

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 chuyên gia công nghệ, chuyên đề khoa học và công nghệ có hàm lượng khoa học và giá trị thực tiễn cao của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia, giảng viên, nghiên cứu sinh, học viên cao học, ... trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí. Ngoài ra, Tạp chí cũng còn là nơi công bố những phát minh, sáng chế, kết quả, thành tích, điển hình tiên tiến trong hoạt động nghiên cứu khoa học, quản lý, đào tạo và sản xuất, kinh doanh lĩnh vực Cơ khí ở trong và ngoài nước tới đồng bào bạn đọc.

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

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

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 - 0985 696 263 / 0982 254 465

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

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 318, tháng 8 năm 2024
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

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

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH
ĐẶNG VĂN LONG

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP

TS. **ĐỖ HỮU HẢO** (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. **TRƯƠNG VIỆT ANH**
GS, TS. **ĐINH VĂN CHIẾN**
GS, TSKH. **PHẠM VĂN LANG**
GS, TS. **CHU VĂN ĐẠT**
PGS, TS. **TRẦN VĂN HƯNG**
PGS, TS. **ĐÀO QUANG KẾ**
PGS, TS. **NGUYỄN VĂN BẦY**
PGS, TS. **ĐÀO DUY TRUNG**
PGS, TS. **LÊ THU QUÝ**
PGS, TS. **BÙI TRUNG THÀNH**
PGS, TS. **LÊ VĂN ĐIỂM**
GS, TS. **LÊ ANH TUẤN**
GS, TS. **NGUYỄN HỮU LỘC**
PGS, TS. **DƯƠNG VĂN TÀI**
TS. **PHAN ĐĂNG PHONG**
TS. **TẠ NGỌC HẢI**
PGS, TS. **TRẦN NGỌC HIỀN**
PGS, TS. **TRƯƠNG HOÀNH SƠN**
TS. **HỒ TRẦN ANH NGỌC**

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

*Tập chí Cơ khí Việt Nam:

- In tại Công ty Cổ phần In Khoa học Công nghệ Hà Nội
- Khuôn khổ 20,5cm x 28,5cm
- 240 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 120.000 đồng/quyển Tạp chí



- ❖ Ứng dụng phương pháp LMD trong đánh giá tình trạng kỹ thuật hộp số cơ khí
- ❖ Nghiên cứu tiếng ồn khí động bên trong xe ô tô
- ❖ Nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục

Số 318, tháng 8 năm 2024

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 25 tháng 8 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:** 0985 696 263 - 0982 254 465

Email: tckvietnam@gmail.com

Website: cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

* * *

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

Văn bản chấp thuận tăng trang số 1121/CBC-QLBC ngày 21 tháng 8 năm 2024 của Cục Báo chí,
Bộ Thông tin và Truyền thông, để xuất bản số 318 tháng 8 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.tpchem@gmail.com

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

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

- 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

Phòng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

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

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (6-234)

1. Trịnh Kiều Tuấn: Giải pháp ứng dụng năng lượng địa nhiệt nhằm giảm tiêu thụ điện năng của hệ thống điều hòa không khí làm mát cho các tòa nhà văn phòng ở Việt Nam.....	6
2. Mạc Văn Giang: Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số công nghệ đến độ chính xác kích thước khi gia công thép gió SKH51 trên máy cắt dây VL600Q.....	11
3. Đoàn Thanh Xuân: Bộ đôi số kết hợp AI trong sản xuất sinh dược phẩm.....	19
4. Phạm Văn Liệu, Nguyễn Tường Vi, Đinh Văn Phương: Nghiên cứu thiết kế, chế tạo mô hình hệ thống phun xăng và đánh lửa của động cơ đốt trong phục vụ đào tạo.....	26
5. Nguyễn Ngọc Sang: Nghiên cứu chế tạo mô hình mô phỏng hệ thống chiếu sáng tự động trên ô tô sử dụng phần mềm Proteus và Arduino.....	31
6. Nguyễn Anh Tuấn, Nguyễn Quang Dũng: Nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục	35
7. Hoàng Thị Kim Dung: Nghiên cứu tiếng ồn khí động bên trong xe ô tô.....	43
8. Hoàng Thị Kim Dung: Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng đến đặc tính âm khí động cánh.....	47
9. TS. Nguyễn Quang Lượng, TS. Nguyễn Nam Quý, TS. Lê Hữu Ban: Đánh giá khả năng áp dụng tiêu chuẩn STANAG 4367 cho tính toán thuật phóng trong.....	52
10. Trần Xuân Hiệp, Đồng Văn Keo, Bành Quốc Nguyên: Phương pháp xác định bố cục cho khuôn ép nhựa nhiều lòng khuôn.....	57
11. TS. Ngô Văn Tuyên, TS. Trần Thanh Hải, ThS. Vũ Đức Dũng, ThS. Lê Văn Thảo: Xác định hệ số giãn nở nhiệt của thép OXH3MΦA dùng để chế tạo nòng pháo cỡ lớn bằng phương pháp lắp ghép có độ dôi.....	62
12. Lưu Thanh Tùng, Nguyễn Hoàng Long: Nghiên cứu thuật toán Deep Reinforcement Learning điều khiển mobile robot điều hướng tự động.....	66
13. ThS. Phạm Đức Khôi, ThS. Bùi Hoàng Đạt: Các yếu tố về kết cấu ảnh hưởng đến độ chính xác bắn của súng trung liên thế hệ mới.....	72
14. Nguyễn Thanh Tùng, Trần Thế Văn, Vũ Đức Phúc, Đặng Quang Mến: Thiết kế, gia công và đánh giá độ chính xác biên dạng CIC của rotor bơm kiểu roots.....	77
15. Nguyễn Gia Phong: Ứng dụng công nghệ CAD/CAM trong giảng dạy thiết kế thời trang.....	83
16. Nhã Tường Linh: Đánh giá ảnh hưởng của tiết diện đường ống và kích thước xi-lanh chính đến sự chuyển dịch của piston xi-lanh công tác trong hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên xe du lịch...	89
17. Nguyễn Văn Khiển, Đặng Văn Hải: Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao chính xác 2 bậc tự do sử dụng thuật toán NSGA-II và ANN.....	98
18. ThS. Nguyễn Thị Hiếu Thảo, ThS. Nguyễn Đức Văn: Nghiên cứu ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo để dự đoán độ nhám bề mặt nhằm tối ưu hóa các tham số quá trình tiện CNC với thép SUM24L...	105
19. Lê Anh Tuấn, Nguyễn Văn Công: Thiết kế, chế tạo cơ cấu gá kẹp bên trong ống liều đạn pháo cỡ 85mm.....	111
20. Đinh Tấn Hưng: Nghiên cứu mô phỏng đặc tính khí động của khí cầu treo dạng Helikite.....	115
21. Trương Văn Thuận: Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số kết cấu hệ thống treo đến dao động của xe ô tô điện cỡ nhỏ.....	120
22. Vũ Văn Duy, Trần Trọng Thắng: Nghiên cứu thiết kế vị trí các đệm khí của ổ đệm khí chịu lực hướng tâm sử dụng trong thiết bị chuẩn mô men lực.....	128

