90 minutes. Three process parameters are varied to investigate the optimization of the parameter set for the CrN coating layer on the SKD11 steel substrate, as listed in Table 1 [9].

Table 1. Coating Parameters

No	Parameters	The range of values for the research parameters
1	Pulse Frequency, kHz	$50 \div 150$
2	Nitrogen Gas Flow Rate, $\text{cm}^3/\text{minute}$	$4 \div 8$
3	Coating Sample Temperature, $^{\circ}\text{C}$	$100 \div 300$

Before creating the coating, the steel sample undergoes a rigorous chemical surface cleaning process to ensure that the resulting coating adheres well to the surface [9].

The coating equipment consists of a vacuum chamber with dimensions of 300×600 mm connected to mechanical and diffusion pumps. The sputtering target is chromium (99.99%) with dimensions of 100×10 mm. Argon gas (99.99%) and nitrogen gas (99.99%) are used in the coating process, and the gas flow into the vacuum chamber is controlled by two Mass Flow Control 2179A devices from MKS. A pulse power supply device, Pinnacle TM plus, with an oscillation frequency ranging from 0-350 kHz and an output power of 5 kW, manufactured by Advanced Energy, Inc. – USA, is utilized.

2.3. Evaluation Methods for Characteristics of Hard Coating Films

2.3.1. Method for Determining Adhesion of Coating Layer

The adhesion of the coating layer to the substrate was determined using the scratch method [3, 11]. The scratch tip (1) with a radius r_0 moved relatively on the flat sample section AC, creating a cut into the sample that removed both the coating material and the substrate material. During the relative movement of the scratch tip, the applied load F_z increased linearly, while a sound sensor (2) recorded the sound intensity during the scratching process. The adhesion of the coating layer to the substrate was evaluated by the limit adhesion force L_C (N) at the position B on the scratch line where the coating began to delaminate simultaneously with a significant sudden change in sound intensity and the onset of instability. Therefore, based on the time-dependent sound signal (along the scratch path) obtained from the sound sensor attached to the scratch tip, the value of the limit adhesion force L_C of the coating layer to the substrate (Figure 3) was determined. The test to measure the adhesion of the coating layer to the substrate was conducted on a UMT-2 machine, manufactured by the American company CET, with a cutting load of 18 (N), a measurement time of 30 seconds, a cut length of 5 mm, and an acceleration rate of 0.6 (N/s).

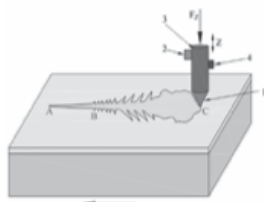


Figure 3. Principle of Adhesion Measurement between Coating and Substrate:

1 - Indentation Tip; 2 - Sound Sensor;
3 - Indentation Force Mechanism; 4 - Position Sensor

2.3.2. Friction and Wear Testing Method

The friction and wear characteristics of the coating layer were evaluated using the block-on-ring sliding motion model on a flat sample [12]. The flat sample was placed underneath, and the ring was placed on top (Figure 4). During the measurement, the sample-holding table moved back and forth perpendicular to the vertical axis, with a constant load (F_z) applied to the ring along the vertical axis. A 2D force sensor attached to the ring holder determined the friction force (F_x) generated during the sliding of the ring on the flat sample, and the friction coefficient was determined as the ratio of F_z/F_x . Simultaneously, during the measurement, a position sensor attached to the ring holder determined the depth of wear on the flat sample during the sliding of the ring on the sample. The wear rate coefficient was evaluated using the formula $k = z/t$, where z (μm) is the depth of wear, and t (s) is the sliding time of the ring on the sample surface. The experiment was conducted on a UMT-2 machine [12], using Al_2O_3 balls with a diameter of 4mm, a load of 5(N), a displacement distance of 600mm, a sliding speed of 10mm/s, a temperature of 240°C, and a humidity of 70% during the measurement.

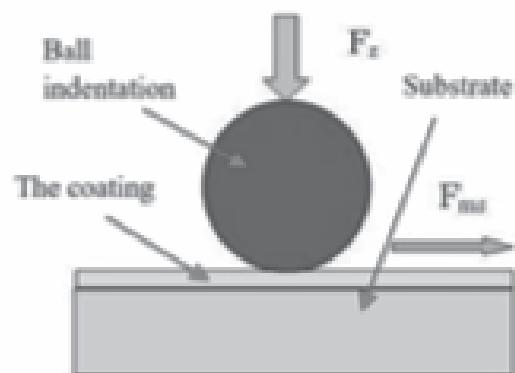


Figure 4. Principle of reciprocating friction and wear measurement, ball on flat sample

2.3.3. Method for evaluating various properties of the coating layer [1-6, 9, 12]

The chemical composition of the coating layer is determined using Energy Dispersive X-ray Spectroscopy (EDX) method. The structure of the coating layer is identified using X-ray Diffraction (XRD) method. The morphology of the coating layer is determined using Atomic Force Microscopy (AFM) method. The thickness of the coating layer is measured using the stylus profilometer method. The hardness of the coating layer is determined using the Vickers hardness method.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Optimizing the parameters of the coating technology

To study the optimization of the coating process parameters (pulse frequency (A), nitrogen gas flow rate (B), and temperature of the SKD11 steel substrate (C)), a total of 15 experiments were conducted using the Box-Behnken experimental design method. The results of measuring the adhesion force of the CrN hard coating layer on the SKD11 steel substrate are summarized in Table 2 [11].

Table 2. Results of measuring the adhesion strength limit of the CrN coating to the SKD11 steel substrate.

No	Pulse frequency - A (kHz)	Gas flow rate - B (cm ³ /minute)	Substrate temperature - C (°C)	L _c [N]
1	100	8	300	12.0
2	100	4	100	9.6
3	50	4	200	9.0
4	100	4	300	11.7
5	150	8	200	10.5
6	50	8	200	9.2
7	100	8	100	10.5
8	150	6	300	12.2
9	100	6	200	13.3
10	150	6	100	11.5
11	50	6	100	9.9
12	50	6	300	12.2
13	150	4	200	9.0
14	100	6	200	13.1
15	100	6	200	12.9

The optimal set of technological parameters selected to coat the CrN hard coating layer on the SKD11 steel substrate must ensure that the adhesion force of the CrN coating layer to the SKD11 steel substrate is maximized. Running the corresponding optimization function of the Minitab software yielded the optimal value of the objective function L_c as: $L_{cMAX} = 13.96$ (N), corresponding to the optimal values of the coating technological parameters: Pulse frequency $A = 99.54$ [kHz]; Nitrogen gas flow rate $B = 6.18$ [sccm]; Substrate coating temperature $C = 300$ [°C]. Repeating the experiment resulted in an adhesion force limit value of $LC = 13.85$ [N]. The experimental results indicate that the regression model is suitable, and the adhesion of the CrN coating layer to the SKD11 steel substrate is stable and relatively high.

3.2. Evaluating other properties of the CrN coating

3.2.1. The structure and mechanical properties of the coating layer

The chemical composition of the CrN hard coating layer measured by scanning electron microscopy with energy-dispersive X-ray spectroscopy (SEM/EDX) showed that the CrN coating layer was fabricated with a corresponding mass ratio of Cr and N of 76.77% and 18.23%, respectively, which is characteristic of the CrN coating layer. The X-ray diffraction (XRD) analysis results of the CrN-coated sample on the XRD system showed that the coating layer had a well-crystallized structure, with the crystal structure mainly oriented along the faces of the cubic-phase CrN, and the strongest peak intensity corresponding to the orientation along the (200) and (111) faces, which are characteristic

orientations of the CrN coating layer. The surface morphology of the CrN coating layer was evaluated using atomic force microscopy (AFM), and the results showed that the particle size of the coating layer was 65 nm, and the average surface roughness was 16 nm (Figure 5), indicating that the coating layer had small particle size and roughness.

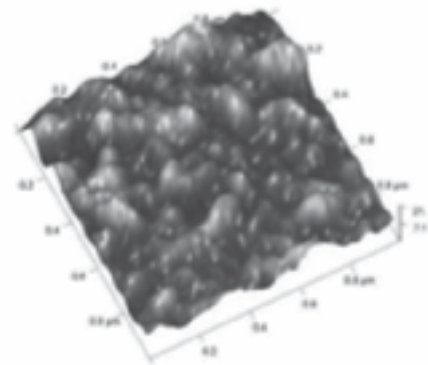


Figure 5. 3D surface measurement image of the CrN coating layer

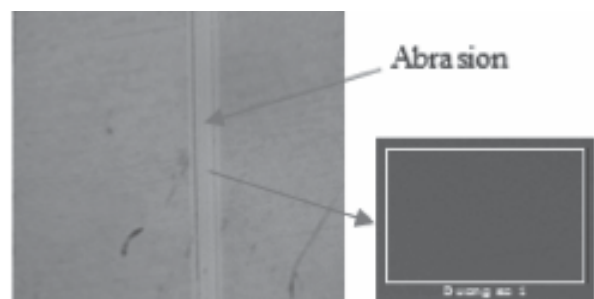


Figure 6. Wear pattern image of the SKD11 steel sample coated with CrN

EDX analysis on the surface of the worn area of the coated sample with increasing wear time: 5 minutes; 10 minutes; 15 minutes, revealed that the percentage of nitrogen by weight decreased gradually as follows: 17.36%; 15.06%; 14.11%. From the SEM analysis results of the EDX analysis region, it was observed that the coating layer was removed from the sample surface through abrasive wear mechanism, rather than delamination, 

indicating good adhesion between the CrN coating layer and the SKD11 substrate.

4. CONCLUSION

In this paper, the authors conducted optimization to determine the optimal set of technological parameters (pulse frequency (A), nitrogen gas flow rate (B), and substrate temperature of SKD11 steel (C)) for coating the CrN hard film layer on SKD11 steel substrate based on the criterion of ensuring maximum adhesion force between the coating layer and the substrate. The results obtained during the research process showed that the surface of the CrN-coated steel sample had low friction coefficient and high wear resistance, while also exhibiting high anti-adhesive properties. The reason for this is attributed to the high adhesion of the CrN coating layer to the SKD11 steel substrate, which results from its well-crystallized structure, small particle size, appropriate composition ratio, reasonable thickness, and high hardness. Therefore, the determined technological parameters are considered reasonable for coating CrN on SKD11 steel substrate. ❖

References:

- [1]. Hsu S., et al. *Friction reduction using discrete surface textures: Principle and design*, Journal of Physics D Applied Physics 47 (33) (2014). 10.1088/0022-3727/47/33/335307.
- [2]. S.K. Pradhan. *Deposition of CrN coatings by PVD methods for mechanical application*, Surface and Coatings Technology, 43-44, 1990, pp. 1012-1016.
- [3]. Hiep Xuan Trinh, Tran Van Dua, Ngo Van Quang. *Evaluating the surface film's properties based on acoustic emission and contact voltage signals*. Vietnam Journal of Science and Technology 59 (6) (2021) 786-797.
- [4]. Ozkan D., et al. *Tribological Behavior of TiAlN, AlTiN, and AlCrN Coatings at Boundary Lubricating Condition*, Tribology letters 66 (2018).
- [5]. Zalnezhad E., et al. *Optimizing the PVD TiN thin film coating's parameters on aerospace AL7075-T6 alloy for higher coating hardness and adhesion with better tribological properties of the coating surface*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 64 (2013) 281-290. 10.1007/s00170-012-4022-6.
- [6]. Jinju Chen, Bull S. J. *Approaches to investigate delamination and interfacial toughness in coated systems: An overview*, Journal of Physics D: Applied Physics 44 (3) (2010).
- [7]. Leyu Lin, et al. *Friction and wear of PEEK in continuous sliding and unidirectional scratch tests*, Tribology International 122 (2018) 108-113.
- [8]. Van Essen P., et.al. *Scratch resistance and wear of CrNx coatings*, Surface & Coatings Technology 200 (2006) 3496-3502.
- [9]. Trần Văn Đua, Phạm Đức Cường, Đào Huy Hoàng, Đào Duy Trung; *Khảo sát hình thái học và độ nhám tế vi của lớp màng cứng CrN chế tạo bằng phương pháp lắng đọng vật lý từ pha hơi trong môi trường chân không*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ, số 22, 2014.
- [10]. Lê Thanh Bình, Phùng Thị Tổ Hằng; *Tổ chức và tính chất của lớp thấm ni-tơ trên thép SKD11*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ Kim loại, số 48, trang 33-37, tháng 6/2013.
- [11]. Trần Văn Đua, Phạm Đức Cường. *Study on the influence of process parameters on the adhesion of the CrN hard coating layer on SKD11 steel substrate created by DC pulsed magnetron sputtering method*, Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ VII (NSCME2023).
- [12]. Trần Văn Đua; *Nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến đặc tính mài mòn của lớp màng cứng CrN được chế tạo bằng phương pháp phun xạ xung DC trên nền thép SKD11*, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, 2020.