23. Phạm Anh Tuấn, Nguyễn Mạnh Hùng, Lê Văn Trung, Lại Việt Anh: Thiết kế bộ điều khiển đánh lỗi điện tử các cảm biến trên động cơ phun xăng trực tiếp (GDI) phục vụ công tác đào tạo và nghiên cứu khoa học.....	137
24. Đinh Tấn Hưng: Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mạch điều phối năng lượng ứng dụng cho UAV năng lượng mặt trời.....	142
25. Trần Thị Thanh Hải: Giải pháp tự động quấn vòng đai cố định cho cuộn dây trong loa âm thanh	148
26. Lê Đức Hiếu, Đinh, Quốc Cường: Ứng dụng phương pháp LMD trong đánh giá tình trạng kỹ thuật hộp số cơ khí.....	154
27. Nguyễn Ngọc Thuận, Phạm Anh Tuấn, Vũ Đức Hoàn, Bùi Văn Hiếu, Nguyễn Trọng Hiếu: Thiết kế tấm khuôn dương nhằm chế tạo bằng phương pháp WAAM.....	161
28. Nguyễn Việt Tuấn Anh, Trương Văn Thành, Trần Chí Bảo, Nguyễn Trọng Hiếu: Thực nghiệm đo phân bố nhiệt độ của khuôn dương của khuôn phun ép nhựa.....	165
29. Bùi Văn Hiếu, Cao Phạm Đức Hiếu, Hoàng Văn Hiếu, Võ Văn Lâm, Trần Minh Thế Uyên: Ứng dụng CAD trong thiết kế khuôn phun ép nhựa.....	169
30. Hoàng Thị Kim Dung: Nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ số thon đến đặc tính khí động cánh Delta..	173
31. Bảo Điền, Phạm Anh Tuấn, Lê Việt Phi, Vũ Đức Hoàn, Trần Thái Sơn: Nghiên cứu độ bền kéo của sản phẩm dạng trục tạo ra bằng công nghệ WAAM Layer với các khoảng offset khác nhau....	177
32. Lê Đức Hiếu, Phạm Minh Hiếu, Lê Huy: Thiết kế và mô phỏng hệ thống lái trợ lực điện bằng phần mềm Inventor.....	182
33. Nguyễn Võ Thành Công, Trần Đắc Luân, Nguyễn Ngọc Duy, Vũ Đình Thắng, Đỗ Thành Trung: Khảo sát ảnh hưởng tốc độ hàn đến chất lượng sản phẩm in 3D kim loại WAAM.....	192
34. Trần Minh Thế Uyên, Trần Thái Sơn, Phùng Anh Quang, Huỳnh Thị Tuyết Minh, Trần Tường Vi: Nghiên cứu mô phỏng kiểm soát sự thay đổi nhiệt độ trong lòng khuôn hình chữ nhật.....	197
35. Nguyễn Đức Mạnh, Nguyễn Đức Nam, Nguyễn Khắc Nhật, Lương Thanh Khánh, Phạm Sơn Minh: Thực nghiệm công nghệ WAAM cho sản phẩm dạng trục với các cường độ dòng điện khác nhau.....	202
36. ThS. Vũ Đình Tráng, ThS. Phùng Công Dũng, ThS. Nguyễn Xuân Hòa, TS. Bùi Văn Trâm: Nghiên cứu thiết kế và chế tạo khung cầu chữ A lắp trên tàu khảo sát môi trường biển.....	207
37. Trương Minh Đức, Nguyễn Tuấn Hưng: Nghiên cứu, đánh giá chất lượng bề mặt chi tiết khi phay có sự hỗ trợ của rung siêu âm.....	213
38. Nguyễn Minh Tân, Ngô Thị Thảo, Nguyễn Văn Nhất, Nguyễn Anh Tuấn: Nghiên cứu chế tạo thiết bị mài mòn ứng dụng kiểm tra độ bền mòn trục hàn đắp phục hồi.....	219
39. Nguyen Nhu Hieu, Pham Ngoc Chung: Static pull-in instability analysis of a microcantilever under uniformly distributed loading and electrostatic interaction force using shooting method.....	227

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (235-236)

– LILAMA 10 cùng thành viên của Liên danh Tổng thầu Hyundai E&C lắp đặt thành công bồn chứa (Storage Tank) thuộc tổ máy số 1, tại Dự án Nhiệt điện Quảng Trạch 1.....	235
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