STRUCTURAL AND STATIC ANALYSIS ON BICYCLE FRAME USING FINITE ELEMENT METHOD

PHÂN TÍCH TĨNH HỌC KHUNG XE ĐẠP SỬ DỤNG PHẦN TỬ HỮU HẠN

Nguyen Khac Hai Long¹, Vu Truong Hy¹, Pham Huy Hoang^{2,*}

¹Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh University of Technology

²Faculty of Mechanical Technology, Ho Chi Minh University of Industry and Trade

ABSTRACT

This article analyzes the stress and displacement of the bicycle frame in response to the gravitational load of the driver. As experimental frame testing is quite expensive, therefore numerical methods such as Finite Element Method (FEM) are currently applied to predict the performance of bike frame. Ansys Engineering Simulation Software are using for determining the maximum deformation and stress with static analysis. The analysis is performed based on the model built by Solidworks software. The bicycle frame used in this article is mountain bicycle form Asama called Ranger 1.0. The frame is diamond shape and made of aluminum alloy 6061. The loading cases used in this study consist of three different static loading cases with 100 kg rider weight. Static simulation results show the maximum deformation 12.075×10^{-5} m. The maximum Von Mises stress from the overall loading cases is 44.1 MPa. The minimum safety factor is observed as 6.35.

Keywords: Bicycle Frame; FEM; Structural Analysis; Static Analysis.

TÓM TẮT

Bài báo trình bày việc phân tích ứng suất tĩnh và chuyển vị của khung xe đạp đáp ứng theo trọng lực của người lái xe. Khi việc thí nghiệm trên khung xe rất đắt tiền thì việc dùng mô hình số và phương pháp phần tử hữu hạn để kiểm tra và dự đoán thể hiện của khung xe là rất cần thiết. Ở đây, phần mềm Ansys được dùng để xác định biến dạng và ứng suất lớn nhất trong bài toán phân tích tĩnh học. Mô hình số dùng trong phân tích phần tử hữu hạn được xây dựng bởi Solidworks và chuyển sang mô hình của Ansys. Khung xe được làm mẫu chuẩn cho việc nghiên cứu là Asama Ranger 1.0. Khung xe có dạng hình kim cương và làm bằng hợp kim nhôm 6061. Tải đặt lên khung xe gây ra bởi trọng lượng người lái 100 kg. Kết quả phân tích tĩnh học cho thấy biến dạng lớn nhất là $12,075 \times 10^{-5}$ m. Ứng suất Von Mises lớn nhất là 44,1 MPa. Hệ số an toàn được quan sát là 6,35.

Từ khóa: Khung xe; Phần tử hữu hạn; Phân tích kết cấu; Phân tích tĩnh học.



1. INTRODUCTION

Bicycles have been employed for many uses such as for transportation, bicycle commuting, utility cycling. The bicycle is also used for entertainment purposes, such as bicycle touring, mountain biking, physical fitness. There are a lot of types of bicycle competition which are held all over the world. Major multi-stage professional events are the Giro d'Italia, the Tour de France, the Vuelta a Espana, the Tour de Pologne, and the Volta a Portugal...

The bicycle has undergone continual adaptation and improvement since its inception. These innovations have continued with the advent of modern materials and computer-aided design, allowing for a proliferation of specialized bicycle types, improved bicycle safety, and riding comfort. A bicycle consists of several main parts: frame, wheel, pedal, saddle, brakes, and chain.

In this paper, theoretical approach applied the method of Finite Element Analysis (FEA) by acquiring data of force by rider applied to the bicycle frame with a purpose to identify the static structure of bicycle frame. FEA involved the usage of Solidworks Simulation to draw the frame following mountain bike measurement with aluminium alloy 6061 material. Use Ansys, which is a software that enables the adoption of finite element analysis, to analyse the structural properties like stress and displacement. From the results obtained, we will try to find solutions to overcome shortcomings when designing bicycle frames as well as frame manufacturing materials.

2. REVIEW OF BICYCLE FRAME

The basic requirements for a bicycle frame are top tube, head tube, down tube, chain stays, seat stay, and seat tube. The double triangle shape of bicycle frame is known as a diamond frame. Various loads are acting on the different parts of a bicycle frame. In this study, the rider with 100 kg was considered to analyze the static and dynamic analysis of the aluminium alloy Al6061 T6 frame by FEM.

The material properties are shown in Table 1. The primary dimension of the bicycle frame are shown in Table 2. Figure 1 show the diagram of tube.

Table 1. Material properties

Aluminium Alloy 6061		
Data	Symbol	Value
Young's Modulus	E	70 GPa
Density	p	2700kg/m ³
Poission's ratio	v	0.34

Table 2. Dimensions of main part

Part	Length (mm)	Outer Diameter (mm)	Inner Diameter (mm)
Top tube	50	40	38
Head tube	10	40	38
Down tube	60	40	38
Seat tube	40	40	38
Seat stays	45	20	0
Chain stays	42.5	20	0

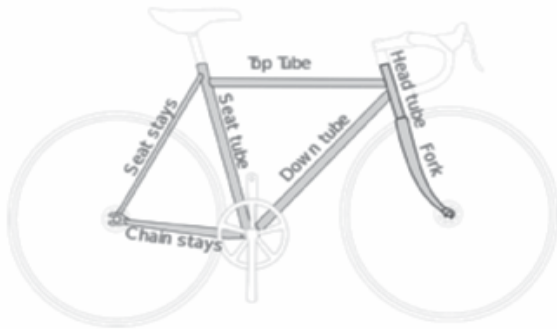


Figure 1. Diagram of tube

3. FEA OF BICYCLE FRAME USING ANSYS

To verify the analytical result of deformation for bicycle frame it is compared with FEA analysis and define the stress. The problem to be modeled is a simple bicycle frame shown in the following Figure 2. The model then is meshed as in Figure 3.

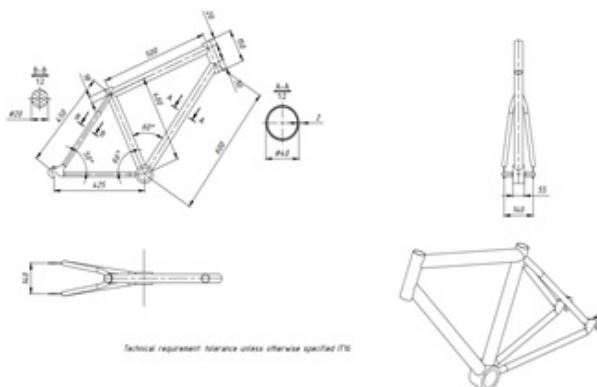


Figure 2. Model Solidworks



Figure 3. Meshed bike frame model

The static structural analysis is made by applying loads and constraints to the frame at several points and the positions and analysis is done for the frame as Figure 4.

In the figure point D is the fixed support where the front part of the frame goes and rests on the fork of the steering. Point E is the fixed support where the frame rests on the dropout of the rear wheel of the bicycle near the dropouts. Point A is load acting on the frame that is at the area of the saddle location, the load considered is 1000N on the frame which is 100kg of rider. Point B is 150N load acting on the handle of bicycle. Point C is 450N load acting on the pedal of the bike.

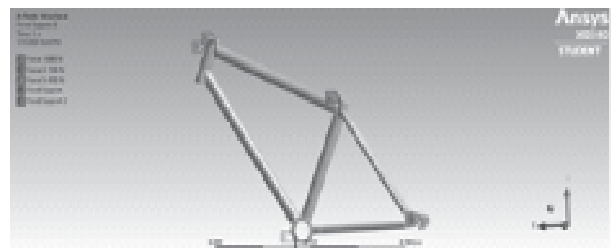


Figure 4. Constrains and loads acting on the frame

After all the forces are applied on the frame and the structural constrains given after the meshing the deformation results, stresses on the frame are obtained and the conclusions are made based on the amount of maximum deformation and stress (Figure 5,6,7).

- Deformation



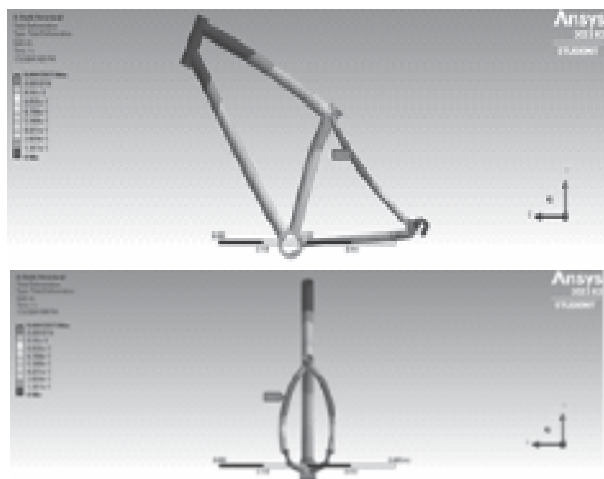


Figure 5. Deformation of bicycle frame

The result after analysis on Ansys shows that the maximum deformation of bike frame is on the seat stays and it's value is 12.075×10^{-5} m.

⇒ Comment: The result of bicycle's deformation let us know the rigidity of bicycle (the greater the rigidity, the smaller deformation and vice versa). Based on that, in the future we can find ways to increase the rigidity of the bicycle frame.

- Von Mises Stress

One of the outputs of finite element analysis is Von Mises stress which can be used to estimate the possibility of plastic deformation in the structure. The output of the static linear simulation is Von Mises stress distribution. It can be seen that the Von Mises stress plot on the frame model is depicted using color contours. The lowest stress contour is depicted in blue, while the highest stress contour is depicted in red. The color contours displayed on the frame model can be used to determine the stress distribution in the frame.

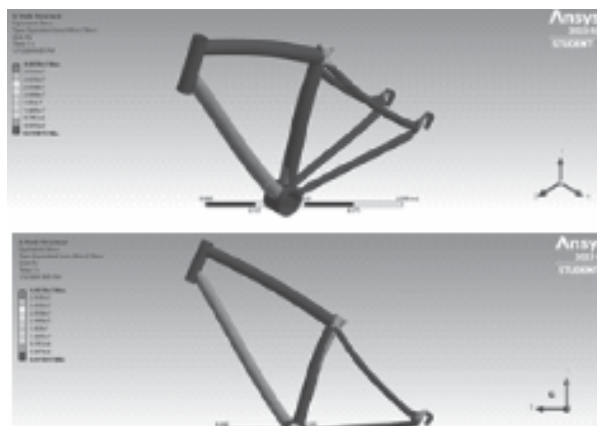


Figure 6. Von Mises stress distribution



Figure 7. Von Mises stress distribution on sitting position



Figure 8. Von Mises stress distribution between the seat and down tube



Figure 9. Von Mises stress distribution between the head and top tube

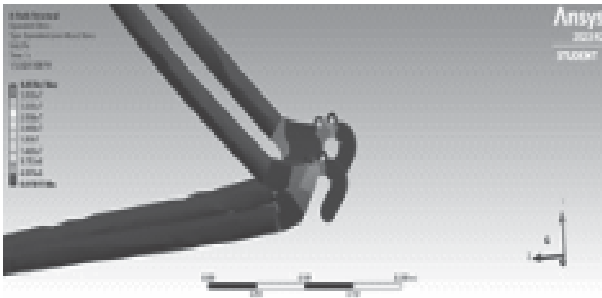


Figure 10. Von Mises stress distribution on the connection between the wheel and chain stays

⇒ Comment: The simulation for the bike frame model with static loading in the sitting riding position shows that the maximum stress that occurs is 44.1 Mpa. The maximum stress concentration occurs around the area between the seat tube and the top tube connection as shown in Figure 8. Locations where notable Von Mises stress values appear are shown in the Figure 9, Figure 10, Figure 11 and Figure 12.

- Safety factor

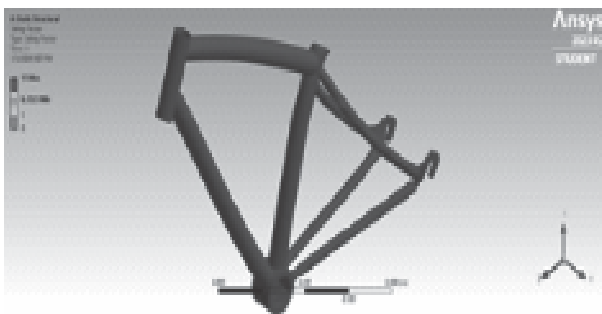


Figure 11. Safety factor of bicycle frame

⇒ Comment: The result shows that the frame can endure all the loads acting on it. The value at the top of the seat tube is the lowest since the equivalent stress at this area is the highest. Oppositely, the area which has the low to medium equivalent stress has the highest safety factor value. In conclusion, the frame is safe for normal operation.

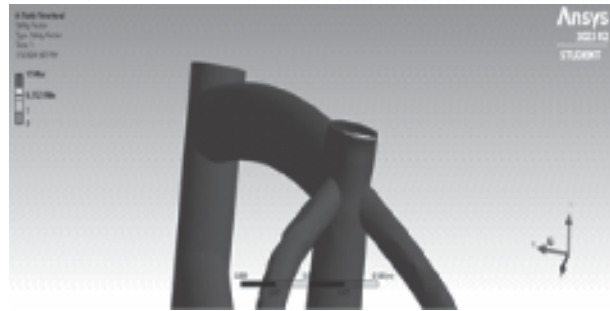


Figure 12. Minimum safety factor

4. CONCLUSION

The analysis of this bicycle frame was based on the specific boundary condition of adult's weight of 100 kg. The bicycle frame is made from aluminum alloy Al6061 T6. Ansys let us know exactly positions stand with minimum, maximum Von Mises stress and the area has minimum safety factor. Although the deformation occurs, the bicycle frame can still endure the stress without any damage on the frame structure. In conclusion, the results are acceptable and can be improved in the future. Hence, the objective for the project is achieved. ❖

References:

- [1]. Saeed Moaveni, "Finite element analysis – Theory and application with Ansys", Minnesota State University, Mankato.
- [2]. P.D. Soden, B.A. Adeyefa, "Forces applied to a bicycle during normal cycling", Journal of Biomechanics (1979).
- [3]. W H Tan, M Ashraf and L E Ooi, and J Niresh, "Static and dynamics analysis of bicycle frame", Journal of Physics: Conference Series (2021).
- [4]. Chien-Cheng Lin, Song-Jeng Huang and Chi-Chia Liu, "Structural analysis and optimization of bicycle frame designs" (2017), Sage journals.
- [5]. Mr. Rajeev Gupta, Mr. G.V.R. Seshagiri Rao, "Analysis of mountain bike frame by F.E.M",

- Mechanical Engineering, BMCT, Indore/RGPV, Bhopal, India.
- [6]. M.N.V.Krishna Veni, M.Amareswari Reddy, “*Conceptual design of bicycle frame*”, International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) – Volume 38 Number 2 – August 2016.
- [7]. Krishan Kumar Mishra, Prof. Vedansh Chaturvedi, “*Stress analysis of bicycle frame using Ansys*” (2021), International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET).
- [8]. Anup Kumar Dey, “*Introduction to Von Mises stress concept*” (2021).
- [9]. Nair Ajit, Irfanudeen S, Jeeva N G, Kavin S, Karthikeyan R, “*Design and analysis of mountain bike frame*” (2018), International Journal of Pure and Applied Mathematics.
- [10]. Akhyar Akhyar, Husaini, Hasanuddin Iskandar and Farhan Ahmad, “*Structural simulations of bicycle frame behaviour under various load conditions*” (2019), Materials Science Forum – Volume 961.
- [11]. Derek Covill, Philippe Allard, Jean-Marc Drouet, Nicholas Emerson, “*An assessment of bicycle frame behaviour under various load conditions using numerical simulations*”, (2016) Elsevier, Science Direct.

MỘT SỐ PHƯƠNG PHÁP KIỂM SOÁT TIẾNG ỒN TRONG Ô TÔ CON

SOME METHODS OF NOISE CONTROL IN CARS

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập, ThS. Tạ Thị Thanh Huyền
Bộ môn Cơ khí Ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Tiếng ồn trong ô tô do nhiều nguồn gây ra và được truyền vào trong xe qua không khí hoặc qua kết cấu. Trọng tâm của bài báo là phân tích nguyên lý sản sinh tiếng ồn trong ô tô và đưa ra biện pháp hạn chế tiếng ồn tương ứng, đồng thời tiến hành so sánh ưu, nhược điểm của phương pháp giảm ồn bị động và giảm ồn chủ động. Để đánh giá hiệu quả giảm ồn của lớp giảm chấn cho tấm mỏng, bài báo tiến hành mô phỏng và so sánh kết quả tính toán rung động của tấm mỏng trong hai trường hợp: không có lớp giảm chấn và có lớp giảm chấn.

Từ khóa: Ô tô con; Tiếng ồn; Rung động; Kiểm soát tiếng ồn.

ABSTRACT

Noise in cars is caused by many sources and is transmitted into the car through the air or through the structure. The focus of the article is to analyze the principles of noise production in cars and propose corresponding noise reduction measures, at the same time, compare the advantages and disadvantages of passive noise reduction and active noise reduction methods. To evaluate the noise reduction effectiveness of the damping layer for thin plates, the article conducts simulations and compares the vibration calculation results of thin plates in two cases: without damping layer and with damping layer.

Keywords: Cars; Noise; Vibration; Control noise.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

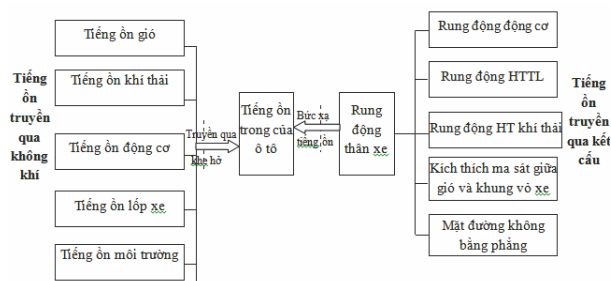
Sự phát triển của công nghiệp ô tô đã mang đến cho thế giới văn minh vật chất hiện đại, nhưng đồng thời cũng mang đến vấn đề ô nhiễm tiếng ồn. Vì vậy, kiểm soát tiếng ồn trong ô tô ngày càng thu hút được sự quan tâm của mọi người, thậm chí trong vài năm gần đây, tiếng ồn ô tô là một chỉ tiêu quan trọng trong tính tiện nghi của ô tô. Tiếng ồn cũng phản ánh

trình độ của các nhà thiết kế sản xuất và trình độ gia công. Tiêu chuẩn tiếng ồn trở thành một trong những chỉ tiêu để đánh giá chất lượng ô tô. Do đó, hạn chế tiếng ồn ô tô đến mức thấp nhất cũng là một hướng theo đuổi của các nhà sản xuất. Tiếng ồn thông qua phương pháp bức xạ truyền ra ngoài xe và vào trong xe, nên để đạt được tiêu chuẩn tiếng ồn cần hạn chế được các nguồn gây ồn bên ngoài ô tô. Với ô tô hiện đại thì yêu cầu về tính tiện nghi và tính an toàn

ngày càng nâng cao, yêu cầu giảm thấp tiếng ồn trong ô tô. Tiếng ồn trong ô tô quá lớn ảnh hưởng đến tính tiện nghi của ô tô, thậm chí ảnh hưởng đến tâm lý của lái xe và hành khách, sức khỏe sinh lý. Ví dụ, lái xe thời gian dài trong môi trường tiếng ồn có thể dẫn đến mệt mỏi tạo ra sự cố giao thông, nguy hiểm đến tính mạng. Tiếng ồn ngoài ô tô quá lớn có thể ảnh hưởng đến sức khỏe của người đi đường. Vì vậy, chỉ có nắm chắc nguyên lý sản sinh tiếng ồn mới có các biện pháp hữu ích để giảm tiếng ồn ô tô.

2. PHÂN LOẠI TIẾNG ỒN VÀ NGUYÊN LÝ SẢN SINH TIẾNG ỒN Ô TÔ

Nguồn tiếng ồn trong ô tô rất phức tạp như tiếng ồn động cơ, hệ thống truyền lực, khí thải, lốp xe, tiếng ồn của gió... Tiếng ồn của các hệ thống này thông qua các lỗ thùng ở thân xe truyền vào trong xe; ngoài ra, thông qua rung động của kết cấu thân xe mà bức xạ ra tiếng ồn. Vì vậy, theo con đường truyền âm, ta phân ra tiếng ồn trong xe thành hai loại: truyền âm qua kết cấu và truyền âm qua không khí [1].

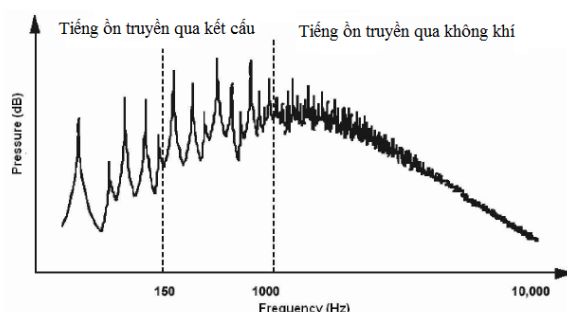


Hình 1. Phân loại tiếng ồn trong ô tô và đường truyền ồn

Tiếng ồn truyền qua kết cấu là rung động thông qua kết cấu truyền đến thân xe, làm cho thân xe rung động, các tấm mỏng của thân xe rung động sẽ bức xạ ra tiếng ồn vào trong xe, hình thành tiếng ồn trong xe; tiếng ồn truyền qua không khí là các nguồn ồn sinh ra tiếng ồn thông qua không khí, đi qua các khe hở và lỗ

thủng ở thân xe truyền vào trong xe, hình thành tiếng ồn trong xe.

Thông thường, tiếng ồn trong xe tần số thấp và trung (20Hz – 400Hz) chủ yếu truyền qua kết cấu, còn tiếng ồn tần số cao thì do không khí truyền là chính. Tiếng ồn truyền qua kết cấu và truyền qua không khí trong phạm vi tần số phân bố theo hình 2 [1].



Hình 2. Phân bố đường truyền ồn trong vùng tần số

Đối với việc hạn chế tiếng ồn chủ yếu có hai cách: (1) Giảm trừ nguồn ồn; (2) Ngăn cách mối quan hệ truyền rung động giữa thân xe và nguồn rung động, chặn đường truyền qua kết cấu; ngăn cách đường truyền ồn giữa nguồn ồn và trong xe, chủ yếu là làm kín, ngăn âm và hút âm.

3. KIỂM SOÁT TIẾNG ỒN Ô TÔ

Từ nguyên lý sản sinh tiếng ồn ô tô có thể thấy, hầu như tất cả các nguồn tiếng ồn đều có ảnh hưởng đối với tiếng ồn trong ô tô. Bản thân ô tô cũng có thể phóng to hoặc sản sinh ra tiếng ồn, nên việc hạn chế, kiểm soát tiếng ồn trở thành một nhiệm vụ cấp bách.

3.1. Biện pháp kiểm soát tiếng ồn xuất phát từ nguyên lý cơ khí

Cải tiến kết cấu thiết bị cơ khí, ứng dụng vật liệu mới giảm ồn. Cùng với sự phát

triển của khoa học kỹ thuật, ứng dụng các vật liệu mới, dùng một số hợp kim có nội ma sát trong cao, sản xuất các linh kiện bằng nhựa có cường độ cao, đối với quạt gió có thể lựa chọn hình dạng tốt nhất để giảm ồn; bánh răng thay đổi bằng bánh răng xoắn hoặc bánh răng xoắn ốc, hệ số ăn khớp lớn có thể giảm tiếng ồn từ 3-16dB; sử dụng dây đai truyền động thay thế thay thế cho truyền động bánh răng, do dây đai có tác dụng giảm chấn, giảm rung; việc lựa chọn truyền động thích hợp cũng có thể giảm ồn.

Nâng cao chất lượng chi tiết và lắp ráp, giảm thiểu ma sát của các bộ phận giảm ồn. Giảm rung động lệch tâm và nâng cao độ cứng của vỏ máy giảm thiểu tiếng ồn. Biện pháp này chủ yếu xác định hạng mục nghiên cứu phát triển ô tô và sản xuất lắp ráp. Thông thường, trong nhà máy lắp ráp áp dụng các biện pháp giảm ồn. Trong quá trình sử dụng và bảo dưỡng, tránh cho các ô tô sử dụng quá tải, lựa chọn phương pháp bôi trơn tốt, đều có thể giảm ồn.