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 318, THÁNG 8 NĂM 2024

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	TS.Vũ Trung Tuyến, TS.Hoàng Trung Kiên	Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương
2	PGS,TS. Nguyễn Đăng Điệp, TS. Đào Mạnh Quyền	Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải
3	PGS,TS.Trần Quang Dũng, TS. Võ Văn Biên, TS. Đỗ Mạnh Tùng, TS. Nguyễn Đăng Quý, PGS,TS. Trần Văn Tân	Học viện Kỹ thuật Quân sự
4	TS. Phạm Thị Thủy, PGS,TS.Nguyễn Văn Xô, TS. Bùi Thị Thúy	Trường Đại học Mỏ - Địa chất
5	TS.Nguyễn Tường Vi, TS.Hoàng Anh Tuấn, TS. Phạm Trung Kiên, TS.Trương Minh Đức, TS. Phạm Văn Liệu	Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp
6	TS. Đào Văn Dưỡng	Trường Đại học Công Thương TP. Hồ Chí Minh
7	TS. Nguyễn Anh Ngọc	Trường Đại học Giao thông Vận tải
8	TS. Nguyễn Quốc Mạnh	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên
9	GS,TS. Vũ Toàn Thắng, TS. Nguyễn Tiến Dũng, TS.Dương Văn Lạc, TS.Lê Thị Tuyết Nhưng, TS. Đinh Tuấn Hưng, PGS,TS.Hoàng Thị Kim Dung	Trường Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội
10	PGS,TS. Võ Tường Quân, TS. Hồ Triết Hưng, TS.Võ Ngọc Anh Tuấn	Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh
11	PGS,TS. Phạm Sơn Minh, TS. Nguyễn Trần Phú, TS. Nguyễn Văn Thức, TS.Trần Minh Thế Uyên, TS.Đặng Hùng Sơn	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh
12	TS. Phạm Minh Hiếu, TS. Nguyễn Xuân Tuấn	Trường Cơ khí Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

GIẢI PHÁP ỨNG DỤNG NĂNG LƯỢNG ĐỊA NHIỆT NHẪM GIẢM TIÊU THỤ ĐIỆN NĂNG CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ LÀM MÁT CHO CÁC TÒA NHÀ VĂN PHÒNG Ở VIỆT NAM

SOLUTIONS TO UTILIZE GEOTHERMAL ENERGY TO REDUCE POWER CONSUMPTION OF AIR COOLING SYSTEMS FOR OFFICE BUILDINGS IN VIETNAM

Trịnh Kiều Tuấn

Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu và đưa ra giải pháp ứng dụng địa nhiệt nhằm giảm tiêu thụ điện năng của hệ thống điều hòa không khí khi làm mát. Dựa trên các kết quả nghiên cứu về sự ổn định của nhiệt độ ở tầng nông ngay dưới mặt đất không phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ trên bề mặt trái đất, dựa vào các kết quả nghiên cứu ứng dụng năng lượng địa nhiệt, tác giả đã đưa ra giải pháp và tiến hành tính toán thiết kế mô hình hệ thống ứng dụng năng lượng địa nhiệt giúp quá trình hoạt động của hệ thống điều hòa không khí giảm tiêu thụ điện năng khi làm mát. Tác giả cũng đã tiến hành thực nghiệm trên mô hình công suất nhỏ để kiểm tra hiệu quả của giải pháp, từ đó đề xuất ứng dụng trong thực tế trên các hệ thống điều hòa trung tâm làm mát cho các tòa nhà văn phòng ở Việt Nam.

Từ khóa: Năng lượng địa nhiệt; Điều hòa không khí; Điều hòa trung tâm; Năng lượng xanh; Bơm địa nhiệt.

ABSTRACT

This article researches and proposes solutions to utilize geothermal heat to reduce power consumption of air conditioning systems for cooling. Basing on the stability of temperature in the shallow layer just below the ground surface, which does not depend much on the earth's surface temperature and on research results on geothermal energy applications, the author proposes solutions and conducts calculations to design models of geothermal energy systems to reduce power consumption of air conditioning system for cooling. The author also conducted experiments on a small capacity model to evaluate the effectiveness of the solution, thereby proposing practical applications on central air conditioning cooling system for office buildings in Vietnam.

Keywords: Geothermal energy; Air conditioner; Central air conditioning; Green energy; Geothermal pump.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Theo nghiên cứu, điện năng tiêu thụ trong các tòa nhà chiếm khoảng 40% năng lượng điện tiêu thụ toàn cầu [1], trong đó hơn 60% năng lượng điện được sử dụng để điều hòa không khí. Ở Việt Nam, vào mùa hè, nhu cầu sử dụng điện cho điều hòa không khí để làm mát trong cả nước là đặc biệt lớn và là nguyên nhân thường xuyên gây ra thiếu điện trong những năm gần đây và ảnh hưởng lớn tới an ninh năng lượng quốc gia. Phần lớn nguồn cung cấp điện ở Việt Nam là từ thủy điện và nhiệt điện, cả hai phương pháp này đều có những tác động xấu đối với môi trường [2]. Vì vậy cấp thiết cần phải có các giải pháp tiết kiệm năng lượng điện hiệu quả cho việc điều hòa không khí song hành với việc khai thác ứng dụng các nguồn năng lượng xanh thân thiện với môi trường.

Trên thế giới, năng lượng địa nhiệt đã được ứng dụng để làm mát và sưởi từ lâu và ngày càng phổ biến. Cách thức sưởi ấm và làm mát này dựa trên việc nhiệt độ ở tầng nông vài mét dưới bề mặt luôn ở mức khoảng 10 tới 15 độ bất kể mùa đông hay mùa hè. Thông qua hệ thống bơm địa nhiệt tận dụng nhiệt độ ổn định nêu trên cho trao đổi nhiệt với nhiệt độ trong phòng bằng cách đẩy chất tải nhiệt tuần hoàn trong vòng ống đặt ngầm bên dưới nhà và chôn trong lòng đất. Việc ứng dụng năng lượng địa nhiệt cho làm mát và sưởi ấm theo phương pháp này giúp giảm đến 30% lượng điện năng tiêu thụ so với sử dụng điều hòa không khí truyền thống và đặc biệt là vô cùng thân thiện với môi trường [3]. Tuy nhiên, giá thành lắp đặt một hệ thống bơm địa nhiệt như vậy có giá thành khá cao. Giải pháp này chỉ thực sự phù hợp triển khai ở các quốc gia có chính sách khuyến khích và trợ giá như ở các nước châu Âu và Mỹ [4].

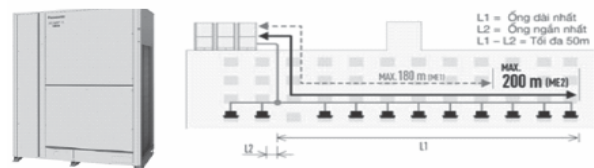
Ở Việt Nam, chi phí cho việc điều hòa

không khí sử dụng ga truyền thống tương đối rẻ nên phần lớn các tòa nhà văn phòng hiện nay đều làm mát bằng hệ thống điều hòa trung tâm. Với thực trạng thiếu điện mỗi khi mùa hè tới cùng với xu thế giảm dần sử dụng các nguồn năng lượng có tác hại xấu tới môi trường, tác giả đề xuất một giải pháp ứng dụng năng lượng địa nhiệt hỗ trợ quá trình tản nhiệt của hệ thống điều hòa không khí truyền thống nhằm giảm điện năng tiêu thụ khi sử dụng.

2. NỘI DUNG

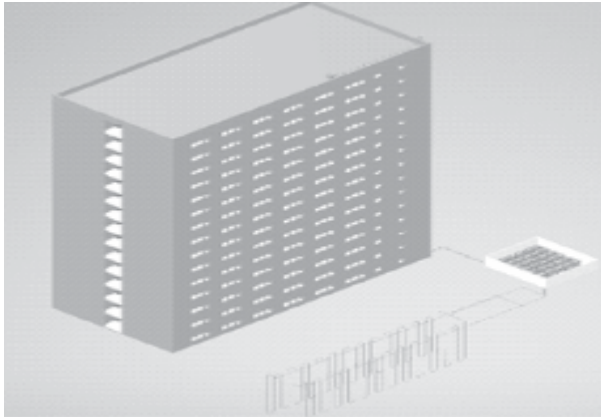
2.1. Xây dựng mô hình hệ thống ứng dụng năng lượng địa nhiệt hỗ trợ quá trình tản nhiệt của hệ thống điều hòa trung tâm

Hệ thống điều hòa trung tâm của tòa nhà văn phòng chọn làm đối tượng nghiên cứu gồm 30 dàn ngưng tụ (dàn nóng) của hãng Panasonic model U-20ME2H7 (hình 1) có công suất làm lạnh 56 kW (tương đương 191,100 BTU).



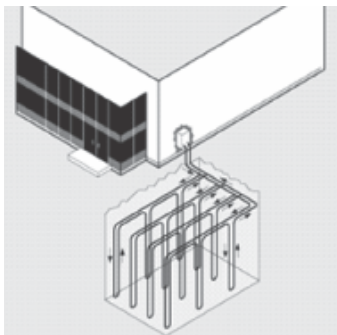
Hình 1. Dàn nóng điều hòa Panasonic model U-20ME2H7 và sơ đồ lắp đặt.

Mô hình hệ thống ứng dụng năng lượng địa nhiệt hỗ trợ quá trình tản nhiệt của hệ thống điều hòa trung tâm hoạt động như một hệ thống làm mát bằng chất lỏng (hình 2). Môi chất làm mát chuyển động tuần hoàn trong hệ thống đường ống nhờ Bơm nước, nhờ đó chất làm mát thực hiện trao đổi nhiệt tại vị trí dàn nóng của điều hòa chuyển vào trong lòng đất thông qua hệ thống đường ống địa nhiệt. Với các đặc tính phù hợp, nước làm mát động cơ ô tô được lựa chọn làm môi chất làm mát của hệ thống điều hòa địa nhiệt trong nghiên cứu.



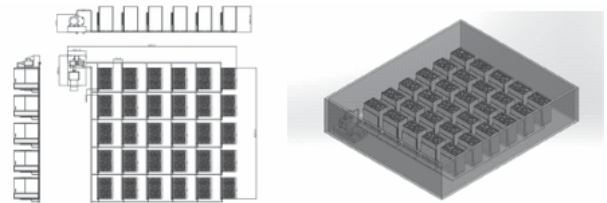
Hình 2. Mô hình hệ thống ứng dụng năng lượng địa nhiệt hỗ trợ quá trình tản nhiệt của hệ thống điều hòa trung tâm.

Khi chưa có hệ thống điều hòa địa nhiệt, thông qua hệ thống điều hòa không khí, nhiệt độ trong phòng trao đổi nhiệt trực tiếp với không khí ngoài trời tại khu vực dàn nóng. Vì vậy, nhiệt độ tại khu vực này thường rất cao, đặc biệt vào mùa hè nhiệt độ có thể lên tới 50-60 độ làm chênh lệch nhiệt độ trong phòng và khu vực trao đổi nhiệt ngoài trời rất lớn dẫn tới hệ thống điều hòa cần phải tiêu thụ lượng điện nhiều hơn. Sau khi hệ thống điều hòa địa nhiệt hoạt động, nhiệt lượng tại khu vực dàn nóng được trao đổi với lòng đất giúp nhiệt độ tại khu vực này không tăng lên nhiều, từ đó giảm được lượng điện năng tiêu thụ của hệ thống điều hòa. Để diện tích chôn hệ thống ống địa nhiệt tối ưu, tác giả đề xuất chọn hệ thống ống địa nhiệt thẳng đứng ở độ sâu 3m so với mặt đất (hình 3).



Hình 3. Mô hình chôn ống địa nhiệt thẳng đứng.