3.2. Biện pháp giảm ồn xuất phát từ nguyên lý âm

3.2.1. Hút âm

Hút âm là lợi dụng đặc tính tiêu hao âm của vật liệu, tiếng ồn có thể không ngừng chuyển hóa thành nhiệt. Do tiếng ồn là một loại năng lượng, chỉ có tiếng ồn chủ động tiến vào môi chất tiêu hao âm thì nó mới có tác dụng hút âm.

Hút âm là một chủng loại vật liệu bị động đặc biệt để cải thiện phương hướng của sóng âm, vật liệu hút âm phân bố hợp lý trong khoang xe có khả năng giảm thấp lượng bức xạ năng lượng âm, đạt được mục tiêu giảm tiếng ồn.

Để đánh giá khả năng hút âm, người ta dùng hệ số hút âm. Hệ số hút âm được định nghĩa là tỉ số giữa năng lượng âm hấp thụ và năng lượng âm đi vào.

$$\alpha = \frac{E_h}{E_v} = \frac{E_v - E_p}{E_v}$$

Trong đó: E_h là năng lượng âm hấp thụ; E_v là năng lượng âm đi vào; E_p là năng lượng âm phản xạ.

Từ định nghĩa có thể thấy, khi phản xạ toàn bộ thì $E_p = E_v$, khi đó $\alpha = 0$, vật liệu không hút âm; khi lọt âm toàn bộ thì $E_p = 0$, khi đó $\alpha = 1$ thì năng lượng âm đi vào được hấp thụ hoàn toàn. Thông thường, hệ số hút âm của vật liệu từ 0÷1, không thể phản xạ toàn bộ, cũng không thể hấp thụ toàn bộ.

Hiện nay sử dụng các loại vật liệu hút âm sau: (1) Vật liệu hút âm đa lỗ là vật liệu có nhiều khe hở rất nhỏ và bọt khí liên tục, nên có tính thông khí nhất định. Khi sóng âm đi vào bề mặt của vật liệu nhiều lỗ, đầu tiên sóng âm có thể thuận lợi đi qua các khe hở tiến vào nội bộ vật liệu, làm cho phân tử không khí trong không gian khe hở rung động. Do lực cản nhớt của không khí, ma sát giữa không khí và tấm hút âm chuyển hóa năng lượng âm thành năng lượng nhiệt ma sát mà hút âm; (2) Kết cấu hút âm cộng hưởng tấm mỏng là các tấm vật liệu kim loại hoặc nhựa mỏng được dán liền vào khung xương xung quanh và kết hợp giữa khung xương và tấm mỏng cứng. Loại này do kết cấu tấm mỏng và lớp không khí phía sau tấm tạo thành hệ thống gọi là kết cấu hút âm cộng hưởng tấm mỏng. Khi sóng âm đi đến tấm mỏng, kích thích cho bề mặt tấm rung động, làm cho tấm phát sinh biến dạng cong. Do ma sát giữa tấm và các điểm cố định tấm, độ giảm chấn trong bản thân tấm đó, khiến cho một bộ

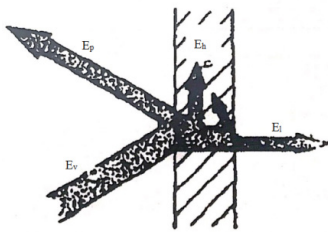
phần năng lượng chuyển hóa thành nhiệt năng để tiêu hao, sóng âm sẽ suy giảm.

3.2.2. Cách âm

Cách âm giảm ồn là dùng các vật liệu cách âm để ngăn cách nguồn âm với môi trường xung quanh, khiến cho bức xạ âm của nó không trực tiếp truyền đến khu vực xung quanh, từ đó đạt được mục tiêu giảm ồn. Thực chất của cách âm là giảm thiểu tiếng ồn bức xạ ra từ nguồn ồn. Cách âm có thể phân ra: ngăn cách tiếng ồn truyền qua không khí và ngăn cách tiếng ồn bức xạ của kết cấu. Ngăn cách tiếng ồn truyền qua không khí sử dụng vật liệu dày, nặng, chặt chẽ tạo thành kết cấu ngăn cách hoặc bao kín tiếng ồn trong không gian. Áp dụng nắp ngăn ồn, phòng ngăn ồn, mái che ngăn ồn. Ngăn cách tiếng ồn bức xạ của kết cấu có thể áp dụng vật liệu: cao su giảm chấn, thảm, bọt xốp, nhựa... và thiết bị ngăn rung để cách âm tuyệt đối.

Đánh giá vật liệu và tính năng cách âm của kết cấu dùng: Hệ số lọt âm, lượng cách âm.

1) Hệ số lọt âm



Hình 3. Sơ đồ biểu thị cách âm của vật liệu

Hệ số lọt âm τ là tỉ số giữa năng lượng âm đi qua vật liệu hút âm và năng lượng âm đi vào, nó là hệ số không thứ nguyên, giá trị của nó từ 0÷1. Hệ số lọt âm càng nhỏ thì tính năng cách âm càng tốt. Hệ số lọt âm τ là một chỉ tiêu đánh giá tính năng quan trọng tốt xấu của kết cấu cách âm và vật liệu cách âm.

$$\tau = \frac{E_t}{E_v}$$

Trong đó:

E_t là năng lượng âm lọt qua;

E_v là năng lượng âm đi vào.

2) Lượng cách âm

Do hệ số lọt âm không chỉ có trị số nhỏ, mà phạm vi biến đổi lại rất lớn ($1 \div 10^{-3}$), sử dụng không thuận tiện. Trong thực tế dùng lượng cách âm R để biểu thị năng lượng cách âm của kết cấu, hay còn gọi là tổn thất truyền âm.

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau} = 10 \lg \frac{E_v}{E_t}$$

Trong đó: R là lượng cách âm (dB); R càng lớn thì tính cách âm càng tốt.

3.2.3. Giảm âm

Thiết bị giảm âm là một loại ngăn cản quá trình truyền âm và cho phép dòng khí đi qua hệ thống giảm âm. Đối với vấn đề hạn chế tiếng ồn khí thải của động cơ ô tô thì phương pháp giảm ồn hiệu quả nhất là áp dụng thiết bị giảm ồn khí thải. Có các loại giảm âm: (1) Hệ thống giảm âm tính kháng là hệ thống giảm âm thông qua các loại phần tử tiêu âm của hệ thống giảm âm đường ống, tấm ngăn... tạo thành buồng mở rộng, buồng cộng hưởng. Khi sóng âm đi qua các phần tử giảm âm này, trong quá trình truyền sóng âm sẽ sinh ra phản xạ và các can thiệp gây cản trở, làm cho năng lượng âm giảm xuống để đạt được mục tiêu giảm âm. Hệ thống giảm âm tính kháng thì dải tần số tiêu âm có hạn, thông thường đối với tần số thấp, trung thì hiệu quả tiêu âm tốt, tần số cao hiệu quả tiêu âm thấp; (2) Hệ thống giảm âm tính trở là hệ

thống tiêu âm lợi rụng bộ phận, vật liệu hút âm bố trí hợp lý trong đường ống để hấp thụ năng lượng âm truyền trong đường ống. Nó có hiệu quả giảm ồn tốt ở tần số trung và cao. Hiện nay, vật liệu dùng giảm ồn của hệ thống giảm âm trên ô tô là các vật liệu sợi vô cơ (chủ yếu bong thủy tinh ly tâm, bong thủy tinh siêu mịn, lên khoáng vật...) và các quốc gia châu Âu, Mỹ dùng vật liệu hút âm trong cụm giảm âm trên ô tô là có thể giảm thiểu được tiếng ồn và ô nhiễm, mà còn bảo vệ được tài nguyên; (3) Hệ thống giảm âm phối hợp trở kháng là phân biệt dùng phần tử giảm ồn tính kháng và vật liệu hút âm tạo thành hệ thống giảm âm kết hợp. Ví dụ, hệ thống giảm âm phối hợp trở kháng, hệ thống giảm âm phối hợp trở cộng hưởng... Nó có đặc điểm chung của hệ thống giảm âm tính trở kháng và tính trở.

3.2.4. Ngăn rung giảm ồn

Ngăn rung là biện pháp giảm truyền lực hoặc rung động từ một kết cấu này sang một kết cấu khác. Có hai phương pháp ngăn rung chủ yếu nhất trên ô tô: Một là ngăn rung động từ động cơ truyền sang khung xe, giữa động cơ và khung xe được liên kết với nhau bằng liên kết mềm đàn hồi; hai là cách ly rung động từ mặt đường truyền lên thân xe, giữa cầu và khung xe được liên kết với nhau bằng hệ thống treo.

3.2.5. Giảm chấn giảm rung và giảm ồn

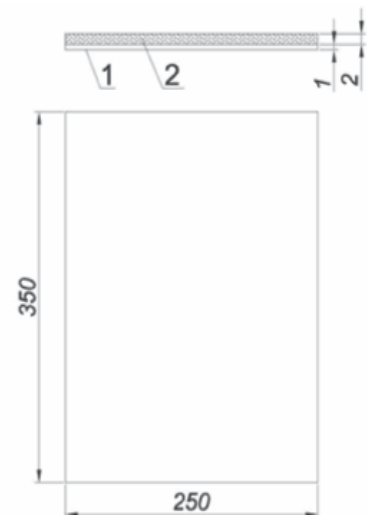
Giảm chấn giảm rung là rung động có thể chuyển hóa thành nhiệt năng tiêu hao ra ngoài, từ đó đạt được mục tiêu giảm chấn giảm rung. Phương pháp của nó là dựa vào nâng cao giảm chấn kết cấu cơ khí (vật liệu giảm chấn, kết cấu giảm chấn, tiếp xúc giảm chấn) để giảm thấp hoặc loại bỏ rung động máy móc hoặc do rung động sinh ra tiếng ồn và để nâng cao tính ổn định trạng thái động của máy móc.

3.2.6. Lớp giảm chấn giảm rung cho tấm mỏng

Kết cấu tấm thép mỏng CT3 đơn như trên hình 4 là tấm kim loại phẳng có kích thước 350x250 (mm), dày 1mm. Kết cấu tấm mỏng kép có lớp giảm chấn như trên hình 5, vẫn là tấm thép mỏng của kết cấu đơn có dán thêm lớp giảm chấn cao su non.



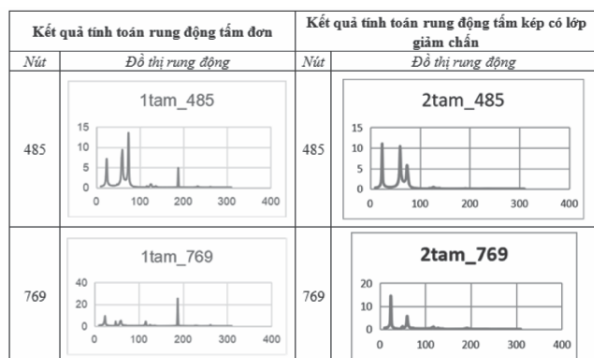
Hình 4. Kết cấu tấm mỏng



Hình 5. Kết cấu hỗn hợp tấm mỏng có lớp giảm chấn: 1. Tấm kim loại mỏng; 2. Lớp giảm chấn

Ta có kết quả tính toán rung động khi có lực kích thích như sau:





Hình 6. Rung động kết cấu tấm mỏng đơn và tấm kép có lớp giảm chấn

Khi có lực kích thích từ bên ngoài, tại các nút 485 và 769 thì biên độ rung động của tấm mỏng kép có lớp giảm chấn đều giảm đi khá nhiều.

3.3. Kiểm soát tiếng ồn chủ động

Ở trên giới thiệu các biện pháp giảm ồn thuộc kiểm soát bị động, dùng phương pháp giảm ồn bị động thường bị giới hạn bởi kỹ thuật và kinh tế. Cùng với tốc độ phát triển của siêu máy tính, người ta áp dụng biện pháp giảm ồn chủ động ANC (Active Noise Control). Kiểm soát tiếng ồn chủ động là dựa trên nguyên lý giao thoa âm thanh, nguồn âm thứ cấp được sử dụng tạo ra một sóng âm có cùng biên độ và ngược pha với nguồn âm ban đầu. Hai sóng âm này chồng lên nhau trong không gian để đạt mục đích tiêu âm. Kỹ thuật ANC đã ứng dụng thành công trong lĩnh vực hệ thống ống dẫn, phòng điều khiển tàu [2]. Phương pháp này hiện dựa vào thiết bị lọc sóng phù hợp, phương pháp tính toán thích ứng. Một phương pháp khác là mang các thành phần (phụ kiện) thông minh đưa vào trong kết cấu thân xe, các cảm biến sẽ nhận các tín hiệu rung động, tiếng ồn và đưa về bộ điều khiển điện tử ECU. Sau khi xử lý bằng thuật toán điều khiển tương ứng, tín hiệu điều khiển được tạo ra, và sau khi âm thanh giao sẽ giảm tiếng ồn.

4. KẾT LUẬN

Phương pháp giảm ồn bị động áp dụng vật liệu hút âm có hệ số giảm chấn tương đối lớn, áp dụng công nghệ ngăn rung, cách âm để thiết kế kết cấu kiểm soát tiếng ồn, có thể dẫn đến thể tích ô tô lớn mà hiệu quả giảm âm cũng không quá lý tưởng. Mẫu chốt của kiểm soát chủ động liên quan đến cơ sở phần cứng, điều khiển logic, và bộ xử lý đảm bảo độ chính xác của các tín hiệu đo được của các cảm biến. Cho đến nay, nghiên cứu giảm ồn chủ động vẫn trong giai đoạn phát triển, vẫn còn khoảng cách giữa kỹ thuật cao và phổ biến vẫn còn một khoảng cách, nhưng cũng đã thu được sự tiến bộ nhất định.❖

Ngày nhận bài: 12/3/2024

Ngày phản biện: 18/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [01]. 梁新华. 汽车车身薄壁件阻尼复合结构振动-声学分析与优化[D], 博士学位论文, 上海: 上海交通大学, 2007.
- [02]. 于华民等. 管道噪声主动控制系统及其实现[J]. 噪声与振动控制, 2023, 23 (3).
- [03]. 周勇麟, 李树岷. 汽车噪声原理、监测与控制[M]. 中国环境科学出版社, 1992.
- [04]. 钱人一. 汽车发动机噪声控制[M]. 同济大学出版社, 1997.
- [05]. 林启荣等. 噪声控制压电智能系统研究的现状和展望[J]. 力学季刊, 2000, 21 (1).
- [06]. 李克强等. 智能结构系统得噪声主动控制方法[J]. 压电与声学, 1997, 19 (1).

NGHIÊN CỨU TỰ ĐỘNG HÓA KIỂM ĐỊNH BÌNH CHỮA CHÁY XÁCH TAY

Phần 1 – NGHIÊN CỨU TIÊU CHÍ KIỂM ĐỊNH THEO TCVN 7026:2013

STUDY ON AUTOMATION OF PORTABLE FIRE EXTINGUISHER INSPECTION
Part 1 – STUDY ON ASSESSMENT CRITERIA OF TCVN 7026:2013

Đặng Trung Kiên^{1,3}, Phan Hoàng Long^{1,2,3}, Dương Văn Tú^{1,2,3}, Nguyễn Tấn Tiến^{1,2,3}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

²DCSELab, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

³Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu giải pháp tự động hóa quy trình kiểm định bình chữa cháy xách tay trong công tác kiểm định phòng cháy chữa cháy. Bài báo gồm hai phần: 1. Trình bày nghiên cứu các tiêu chí kiểm nghiệm BCC xách tay; 2. Lượng hóa các tiêu chí kiểm nghiệm BCC theo TCVN 7026:2013 và các tiêu chuẩn liên quan. Bài báo này trình bày Phần 1 – Nghiên cứu tiêu chí kiểm nghiệm BCC xách tay theo TCVN 7026:2103.

Từ khóa: Bình chữa cháy (BCC) xách tay; Tự động hóa kiểm định; Phòng cháy chữa cháy (PCCC).

ABSTRACT

This paper introduces the study on automation of portable fire extinguisher testing includes two part: Part 1 studies the criteria for portable fire extinguisher testing; Part 2 propose solutions for automating the inspection process for portable fire extinguisher following TCVN 7026:2013 and related standards. This article is Part 1 – Study on assessment criteria of TCVN 7026:2013.

Keywords: Portable fire extinguisher; Automatic testing; Fire protection.



1. TỔNG QUAN

Tự động hóa quy trình kiểm định đối với các thiết bị là yêu cầu cấp thiết trong lĩnh vực PCCC hiện nay. Tại Phòng Thí nghiệm trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống (DCSELab), một số giải pháp đã được triển khai và ứng dụng trong thực tế như: Tự động hóa lò đốt kiểm định vật liệu chống cháy [6-8]; Thiết kế hệ thống kiểm định vòi chữa cháy [3],... Ngoài ra, DCSELab đang tiến hành thiết kế và thực nghiệm một số hệ thống như: thiết kế robot kiểm định BCC [4-5],... Để tự động hóa quy trình kiểm nghiệm BCC, các bước của phép thử trong QCVN 03:2021/BCA và TCVN 7026:2013 phải được lượng hóa. Tiếp theo, các bước trong các tiêu chí được sắp xếp theo trình tự phù hợp cho việc tự động hóa kiểm định. Sau đó, đề xuất phương án kết hợp các tiêu chí theo nhóm chức năng liên quan, phù hợp cho việc thiết kế máy. Cuối cùng, dựa vào các nhóm tiêu chí đã kết hợp, thiết kế, chế tạo máy kiểm định. Bài báo này trình bày tổng quan về BCC và lượng hóa các tiêu chí kiểm định theo TCVN 7026:2013.

2. TIÊU CHUẨN KIỂM ĐỊNH BCC

QCVN 03: 2021/BCA [2] đưa ra 31 yêu cầu và phương pháp thử đối với bình chữa cháy xách tay theo TCVN 7026: 2013.

2.1. Thời gian phun nhỏ nhất hiệu quả

Yêu cầu: Thời gian đáp ứng của BCC $\leq 4s$; Thời gian hoạt động phải đạt $\pm 3s$ giá trị trung bình đối với các BCC dùng bột chữa cháy và 15% giá trị trung bình đối với các BCC khác nhưng giá trị thời gian $n \geq$ giá trị nhỏ nhất quy định.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị 3 BCC đã nạp đầy.
- Bước 2: Bảo quản BCC ở vị trí thẳng đứng $\geq 18h$ ở $20^{\circ}C \pm 5^{\circ}C$.
- Bước 3: Cân các mẫu thử.
- Bước 4: Giữ BCC ở vị trí làm việc bình thường bằng tay và đứng yên khi thử.
- Bước 5: Vận hành bình theo quy định.
- Bước 6: Đo thời gian từ lúc mở van đến lúc kết thúc và thời gian phun hiệu quả.
- Bước 7: Ghi lại sự thay đổi chất chữa cháy còn lại trong BCC.

2.2. Tầm phun

Yêu cầu: Tầm phun bình loại A $\geq 3m$.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị hệ thống chiếu sáng để ghi hình quá trình phun.
- Bước 2: Dùng nền đen có ghi dấu để hiển thị khoảng cách theo chiều ngang.
- Bước 3: Ổn định trong $18h$ ở $20 \pm 5^{\circ}C$.
- Bước 4: Đặt BCC vào vị trí làm việc, vòi phun nằm ngang cách mặt sàn $1m$.
- Bước 5: Phun hết BCC với van được mở hoàn toàn trong 2 phút.
- Bước 6: Ghi lại tầm phun của BCC.

2.3. Độ bền đối với thay đổi nhiệt độ

Yêu cầu: BCC phải có khả năng hoạt động trong phạm vi t° do NSX quy định $\geq 8s$; Bình CO_2 khi được thử: ở $60^{\circ}C$ phải có khoảng thời gian $\leq$ thời gian quy định; ở t° làm việc nhỏ nhất, khoảng thời gian phun không được $\geq 2,5$ lần; BCC bắt đầu phun $5s$ sau khi mở van; Bình dùng bột không được còn $\geq 15\%$ lượng ban đầu. Các bình khác không được còn lại $\geq 10\%$.

Bảng 1. Các chu kỳ nhiệt độ (CKNĐ)

Thời gian, h	Chu kỳ 1: lưu giữ ở nhiệt độ	Chu kỳ 2: lưu giữ ở nhiệt độ
24 ± 1	Nhỏ nhất ± 2 ⁰	60 ± 2 ⁰
24 ± 1	20 ± 5 ⁰	20 ± 5 ⁰
24 ± 1	60 ± 2 ⁰	Nhỏ nhất ± 2 ⁰

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị 4 BCC đã nạp đầy.
 Bước 2: Cân các mẫu thử.
 Bước 3: Cho 2 BCC thử theo CKNĐ 1 và 2 BCC thử theo CKNĐ 2 (Bảng 2).
 Bước 4: Giữ BCC ở vị trí thẳng đứng với t⁰ trong buồng ổn định hóa.
 Bước 5: Cho BCC hoạt động trong 2 phút sau khi lấy khỏi buồng ổn định hóa.
 Bước 6: Vận hành BCC.
 Bước 7: Đo thời gian từ lúc mở van tới lúc bắt đầu phun.

Bước 8: Cân lại BCC và chất chữa cháy còn lại, ghi lại sự thay đổi của chất chữa cháy.

2.4. Độ bền chịu va đập

Yêu cầu: Không nổ, vỡ hoặc văng mảnh gây nguy hiểm cho người sử dụng.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị 2 BCC nạp đầy.
 Bước 2: Ổn định BCC trong buồng ở t⁰ làm việc T trong 2 phút.
 Bước 3: Đặt hai BCC: Bình 1 thẳng đứng với đường trục của búa trùng với đường trục của van; và Bình 2 trên mặt bên của bình cho búa va đập vào van qua tâm BCC và van tựa lên một khối thép cố định.
 Bước 4: Chuẩn bị búa thép Φ75, 4kg, ở độ cao h = m/20 (h > - 0.3m).

Bước 5: Thả rơi búa từ độ cao h.

Bước 6: Xác định điểm va đập và ghi lại các biến dạng của BCC.

2.5. Độ bền chịu rung động

Yêu cầu: BCC chịu được thử rung đảm bảo hoạt động bình thường.

Quy trình:

Bước 1: Lắp mẫu thử BCC vào máy thử ở vị trí thẳng đứng.
 Bước 2: Thử rung với tần số 40Hz, biên độ 0.25 ± 0.03mm trong 2h.
 Bước 3: Thử theo thứ tự: nằm ngang, bên, và thẳng đứng.
 Bước 4: Ghi nhận điểm yếu về mặt vật lý, điều kiện làm suy giảm hoạt động.

2.6. Độ bền chịu ăn mòn bên ngoài

Yêu cầu: Vận hành không bị hư hỏng, lực cần thiết để nhả cơ cấu an toàn theo 9.11.1; Thời gian phun hiệu quả và phương pháp tiếp vận hành tuân theo 7.2 và 9.10; Áp kế phải hoạt động tốt, kín nước; BCC không được mòn/ăn mòn.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị các mẫu thử BCC, gồm cả giá lắp đặt và móc treo tường.
 Bước 2: Phun muối trung tính CNSS xung quanh mẫu thử trong 480h.
 Bước 3: Rửa sạch, loại bỏ hết cặn muối.
 Bước 4: Để BCC khô trong 24h.

2.7. Độ bền chịu ăn mòn bên trong (BCC gốc nước)

Yêu cầu: Không được có các dấu hiệu 

ăn mòn kim loại hoặc sự tách lớp, vết nứt hoặc bọt khí của lớp phủ; Màu sắc chất chữa cháy không được thay đổi so với màu tạo ra bởi nhiệt.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị 2 BCC gốc nước.
Bước 2: Thử tám lần chu kỳ theo t° được xác định trong Bảng 3.
Bước 3: Cắt thân BCC thành 2 phần để kiểm tra được bên trong bình.

Bảng 2. Các chu kỳ nhiệt độ

Giai đoạn	Thời gian, h	Nhiệt độ, °C
1	24 ± 1	b
2	≥ 24	20 ± 5
3	24 ± 1	60 ± 2
4	≥ 24	20 ± 5

* b: Nhiệt độ thấp nhất ghi trên BCC ± 2°C, xem 7.1.