Tại mỗi dàn nóng của hệ thống điều hòa trung tâm, một dàn điều hòa địa nhiệt (bao gồm các đường ống chạy quanh co trong tầng hầm) sẽ được lắp song song để hấp thụ nhiệt vào môi chất, từ đó nhiệt độ không khí xung quanh giảm thấp trước khi được quạt thổi của dàn nóng điều hòa thổi qua hệ thống dàn ngưng tụ giúp việc tản nhiệt hiệu quả hơn (hình 4).



Hình 4. Mô hình hệ thống điều hòa địa nhiệt tại dàn nóng hệ thống điều hòa trung tâm.

2.2. Tính toán các thông số kỹ thuật chính của hệ thống

2.2.1. Tính toán lưu lượng môi chất

Theo lưu lượng nước cần thiết để tản nhiệt cho cục nóng được tính toán dựa trên tải nhiệt, được tính toán bằng công thức [5]:

$$Q = m \cdot c \cdot (T_3 - T_2)$$

Trong đó:

Q: Tải nhiệt (kW);

m: Lưu lượng nước (kg/s);

c: Nhiệt dung riêng của nước (4,2 kJ/kg⁰C);

T₂: Nhiệt độ nước đầu vào (°C);

T₃: Nhiệt độ nước đầu ra (°C).

Thay vào công thức (2.3), ta được:

$$1680 = m \cdot 4,2 \cdot (25 - 15)$$

$$\rightarrow \text{Lưu lượng nước (m)} = \frac{1680}{4,2 \cdot 10} = 40 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 144 \text{ m}^3 / \text{h}.$$

2.2.2. Tính toán chiều dài ống địa nhiệt

Theo kinh nghiệm, hệ số truyền nhiệt cho hệ thống địa nhiệt ở Việt Nam thường nằm trong khoảng 50-100 W/m.K.

Theo [4, 5, 6], công thức tính toán chiều dài ống địa nhiệt tối thiểu:

$$L = \frac{Q}{(h \cdot \Delta T)}$$

Trong đó:

- L: Chiều dài ống địa nhiệt (m);
- Q: Công suất làm mát (W) = 1680kW = 1680000W;
- h: Hệ số truyền nhiệt (W/m.K) (50-100 W/m.K);
- ΔT: Chênh lệch nhiệt độ giữa trong lòng đất và nước trong hệ thống (K).

Giả sử nhiệt độ lòng đất là: 10°C = 10 + 273 = 283 K và nhiệt độ nước trong hệ thống là: 20°C = 20 + 273 = 293 K → chênh lệch nhiệt độ là 10 K.

Thay vào công thức trên, ta có:

Với h = 100 W/m.K:

$$L = \frac{Q}{(h \cdot \Delta T)} = \frac{1680000}{100 \cdot 10} = 1680 (m)$$

Với chiều dài đường ống địa nhiệt là 1680m, ta chia 26 giếng địa nhiệt với khoảng cách các giếng là 6m và đường kính trong của ống là 0,1m, đường kính ngoài là 0,11m.

2.2.3. Tính toán công suất máy bơm

Công suất máy bơm được tính theo công thức:

$$P = m \cdot g \cdot \frac{h}{\eta}$$

Trong đó:

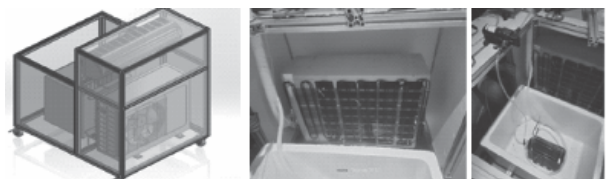
- P: Công suất máy bơm (kW);
- m: Lưu lượng nước (kg/s);
- g: Gia tốc trọng trường (9,81 m/s²);
- h: Cột áp (m);
- η: Hiệu suất máy bơm (0,8).

Thay số vào công thức (2.5), ta được:

$$P = 106,43 \cdot 9,81 \cdot \frac{10}{0,8} = 13050,1 W = 13,05 kW.$$

2.3. Xây dựng mô hình thử nghiệm đánh giá hiệu quả kinh tế của giải pháp

Để thử nghiệm tính đúng đắn của mô hình cũng như đánh giá hiệu quả kinh tế của giải pháp, tác giả xây dựng mô hình thực nghiệm với công suất nhỏ với điều hòa không khí 9000 BTU/h và hệ thống địa nhiệt được giả lập bằng thùng kín chứa nước đá làm mát.



Hình 5. Mô hình hệ thống điều hòa địa nhiệt thử nghiệm

Mô hình gồm hệ thống điều hòa không khí 9000 BTU, hệ thống đường ống địa nhiệt đặt trong thùng xốp đựng nước đá giả lập nhiệt độ dưới lòng đất điều chỉnh duy trì ngưỡng 12 độ, hệ thống dàn điều hòa địa nhiệt gắn trước quạt gió dàn nóng, hai cảm biến nhiệt đo nhiệt độ tại khu vực dàn nóng và nước đá trong thùng xốp. Môi chất là nước làm mát động cơ ô tô được bơm tuần hoàn trong hệ thống (hình 5).

Mô hình được vận hành thử nghiệm trong 2 ngày, mỗi ngày 10 giờ. Ngày đầu tiên chạy với hệ thống điều hòa địa nhiệt không hoạt động, nhiệt độ khu vực dàn nóng điều hòa luôn ở mức trên 50 độ, kết quả đo được điều hòa tiêu thụ 9 KWH điện. Ngày thứ 2 chạy với hệ thống điều hòa địa nhiệt hoạt động nhiệt độ khu vực thùng xốp (dàn địa nhiệt) duy trì ở 14 độ, khu vực dàn nóng điều hòa luôn không quá 28 độ (hình 6). Kết quả đo được điều hòa tiêu thụ 6,5 KWH điện.