2.8. Thử rơi nhẹ (Bình bột chữa cháy)

Yêu cầu: Hoạt động tốt; Phun 5s sau khi mở van; Không được giữ quá 15% lượng nạp ban đầu sau khi phun hết.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị mẫu thử BCC và một thiết bị thử như yêu cầu 7.7.2.
Bước 2: Giữ mẫu thử ở 20 ± 5°C trong ≥ 18h trước khi thử nghiệm.
Bước 3: Giữ BCC thẳng đứng và cho rơi 500 lần từ 1,5m, tần số 1Hz trên tấm thép nằm ngang.
Bước 4: Tháo BCC khỏi thiết bị thử sao cho bình lắc ở mức tối thiểu.

Bước 5: Giữ BCC ở vị trí làm việc bình thường và cho bình hoạt động.

2.9. Thử phun gián đoạn

Yêu cầu: Thời gian đáp ứng từ lúc mở van với lần phun: 1) Đầu tiên ≤ 5s; 2) Còn lại ≤ 1s.

Lượng chất chữa cháy còn lại/ban đầu không lớn hơn:

- Chất chữa cháy dạng bột: 15%.
- Tất cả chất chữa cháy khác: 10%.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị 4 mẫu BCC.
Bước 2: Ổn định hóa hai BCC ở 20 ± 5°C và hai bình ở 60 ± 2°C.
Bước 3: Giữ BCC thẳng đứng với t° quy định trong buồng ổn định hóa.
Bước 4: Lấy BCC khỏi buồng ổn định.
Bước 5: Mở van và vận hành các BCC.
Bước 6: Cho BCC hoạt động gián đoạn: 2s mở – 2s đóng đến khi kết thúc phun.
Bước 7: Ghi lại kết quả và lượng chất chữa cháy còn lại.

2.10. Thử nổ

Yêu cầu: Vỏ bình không được: vỡ thành mảnh, có bất cứ dấu hiệu hỏng do tính giòn, có dấu khuyết tật, có chi tiết rơi ra khỏi BCC; Mỗi hàn đảm bảo ≤ 8MPa.

Quy trình:

- Bước 1: Chuẩn bị mẫu thử.
Bước 2: Đổ chất lỏng đầy BCC.
Bước 3: Tăng áp ≤ 2,0 ± 0,2MPa/phút tới khi đạt áp suất nổ nhỏ nhất.
Bước 4: Duy trì áp suất trong 1 phút.

2.11. Thử nén ép

Yêu cầu: Sau khi thử, đổ đầy nước và tăng áp suất tới áp suất thử không được có các vết nứt hoặc rò rỉ.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị 5 mẫu thử và dụng cụ thử theo 9.2.3.1.

Bước 2: Xác định vị trí đặt mẫu thử vào dụng cụ thử.

Bước 3: Nén ép BCC vuông góc với đường dọc trục tại điểm giữa của bình.

Bước 4: Nén ép BCC trong 30 ÷ 60s.

Bước 5: Lấy BCC ra và ghi lại kết quả.

2.12. Thử giãn nở dư theo thể tích

Yêu cầu: Không được giãn nở dư vượt 10% giãn nở tổng của bình.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị mẫu thử BCC.

Bước 2: Tăng áp suất đến áp suất thử P_t .

Bước 3: Duy trì áp suất trong 30s.

2.13. Thử với đám cháy loại A

Yêu cầu: Dập tắt được đám cháy loại A.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị phòng đủ thể tích và thông gió để cấp khí oxy cần thiết.

Bước 2: Chuẩn bị củi bằng các thanh gỗ và khay mô phỏng theo quy định 8.3.2.

Bước 3: Đặt khay mô phỏng trên sàn dưới củi gỗ.

Bước 4: Đổ vào khay thể tích nhiên liệu thích hợp.

Bước 5: Đốt cháy nhiên liệu.

Bước 6: Khi cháy còn $55 \pm 2\%$ khối lượng ban

đầu, cho BCC phun bắt đầu từ phía trước với khoảng cách $\geq 1,8\text{m}$.

Bước 7: Giảm khoảng cách phun, phun vào đỉnh, đáy, phía trước hoặc hai bên.

Bước 8: Duy trì tất cả các cơ cấu điều khiển dòng chất chữa cháy ở vị trí phun lớn nhất để bảo đảm tia phun liên tục.

2.14. Thử với đám cháy loại B

Yêu cầu: Khi thử các BCC dạng bột, phải chứng minh được rằng các BCC có thể đạt được công suất khi dùng nguyên liệu mới; Sau mỗi thử nghiệm phải còn lại tối thiểu là 5mm nhiên liệu.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị vị trí thử theo 8.4.1, khay mô phỏng theo 8.4.2, và nhiên liệu theo 8.4.3.

Bước 2: Bỏ sung nước $\leq 50\text{mm}$ và Heptan $\geq 15\text{mm}$ theo 8.4.4.1.

Bước 3: Đốt cháy nhiên liệu.

Bước 4: Cho phép nhiên liệu cháy tự do ít nhất 60s trước khi sử dụng BCC.

Bước 5: Hướng vòi phun BCC vào đám cháy và di chuyển quanh đám cháy.

Bước 6: Thông báo khi BCC được phun hết hoặc đám cháy bị dập tắt.

2.15. Thử với đám cháy loại B ở t° thấp

Yêu cầu: Dập tắt được đám cháy loại B; Sau thử nghiệm còn $\geq 5\text{mm}$ nhiên liệu.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị và ổn định BCC ở t° bảo quản nhỏ nhất trong 18h.

Bước 2: Cân BCC.

Bước 3: Ổn định hóa BCC ở vị trí thẳng đứng tại $t_{\min} \pm 2^\circ\text{C}$ trong 18h.



Bước 4: Đốt cháy nhiên liệu.

Bước 5: Cho phép nhiên liệu cháy tự do $\geq 60s$ trước khi sử dụng BCC.

Bước 6: Thử nghiệm 5 phút sau khi lấy BCC khỏi buồng ổn định hóa, đưa vào sử dụng trong 10s sau giai đoạn cháy trước và hướng vòi phun vào đám cháy.

2.16. Thử với đám cháy loại D – Đám cháy bột hoặc bụi kim loại, đám cháy mảnh vụn kim loại hoặc phoi tiện

Yêu cầu: Dập tắt được đám cháy kim loại. Sau khi phun hết, cho phép giá đám cháy không bị phá vỡ trong một khoảng thời gian do NSX quy định hoặc 60 phút. Lượng nhiên liệu còn lại $\geq 10\%$ khối lượng ban đầu.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị giá kim loại theo 8.5.2.1, nhiên liệu thử theo 8.5.2.2.

Bước 2: Đổ đầy nhiên liệu trên khung kim loại.

Bước 3: Đưa mỏ đốt vào tâm giá nhiên liệu trong $25 \div 30s$ rồi đưa ra.

Bước 4: Đợi cháy lan 25% nhiên liệu hoặc phủ 50% bề mặt giá nhiên liệu.

Bước 5: Đưa BCC vận hành và phun vào đám cháy.

Bước 6: Sau khi phun hết, kiểm tra để đảm bảo đám cháy được dập hoàn toàn.

2.17. Thử với đám cháy loại D – Đám cháy lớp mỏng kim loại lỏng – Đám cháy lan

Yêu cầu: t° nhiên liệu trong khay $\leq t^\circ$ môi trường $20^\circ C$; Lượng nhiên liệu còn lại $\geq 10\%$ khối lượng ban đầu.

Quy trình thử:

Bước 1: Chuẩn bị khay theo 8.5.4.1, nhiên liệu,

kim loại thử theo 8.5.4.2.

Bước 2: Đặt khay trên bề mặt phẳng.

Bước 3: Nung kim loại trong khay nấu chảy có nắp tới $520 \pm 10^\circ C$.

Bước 4: Mở nắp cẩn thận cho kim loại lỏng bốc cháy trong không khí.

Bước 5: Ngừng nung khi đạt $520 \pm 10^\circ C$, đổ nhiên liệu lỏng vào khay.

Bước 6: Dùng BCC để dập tắt ngọn lửa.

Bước 7: Sau khi phun hết, cho phép đám cháy không bị xáo trộn trong thời gian do NSX quy định hoặc $4 \pm 0,5h$.

Bước 8: Kiểm tra t° hỗn hợp nhiên liệu/chất chứa cháy trong khay.

2.18. Thử với đám cháy loại D – Đám cháy lớp mỏng kim loại – Đám cháy của khay

Yêu cầu: Như 2.17.

Quy trình:

Các bước 1 ÷ 4 và 6 ÷ 8 như 2.17.

Bước 5: Ngừng nung nóng khi đạt $550 \pm 10^\circ C$ và di chuyển khay khỏi nguồn nhiệt rồi đặt trên mặt sàn.

2.19. Thử với đám cháy loại D – Đám cháy đúc mô phỏng

Yêu cầu: Như 2.16.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị giá kim loại theo 8.5.2.1, nhiên liệu thử theo 8.5.2.2.

Bước 2: Đặt khay trên mặt phẳng.

Bước 3: Nung chảy hoàn toàn hợp kim Magie trong khay có nắp.

Bước 4: Mở nắp khay và tiếp tục nung nóng đến khi đạt $650 \pm 10^\circ C$.

Bước 5: Nếu nhiên liệu không tự bốc cháy thì phải dùng mỏ đốt khí để đốt.

Bước 6: Đổ nhiên liệu ra khay nhưng không đổ trực tiếp vào vật cần.

Bước 7: Khi nhiên liệu cháy lan ra toàn khay, tiến hành sử dụng BCC để dập tắt.

2.20. Thử với đám cháy loại F

Yêu cầu: Ghi lại t° từ 260°C đến t° tại lúc kết thúc thử nghiệm; Các BCC khi thử không được phun làm bắn ra các giọt nước dầu $\geq \phi 5$.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị môi trường thử theo 8.7.1, khay và cấu trúc giá theo 8.7.2 và nhiên liệu thử theo 8.7.3.

Bước 2: Đốt với tốc độ gia nhiệt $5 \pm 2^\circ\text{C}/\text{phút}$ tới khi dầu tự bốc cháy.

Bước 3: Tại lúc tự bốc cháy, ngắt nguồn năng lượng và để cháy tự do 2 phút.

Bước 4: Dùng BCC phun ở khoảng cách quy định tới khi BCC phun hết.

2.21. Thử bắn tóe đám cháy loại F

Yêu cầu: BCC khi thử không được phun làm bắn ra các giọt nước dầu $\geq \phi 5$.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị môi trường theo 8.8.1, khay và cấu trúc giá theo 8.8.2 và nhiên liệu theo 8.8.3.

Bước 2: Ổn định hóa một ở t° làm việc lớn nhất, một ở nhỏ nhất ít nhất 18 giờ.

Bước 3: Đặt bề mặt phẳng bao hoàn toàn quanh khay cháy theo 8.8.4.2.

Bước 4: Đốt dầu trong khay tới khi đạt được $175 \div 195^\circ\text{C}$.

Bước 5: BCC phun liên tục đến hết về phía tâm đám cháy trong 5 phút, vòi phun giữ ở khoảng cách quy định $\leq 2\text{m}$.

2.22. Thử tính dẫn điện của việc phun

Yêu cầu: Thử nghiệm BCC theo 8.6.3; Khi BCC hoạt động và tấm kim loại có dòng điện chạy qua, dòng điện giữa tay cầm hoặc vòi phun với đất và giữa đất với BCC $\leq 0,5\text{mA}$ tại bất cứ thời gian nào trong quá trình làm việc.

Quy trình:

Bước 1: Treo một tấm kim loại có kích thước $(1\text{m} \pm 25\text{mm}) \times (1\text{m} \pm 25\text{mm})$ ở vị trí thẳng đứng so với giá đỡ cách điện.

Bước 2: Tạo ra điện áp xoay chiều $36 \pm 3,6\text{KV}$ giữa tấm và đất.

Bước 3: Khi điện áp bằng 10% điện áp sơ cấp danh định tác động vào mạch sơ cấp và thử cấp thì dòng điện trong mạch thứ cấp $\geq 0,1\text{mA}$.

Bước 4: Lắp BCC trên giá cách điện với vòi phun cố định.

Bước 5: Nối BCC với đất.

Bước 6: Đo dòng điện giữa BCC và đất.