Hình 6. Cảm biến nhiệt độ khi mô hình điều hòa địa nhiệt hoạt động

Với thử nghiệm như trên đã cho thấy giải pháp đề ra là hoàn toàn khả thi, kết quả cho thấy giải pháp có thể giúp tiết kiệm gần 28% điện năng tiêu thụ của điều hòa.

3. KẾT LUẬN

Mô hình hệ thống ứng dụng năng lượng địa nhiệt hỗ trợ quá trình tản nhiệt của hệ thống điều hòa trung tâm đã được thiết kế hoàn chỉnh. Hiệu quả kinh tế cũng đã được thực nghiệm

đánh giá với mức tiết kiệm tới gần 28% điện năng tiêu thụ. Với tính khả thi cao và ý nghĩa thực tiễn to lớn trong việc tiết kiệm năng lượng cho việc làm mát khi sử dụng điều hòa không khí, góp phần vào việc đảm bảo an ninh năng lượng và bảo vệ môi trường thì cần nhanh chóng áp dụng giải pháp đề xuất cho các tòa nhà, văn phòng sử dụng điều hòa không khí tại Việt Nam. ❖

Ngày nhận bài: **12/5/2024**

Ngày phản biện: **03/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. VietNam Electricity (2019).
- [2]. Cục điều tiết điện lực – Bộ Công Thương (2023).
- [3]. Nguyễn, Thanh Tùng, và Đặng Văn Chính; “Đánh giá tiềm năng và triển vọng phát triển năng lượng địa nhiệt tại Việt Nam”. Tạp chí Khoa học và Công nghệ Việt Nam 57, no. 3 (2019): 316-329.
- [4]. Liu Yang, Haiyan Yan, Joseph C. Lam, “Thermal comfort and building energy consumption implications – A review”, Applied Energy, Vol. 115, 2014, pp. 164-173.
- [5]. J.M. Moran, H.N. Shapiro, “Fundamental of Engineering Thermodynamic” 2nd edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1992.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ THÔNG SỐ CÔNG NGHỆ ĐẾN ĐỘ CHÍNH XÁC KÍCH THƯỚC KHI GIA CÔNG THÉP GIÓ SKH51 TRÊN MÁY CẮT DÂY VL600Q

STUDY ON THE INFLUENCE OF CERTAIN TECHNOLOGICAL PARAMETERS ON DIMENSIONAL ACCURACY IN MACHINING SKH51 HIGH-SPEED STEEL USING VL600Q WIRE CUT MACHINE

Mạc Văn Giang

Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sao Đỏ

TÓM TẮT

Để đánh giá tác động của một số yếu tố công nghệ đến độ chính xác kích thước khi gia công thép gió SKH51 trên máy cắt dây EDM VL600Q, một phương trình hồi quy mới đã được đề xuất dựa trên phương pháp thiết kế thí nghiệm Box-Behnken. Nghiên cứu này đã xác định các yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến độ chính xác gia công của kích thước lỗ. Kết quả của phương pháp thiết kế thí nghiệm với hàm hồi quy đề xuất (1) cho thấy độ chính xác dự đoán của phương trình hồi quy (1) đạt đến 99,47%. Ngoài ra, điện đánh lửa (U) có ảnh hưởng lớn nhất đến độ chính xác kích thước trong quá trình gia công (65,13%), trong khi ảnh hưởng của yếu tố công nghệ thời gian ngắt xung (T_{off}) là ít quan trọng nhất (3,68%). Nội dung của bài báo cũng đã thiết lập một chương trình hồi quy để tính toán các thông số công nghệ khi biết trước sai số gia công, đóng vai trò làm cơ sở tham khảo cho việc xác định độ chính xác kích thước khi gia công lỗ trên vật liệu SKH51 bằng máy cắt dây EDM VL600Q.

Từ khóa: Gia công tia lửa điện; Độ chính xác kích thước; Thông số công nghệ.

ABSTRACT

To evaluate the impact of certain technological factors on dimensional accuracy when machining SKH51 high-speed steel using the VL600Q wire EDM machine, a new regression equation was proposed based on the Box-Behnken design of experiments method. This study identified the key factors affecting the machining accuracy of hole dimensions. The results from the design of experiments method with the proposed regression function (1) showed that the predictive accuracy of regression equation (1) reached 99.47%. Furthermore, the ignition voltage (U) had the most significant impact on dimensional accuracy during machining (65.13%), while the influence of the pulse-off time (T_{off}) technological factor was the least significant (3.68%). The content of the paper also established a regression program to calculate technological parameters given the machining error; serving as a reference for determining dimensional accuracy when machining holes on SKH51 material using the VL600Q wire EDM machine.

Keywords: Electrical Discharge Machining; Dimensional Accuracy; Technological Parameters. 

1. TỔNG QUAN

Hiện nay, các quy trình gia công đục đảo trong lĩnh vực cơ khí đã thu hút nhiều sự chú ý nghiên cứu nhờ tính chính xác và hiệu quả cao. Đặc biệt, phương pháp cắt dây tia lửa điện (Wire Electrical Discharge Machining – WEDM) đang trở nên phổ biến do khả năng gia công vật liệu cứng, bền và phức tạp mà các phương pháp truyền thống khó thực hiện [1, 2].

Trong quá trình gia công lỗ bằng WEDM, độ chính xác được đánh giá qua dung sai kích thước đường kính và độ không tròn [3]. Các yếu tố công nghệ như thành phần vật liệu, loại điện cực, điện áp đánh lửa, thời gian phóng tia lửa, tính dẫn điện và nhiệt của vật liệu ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu quả gia công. Việc nghiên cứu ảnh hưởng của các yếu tố này là cần thiết để xác định các thông số công nghệ hợp lý [4].

Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra các yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến độ chính xác và hiệu suất gia công, như nghiên cứu của Muhammad Umar Farooq về Ti6Al4V và Trần Quốc Hùng về SKD11. Tuy nhiên, chưa có nghiên cứu đầy đủ về ảnh hưởng của nhiều thông số công nghệ đến dung sai kích thước đường kính khi gia công thép SKH51 trên máy cắt dây VL600Q [5, 6].