2.23. Thử độ bền chống nổ – Yêu cầu đối với các chi tiết bằng chất dẻo – Các chi tiết chịu áp bình thường và cụm ống mềm

Yêu cầu: Tuân theo các kết quả thử độ bền thử nổ áp suất nổ; Ống mềm và hệ thống nối ống phải vận hành được trong toàn bộ phạm vi làm việc; Không xảy ra sự phá hủy; Không có sự rò rỉ.

Quy trình:

Bước 1: Thử nổ ít nhất 3 chi tiết dẻo.

Bước 2: Dùng chất lỏng thích hợp ở $20 \pm 3^\circ\text{C}$.

Bước 3: Tăng áp suất với tốc độ $2,0 \pm 0,2\text{MPa}/\text{phút}$. 

Bước 4: Duy trì áp suất nổ nhỏ nhất 1 phút rồi tăng đến phá hủy.

2.24. Lão hóa trong lò sấy - Yêu cầu đối với các chi tiết bằng chất dẻo – Các chi tiết chịu áp bình thường

Yêu cầu: Không cho phép rạn nứt.

Quy trình:

Bước 1: Thử lão hóa nhanh trong lò sấy ít nhất 3 chi tiết dẻo.

Bước 2: Sấy ở $100 \pm 3^\circ\text{C}/180$ ngày.

Bước 3: Lắp các chi tiết, các đầu nối để chịu các ứng suất lắp ráp bình thường.

Bước 4: Sau thử phơi, ổn định hóa trong 5h ở $20 \pm 3^\circ\text{C}$ rồi kiểm tra rạn nứt.

Bước 5: Đặt các chi tiết vào thử nổ.

2.25. Thử phơi ánh sáng tím – Yêu cầu đối với các chi tiết bằng chất dẻo

Yêu cầu: Không cho phép rạn nứt; Áp suất nổ $\geq$ bằng áp suất thử quy định.

Quy trình:

Bước 1: Thử phong hóa nhân tạo theo 9.8.3.4 trong 500h cho ít nhất 6 chi tiết.

Bước 2: Lấy các chi tiết ra và ổn định hóa trong thời gian 5h ở $20 \pm 5^\circ\text{C}$.

Bước 3: Kiểm tra rạn nứt các chi tiết.

Bước 4: Dùng hai đèn hồ quang cacbon kín tạo ánh sáng cực tím theo 9.8.3.4.

Bước 5: Lắp các mẫu thử thẳng đứng, đối diện các đèn và quay tròn 1rpm liên tục xung quanh các đèn đứng yên.

Bước 6: Phun nước vào mẫu đang quay.

Bước 7: Phơi mẫu ở $63 \pm 5^\circ\text{C}$ trong: bụi nước 3 phút; ánh sáng 17 phút.

2.26. Độ bền chịu va đập – Yêu cầu đối với

các chi tiết bằng chất dẻo

Yêu cầu: Không xuất hiện gãy vỡ, vết nứt; Sau đó van phải có khả năng chịu được áp suất thử trong 1 phút.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị 4 mẫu BCC gắn các chi tiết đã thử lão hóa và đổ đầy 95% nước và dung dịch chống đóng băng.

Bước 2: Đặt áp suất tới áp suất làm việc lớn nhất bằng nitơ.

Bước 3: Như 2.4 ở $-20 \pm 3^\circ\text{C}$ hoặc t° làm việc nhỏ nhất (lấy nhỏ hơn).

2.27. Thử phơi trong chất chữa cháy – Yêu cầu đối với chi tiết bằng chất dẻo

Yêu cầu: Không được hư hỏng đối với các ống xi-phong; Sau khi thử phơi, các mẫu hình vòng được cắt từ ống xi-phong không được có sự suy giảm $\geq 40\%$ giá trị ban đầu đối với giới hạn bền kéo hoặc độ bền chống nén ép.

Quy trình:

Bước 1: Đặt ống xi-phong theo 9.8.6.3 tiếp xúc với chất chữa cháy sử dụng.

Bước 2: Phủ hoàn toàn hoặc nhấn chìm trong chất chữa cháy (đảm bảo các mẫu thử không tiếp xúc với nhau).

Bước 3: Đặt các mẫu thử vào lò sấy nung nóng trước ở $90 \pm 3^\circ\text{C}/210$ ngày.

Bước 4: Sau khi phơi, làm mát các mẫu thử trong không khí ở $23 \pm 2^\circ\text{C}/24\text{h}$ trước thử nghiệm khác và đo kích thước.

2.28. Thử hiệu chuẩn – Áp kế và dụng cụ chỉ báo

Yêu cầu: Sai số ở các giới hạn phạm vi hoạt động $\leq$ áp suất làm việc: $\pm 4\%$ đối với

áp kế bình bột và gốc nước, $\pm 8\%$ đối với áp kế bình dùng chất chữa cháy sạch; Tại vạch 0, áp suất không được vượt quá 12% hoặc xuống dưới 0% áp suất làm việc; Tại áp suất lớn nhất được hiển thị, sai số $\leq 15\%$ áp suất làm việc.

Quy trình:

Bước 1: Lắp áp kế hoặc dụng cụ hiển thị trên máy thử áp kiểu trọng tải hoặc đường ống có một áp kế mẫu với độ chính xác không thấp hơn 0,25%.

Bước 2: Chuẩn bị môi chất nén theo 9.12.2.3.

Bước 3: Tăng đồng đều áp suất tới khi đạt được giới hạn trên của áp kế.

Bước 4: Giảm áp suất đều tới 0.

Bước 5: Ghi lại áp suất tác dụng, số đọc của áp kế hoặc dụng cụ hiển thị và sai số thực của mỗi lần tăng hoặc giảm áp suất.

2.29. Thử độ bền chống nổ – Áp kế và dụng cụ chỉ báo

Yêu cầu: Chịu được áp suất bằng 6 lần áp suất làm việc.

Quy trình:

Bước 1: Lắp áp kế vào bơm tăng áp thủy lực sau khi đã rút hết không khí khỏi hệ thống thử.

Bước 2: Đặt mẫu vào trong lồng thử và tăng áp 2,0 Mpa/phút đến đạt yêu cầu.

Bước 3: Giữ áp suất này trong 1 phút.

Bước 4: Tăng áp suất tới khi phá hủy hoặc tới 8 lần áp suất làm việc được hiển thị (lấy giá trị nào xảy ra đầu tiên).

2.30. Thử quá áp – Áp kế

Yêu cầu: Độ chênh lệch của các số đọc áp suất làm việc được hiển thị trước và sau khi áp kế đã chịu tác động của áp suất bằng 110%;

Khả năng hiển thị của áp kế trong 3 giờ không vượt quá 4% áp suất làm việc được hiển thị.

Quy trình:

Bước 1: Cho các áp kế mẫu chịu tác động áp suất thử yêu cầu trong 3 giờ.

Bước 2: Sau đó giảm hết áp suất và cho các áp kế đứng ở áp suất 0 trong 1 giờ.

Bước 3: Tiến hành thử hiệu chuẩn các áp kế theo 9.12.2 (Thử hiệu chuẩn).

2.31. Thử bằng xung – Áp kế

Yêu cầu: Độ lệch của các số đọc áp suất làm việc được hiển thị trước và sau khi áp kế chịu tác động chu kỳ xung áp suất không được vượt quá 4% áp suất làm việc được hiển thị.

Quy trình:

Bước 1: Lắp áp kế mẫu vào nguồn điều chỉnh được (không khí, nitơ, nước).

Bước 2: Thay đổi áp từ 0% ÷ 125% áp suất làm việc được hiển thị hoặc 0% ÷ 6% khả năng đo (lấy giá trị cao hơn).

Bước 3: Đưa áp suất về 0% với tần suất 6 chu kỳ/phút.

Bước 4: Tiếp tục đến 1000 chu kỳ.

Bước 5: Thử hiệu chuẩn các áp kế theo 9.12.2 (Thử hiệu chuẩn).

2.32. Thử sự giảm áp – Áp kế

Yêu cầu: Áp kế phải có van giảm áp bằng thông hơi; Van này phải hoạt động ở áp suất ≤ 345 kPa trong 24h.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị các áp kế có ống Bourdon được cắt ngang qua hoàn toàn. 

Bước 2: Nhúng áp kế trong nước với đầu áp kế được nối với một nguồn không khí hoặc nitơ điều chỉnh được.

Bước 3: Duy trì áp 345kPa tới khi xảy ra sự giảm áp hoặc 24h (lấy giá trị nhỏ).

Bước 4: Đo lưu lượng.

2.33. Thử chịu nước – Áp kế

Yêu cầu: Áp kế hoặc dụng cụ hiển thị dùng trên BCC phải kín nước.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị mẫu thử áp kế hoặc dụng cụ hiển thị.

Bước 2: Ngâm trong nước ở độ sâu 0,3m trong 2 giờ.

2.34. Thử rò rỉ – Áp kế, dụng cụ chỉ báo

Yêu cầu: Không được rò rỉ ở $10^6 \text{ cm}^3/\text{s}$ tại áp suất làm việc mong muốn ở 20°C .

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị 12 mẫu thử áp kế, dụng cụ hiển thị, mẫu chuẩn rò rỉ và thiết bị phát hiện rò rỉ theo 9.12.8.2.

Bước 2: Tác động áp suất làm việc mong muốn ở 20°C vào mỗi 12 áp kế.

Bước 3: Kiểm tra rò rỉ của tất cả các chi tiết chịu áp.

2.35. Thử loa phun – Yêu cầu đặc biệt đối với BCC dùng CO_2

Yêu cầu: Không bị nứt hoặc bị vỡ.

Quy trình:

Bước 1: Ổn định hóa loa 18h ở 60°C .

Bước 2: Lắp vào BCC đã được nạp đầy.

Bước 3: Phun BCC, van mở hoàn toàn.

Bước 4: Cho loa phun chịu tải tĩnh 25kg, bề mặt tiếp xúc $\phi 50$ trong 5 phút.

Bước 5: Kiểm tra để đảm bảo loa phun đúng tiêu chuẩn.

2.36. Thử giới hạn bền kéo, độ giãn dài, độ lớn nhất và độ cứng – Yêu cầu đối với đệm kín và vòng chữ O

Yêu cầu: Đáp ứng mục 9.15.1 TCVN.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị các chi tiết đàn hồi.

Bước 2: Xác định kích thước, hình dạng chi tiết để quyết định thử nghiệm nào có thể được tiến hành.

Bước 3: Tiến hành thử kéo chi tiết thử.

Bước 4: Đo và ghi lại số liệu sau thử nghiệm của chi tiết.

2.37. Thử nén – Yêu cầu đối với đệm kín và vòng chữ O

Yêu cầu: Độ biến dạng dư sau khi nén $\leq 25\%$ chiều dày ban đầu của chi tiết.

Quy trình:

Bước 1: Chuẩn bị các mẫu thử của chi tiết đàn hồi bằng cao su/giống cao su.

Bước 2: Lắp mẫu thử trên thiết bị nén.

Bước 3: Nén tới 1/3 chiều dày ban đầu.

Bước 4: Giữ trong 24h ở 20°C .

3. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày tổng quan về BCC và lượng hóa các tiêu chí kiểm định BCC xách tay tuân theo TCVN 7026:2013. Đây là cơ sở để

xây dựng lưu đồ giải thuật cho từng bài kiểm định và đề xuất hợp nhất các cụm thiết bị, và sau đó tự động hóa quy trình kiểm định. Nội dung tiếp theo sẽ được trình bày ở bài báo kế tiếp.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2024-20b-01. Chúng tôi xin cảm ơn Phòng Thí nghiệm trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống, Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **12/3/2024**

Ngày phản biện: **05/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TCVN 7026:2013, *Chữa cháy – Bình chữa cháy xách tay – Tính năng và cấu tạo*.
- [2]. QCVN 03:2021/BCA, *Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phương tiện phòng cháy và chữa cháy*.
- [3]. Phan Hoang Long et. al., *Design and implementation of automation testing device for fire fighting hoses*, Vietnam Mechanical Eng. Journal, Vol.11, pp.69-77, 2020.

- [4]. Xuan Quang Ngo et. al., *Design of mobile manipulator for fire extinguisher testing – Part I: Key specifications and conceptual design*, The 7th Int'l Conf. on Advanced Eng. - Theory and Applications 2022 (AETA2022), pp.1-10, Hochiminh City, Vietnam, Dec. 2022.
- [5]. Thai Nguyen Chau et. al., *Design of mobile manipulator for fire extinguisher testing – Part II: Design and simulation*, The 7th Int'l Conf. on Advanced Eng. - Theory and Applications 2022 (AETA2022), pp.11-20, Hochiminh City, Vietnam, Dec. 2022.
- [6]. Ho Hai Dang et. al., *Application of multi-pid controllers for fire resistance testing furnace*, The 2023 Int'l Symposium on Advanced Eng. (ISAE2023), pp.21-28, Hochiminh City, Vietnam, Feb. 2023.
- [7]. Huy Hung Nguyen et. al., *Model identification of gas-fired industrial furnace*, The 7th Int'l Conf. on Advanced Eng. - Theory and Applications 2022 (AETA2022), pp.42-51, Hochiminh City, Vietnam, Dec. 2022.
- [8]. Nguyen Tan Tien et. al., *Temperature control of gas furnace with time delay*, Vietnam Mechanical Eng. Journal, Vol.295, pp.207-213, 2022.

LILAMA10 viết tiếp truyền thống trên thủy điện Ialy mở rộng

Năm 2024 là năm về đích của Dự án Nhà máy thủy điện (NMTĐ) Ialy mở rộng. Nhà máy đi vào hoạt động sẽ bổ sung nguồn điện quan trọng cho hệ thống điện quốc gia, tăng thêm sản lượng phát điện trung bình mỗi năm khoảng 233,2 triệu kWh, đồng thời góp phần giảm chi phí nhiên liệu hàng năm, giảm phát thải CO₂,... LILAMA10 tự hào là nhà thầu tham gia chế tạo một phần thiết bị đường ống áp lực và tổ hợp, lắp đặt toàn bộ thiết bị cơ điện của dự án.

Ở đâu có thủy điện ở đó có LILAMA10!

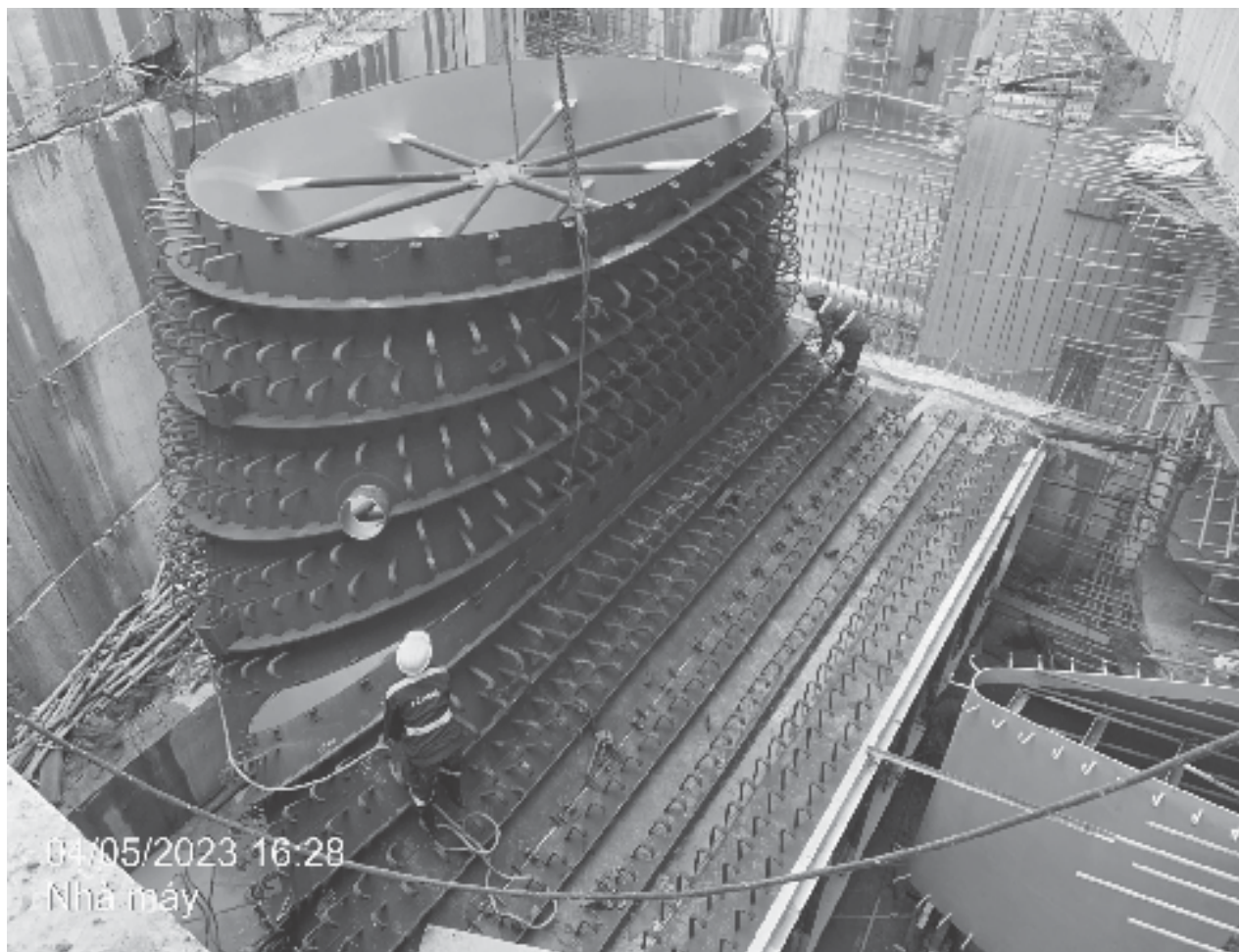
Dự án NMTĐ Ialy mở rộng do Tập đoàn Điện lực Việt Nam (EVN) làm chủ đầu tư với tổng mức đầu tư gần 6.400 tỷ đồng, được xây dựng tại xã Ya Tăng, huyện Sa Thầy, tỉnh Kon Tum và xã Ia Mơ Nông, Ia Krengh, thị trấn Ialy, huyện Chư Păh, tỉnh Gia Lai. Dự án có quy mô hai tổ máy, công suất 360 MW (mỗi tổ máy công suất 180 MW).

Theo ông Nguyễn Văn Thành - Giám đốc Ban Quản lý dự án điện 2 (thuộc EVN), Dự án NMTĐ Ialy mở rộng gồm hơn 60 gói thầu, trong đó gói thầu số 37 (XL-05) “Thi công xây lắp công trình” là gói thầu xây lắp chính của dự án có tổng giá trị 2.365 tỉ đồng. Gói thầu yêu cầu kỹ thuật và tính chất phức tạp, có tính quyết định đến tiến độ hoàn thành của dự án. Nhà thầu thi công gói thầu số 37 là Liên danh bao gồm nhiều “tên tuổi” lớn trong lĩnh vực xây dựng thủy điện và công trình thủy, đó là Tổng Công ty Xây dựng Lũng Lô – Tổng Công ty Xây dựng Trường Sơn – Tổng Công ty Sông Đà – Tổng Công ty CP Xuất nhập khẩu và Xây dựng Việt Nam – Công ty CP LILAMA 10. Hạng mục thi công chính của gói thầu gồm: Thi công xây dựng, lắp đặt thiết bị các hạng mục công trình chính như cửa lấy nước và kênh dẫn vào, đường hầm dẫn nước, tháp điều áp, đường ống áp lực, nhà máy, kênh xả, tường chắn nước TN, xử lý ổn định mái taluy và chống đá lăn, tường dẫn dòng T1 và kênh dẫn dòng nhà máy. Thi công xây dựng các hạng mục công trình phục vụ thi công như: Đê quai cửa lấy nước; ngầm và tường dẫn dòng T2; các hầm phụ và ngách thi công; các đường thi công – vận hành; bãi tập kết vật liệu. Các công việc chuẩn bị, phụ trợ khác phục vụ thi công và các yêu cầu đảm bảo về an toàn, sức khỏe, môi trường và xã hội. Trong đó, LILAMA10 thực hiện các hạng mục công việc: Lắp đặt thiết bị cơ khí thủy công và cơ khí thủy lực.

Cũng tại Dự án NMTĐ Ialy mở rộng, LILAMA10 còn tham gia thực hiện gói thầu số 41 (TB-2) cung cấp thiết bị cơ khí thủy công và dịch vụ kỹ thuật với Liên danh nhà thầu “Công ty Cổ phần LILAMA10 – Tổng Công ty Máy và Thiết bị công nghiệp – Viện Nghiên cứu Cơ khí – Tổng Công ty Xây dựng Cơ điện”. Phạm vi công việc chính của gói thầu bao gồm: Chế tạo, cung cấp cửa van, khe van cửa nhận nước, hạ lưu nhà máy; Chế tạo, cung cấp đường ống áp lực; Chế tạo, cung cấp cầu trục chân đế; Cung cấp máy nâng thủy lực; Thực hiện các dịch vụ kỹ thuật có liên quan.

Trước khi được giao gói thầu 37 (XL-05) thi công xây lắp công trình Thủy điện Ialy mở rộng, LILAMA10 đã và đang đảm nhiệm thi công nhiều công trình trọng điểm trong nước và quốc tế, gồm: Thủy điện Hòa Bình, Thủy điện Sơn La, Thủy điện Lai Châu, Thủy điện Huội Quảng,

Thủy điện Bản Chát, Thủy điện Thượng Kon Tum, Thủy điện Nậm Ngừm, Thủy điện Nậm Theun 1 (Lào), Thủy điện Sendje (Ghi-nê xích đạo), Nhiệt điện Nghi Sơn 2, Nhiệt điện Sông Hậu 1, Lọc hóa dầu Long Sơn, Luyện đồng Lào Cai,...



Người thợ của Lilama10 đang tiến hành lắp đặt Khuỷu hút - Nhà máy Thủy điện Ialy mở rộng

Nỗ lực đưa công trình về đích vượt tiến độ

Dự án NMTĐ Ialy mở rộng được khởi công từ tháng 6/2021, dự kiến sẽ phát điện hai tổ máy trong quý IV/2024. Đến nay, các nhà thầu thi công đã hoàn thành toàn bộ công tác đào và gia cố tạm các hạng mục ngầm; bê tông cửa lấy nước, hoàn thành lắp đặt cửa van sửa chữa, cửa van vận hành và cầu trục chân dê cửa lấy nước; bê tông tháp điều áp; Hạng mục nhà máy bê tông đã thi công được 98% khối lượng và đã lắp đặt xong cửa van sửa chữa hạ lưu, cầu trục vận hành.

Hiện nay, đang tiếp tục thi công bê tông vỏ hầm dẫn nước, đường ống áp lực và bê tông khu vực tổ máy, thi công đào và gia cố kênh dẫn vào cửa lấy nước, kênh dẫn dòng phạm vi rừng và kênh xả hạ lưu, thi công hạng mục mở rộng trạm phân phối và tuyến đường dây 500kV đầu nối.



Tính đến hết quý I/2024, các hạng mục quan trọng như hầm dẫn nước, đường ống áp lực; công tác đào và gia cố kênh dẫn vào cửa lấy nước đáp ứng tiến độ phù hợp với quy trình vận hành hồ Thủy điện Ialy đều hoàn thành và vượt kế hoạch.



Các đơn vị cùng ký kết giao ước thi đua năm 2024.

Theo ông Thái Sơn – Giám đốc Ban điều hành Liên danh nhà thầu cho biết: Năm 2024 là năm về đích của dự án, công việc cũng hết sức nặng nề: Trong đó, với hạng mục hầm phải hoàn thành bê tông vữa hầm và đổ bê tông các nút trước 30/10/2024 để phục vụ cho ngập nước và phát điện; Đối với hạng mục kênh vào cửa lấy nước và kênh xả ra nhà máy cần hoàn thành trước 30/7/2024 (trước mùa mưa năm 2024). Đây là hai hạng mục phụ thuộc vào sự điều tiết hạ mực nước lòng hồ Ialy để thi công.

Đối với công tác lắp đặt thiết bị: Bắt đầu từ 01/4/2024, để phát điện cả hai tổ máy trong năm 2024 đòi hỏi nhà thầu LILAMA10 cần nỗ lực hết sức, huy động thêm nhân công, thiết bị, đặc biệt là việc tổ hợp Rotor tổ máy số 2. Công ty đã tìm mọi giải pháp, bố trí nhân lực, thiết bị thi công 3 ca liên tục để đáp ứng theo tiến độ đã lập; đồng thời tổ chức giao ban hàng ngày, hàng tuần và giao ban tháng để điều hành quản lý công việc, kịp thời giải quyết các vấn đề phát sinh tại công trường. ❖

HẢI HÀ