Trong nghiên cứu này, chúng tôi tập trung vào các thông số cơ bản như điện áp đánh lửa (U_i), thời gian phóng tia lửa (T_{on}), thời gian tắt xung (T_{off}) và tốc độ chạy dây (W_s) ảnh hưởng đến chất lượng kích thước lỗ (Y). Kết quả thí nghiệm và phân tích bằng Minitab 19 cho thấy U_i , T_{on} và W_s đều ảnh hưởng đáng kể đến dung sai kích thước lỗ, cung cấp cơ sở cho việc lựa chọn các thông số công nghệ hợp lý, nâng cao độ chính xác và hiệu quả gia công.

Nghiên cứu này góp phần hiểu rõ hơn về ảnh hưởng của các thông số công nghệ khi gia công thép SKH51 trên máy cắt dây VL600Q và mở ra hướng phát triển cho các nghiên cứu tiếp theo, cải thiện chất lượng sản phẩm và hiệu suất trong ngành cơ khí chính xác tại Việt Nam.

2. VẬT LIỆU VÀ THIẾT BỊ

2.1. Thiết bị thí nghiệm

Thiết bị phục vụ thực nghiệm là máy cắt dây tia lửa điện VL600Q tại Công ty cổ phần Cơ khí Hưng Đạo, Chí Linh, Hải Dương.



Hình 1. Máy cắt dây VL600Q

Máy cắt dây tia lửa điện VL600Q có các thông số làm việc cơ bản như sau:

- Kích thước gia công tối đa: $X/Y/Z = 600/400/270$;
- Độ chính xác đạt được tối đa: $\pm 0,03\text{mm}$;
- Điện áp phóng tia lửa điện U_i : $50 \div 125\text{ V}$;
- Cường độ dòng điện xung I_i : $2 \div 32\text{ A}$;
- Thời gian bật xung T_{on} : $1 \div 9\text{ }\mu\text{s/s}$;
- Thời gian tắt xung T_{off} : $2 \div 18\text{ }\mu\text{s/s}$;
- Tốc độ chạy dây W_s : $0 \div 420\text{ mm/s}$;
- Lực căng dây W_T : $490 \div 2400\text{ g}$;
- Áp lực nước và chất điện môi W_L : $0 \div 16\text{ kg/cm}^2$.

2.2. Chọn dụng cụ đo

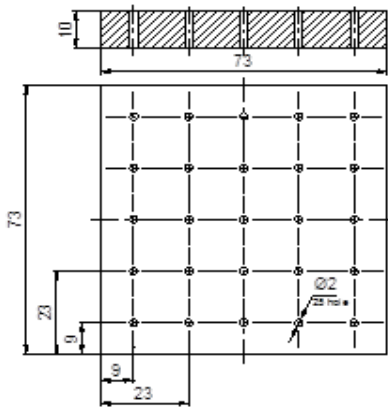
Panme đo lỗ 3 châu, thang đo 1µm Mitutoyo Nhật Bản 368-163 có các thông số kỹ thuật như sau: Phạm vi đo từ 10 ÷ 12mm; Độ chia là 0,001mm; Độ chính xác là ±2µm.

2.3. Vật liệu điện cực

Vật liệu điện cực được sử dụng là dây đồng có đường kính 0,2mm của Hãng Pungkuk (Hàn Quốc) có ký hiệu CuZn35, độ bền kéo căng cơ học 750 ÷ 790N/mm². Đây là loại vật liệu điện cực thông dụng, đang được dùng phổ biến trong công nghệ gia công tia lửa điện hiện nay.

3. XÂY DỰNG THÍ NGHIỆM

Mẫu thí nghiệm là thép gió SKH51, còn được biết đến là thép M2 theo tiêu chuẩn AISI của Hoa Kỳ, là một loại thép công cụ tốc độ cao (HSS – High-Speed Steel) có hàm lượng molybden và vanadi cao, cho phép nó giữ được độ cứng tốt ngay cả khi làm việc ở nhiệt độ cao. Đây là một trong những loại thép phổ biến nhất trong việc sản xuất các dụng cụ cắt kim loại nhờ vào tính chất ưu việt, được sử dụng chế tạo: Dụng cụ cắt kim loại, khuôn mẫu, các chi tiết máy chịu tải trọng nặng, dụng cụ đo, các chi tiết trong ngành hàng không, vũ trụ.



Hình 2. Bản vẽ mẫu thí nghiệm

3.1. Tiến hành thực nghiệm

- Các thông số (biến) sẽ thay đổi trong quá trình thí nghiệm bao gồm U_i , T_{on} và W_s :

- + $X_1 = U_i = 70 \div 80$ V;
- + $X_2 = T_{on} = 2 \div 8$ µs;
- + $X_3 = T_{off} = 4 \div 12$ µs;
- + $X_4 = W_s = 6 \div 10$ mm/s.

- Các thông số cố định chọn phù hợp với máy thí nghiệm, cụ thể:

+ Lực căng dây tương ứng mức 10, tương ứng với: $W_T = 1390$ g;

+ Áp lực nước và dung môi tương ứng với mức 4, tương ứng với: $W_L = 10$ kg/cm²;

+ Cường độ dòng điện xung tự động điều chỉnh theo điện áp phóng tia lửa điện.

- Theo [6], để giảm chi phí và vẫn đảm bảo độ chính xác của phương trình hồi quy, sử dụng phương pháp quy hoạch Taguchi. Biên mã hóa được trình bày trong bảng 1.

Bảng 1. Biên mã hóa các thông số đầu vào

STT	Biến số	Các mức thực nghiệm		
		Mức min	Mức giữa	Mức max
1	$X_1 = U_i$ (V)	50	60	70
2	$X_2 = T_{on}$ (µs)	2	5	8
3	$X_3 = T_{off}$ (µs)	4	8	12
4	$X_4 = W_s$ (mm/s)	6	8	10
5	Biên mã hóa	-1	0	+1

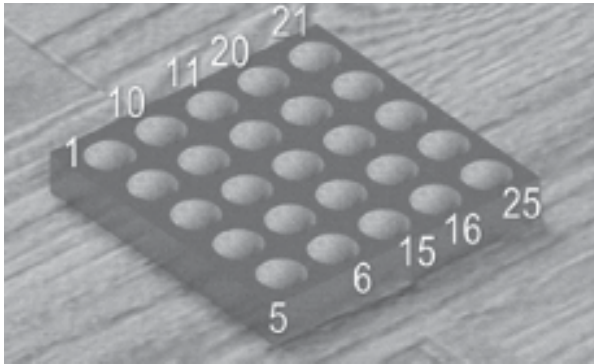


Theo [6], sử dụng phương pháp quy hoạch Box-Behnken Design với tổng số thí nghiệm là $N = 2k + 2.k + 1 = 25$ thí nghiệm. Tiến hành gia công tại 25 vị trí với các thông số đầu vào được điều chỉnh, sau khi gia công tiến hành đo 3 lần tại các vị trí, đo giá trị đường kính trung bình tại các vị trí (D_{tt}). Tính toán độ chính xác kích thước $Y = D_{tt} - D_{dn}$ và quy đổi ra đơn vị đo μm , kết quả thực nghiệm được trình bày trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả thực nghiệm

TT	U_i (V)	T_{on} ($\mu\text{s/s}$)	T_{off} ($\mu\text{s/s}$)	W_s (mm/s)	D_{tt} (mm)	D_{dn} (mm)	$Y = D_{tt} - D_{dn}$ (μm)
1	60	5	4	6	11,008	11	8
2	60	5	12	6	11,005	11	5
3	60	5	8	10	11,015	11	15
4	60	5	12	10	11,013	11	13
5	50	2	8	8	11,014	11	14
6	70	2	8	8	11,001	11	1
7	50	8	8	8	11,022	11	22
8	70	8	8	8	11,007	11	7
9	50	5	8	6	11,014	11	14
10	70	5	8	6	10,998	11	-2
11	50	5	8	10	11,022	11	22
12	70	5	8	10	11,008	11	8
13	60	2	4	8	11,008	11	8
14	60	8	4	8	11,016	11	16
15	60	2	12	8	11,005	11	5
16	60	8	12	8	11,013	11	13
17	60	2	8	6	11,003	11	3
18	60	8	8	6	11,01	11	10
19	60	2	8	10	11,011	11	11
20	60	8	8	10	11,019	11	19
21	50	5	4	8	11,019	11	19
22	70	5	4	8	11,005	11	5
23	50	5	12	8	11,016	11	16
24	70	5	12	8	11,002	11	2
25	60	5	8	8	11,011	11	11

Chi tiết sau khi gia công được trình bày trong hình 3.



Hình 3. Các chi tiết sau khi gia công

3.2. Phân tích thực nghiệm

Sử dụng phần mềm thống kê Minitab

19 để phân tích kết quả trong bảng 4 cho hàm mục tiêu Y, ta được kết quả như trong bảng 3, 4.

Bảng 3. Mức độ hồi quy của mô hình thực nghiệm

S	R-sq	R-sq (adj)	R-sq (pred)
0,40908	99,67%	99,6%	99,47%

Nhận xét về bảng 3: Với các giá trị trên, chúng ta có thể thấy rằng mô hình hồi quy rất phù hợp và có độ chính xác cao trong việc giải thích và dự đoán độ chính xác kích thước (Y). Các hệ số R-squared, R-squared điều chỉnh và R-squared dự đoán đều rất cao, chỉ ra rằng mô hình hồi quy là mạnh mẽ và đáng tin cậy.

Bảng 4. Mức độ tương thích của mô hình thực nghiệm

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	O = 32,872	0,903	36,41	0	
X ₁	A = -0,7074	0,0118	-59,91	0	1
X ₂	B = 1,2436	0,0394	31,60	0	1
X ₃	C = -0,3992	0,310	-12,87	0	1
X ₄	D = 2,1453	0,593	36,20	0	1

Nhận xét về bảng 4:

- Ý nghĩa thống kê: Tất cả các hệ số hồi quy có giá trị $p < 0,05$, chỉ ra rằng tất cả các biến độc lập ($U_i, T_{on}, T_{off}, W_s$) đều có tác động đáng kể đến biến phụ thuộc (Y). Các hệ số của các biến độc lập đều có ý nghĩa thống kê cao, cho thấy rằng các biến này là các yếu tố quan trọng trong việc dự đoán độ chính xác kích thước.

- Hệ số và tác động: U_i có hệ số âm, chỉ ra rằng khi điện áp tăng, độ chính xác kích

thước giảm. T_{on} và W_s có các hệ số dương, chỉ ra rằng khi thời gian phóng điện và tốc độ cắt tăng, độ chính xác kích thước cải thiện. T_{off} có hệ số âm, chỉ ra rằng khi thời gian ngắt xung tăng, độ chính xác kích thước giảm.

- Đa cộng tuyến: Không có đa cộng tuyến giữa các biến độc lập ($VIF = 1,0 < 5,0$).

- Từ bảng 4 xây dựng được phương trình hồi quy xác định độ chính xác kích thước như sau:



$$Y = 32,872 - 0,7074.U_i + 1,2436.T_{on} - 0,3992.T_{off} + 2,1453.W_s \quad (1)$$

Nhận xét chung: Phương trình hồi quy (1) được xây dựng là phù hợp và có ý nghĩa thống kê cao, và nó được sử dụng để dự đoán độ chính xác kích thước (Y) dựa trên các thông số đầu vào của quy trình thực nghiệm ($U_i, T_{on}, T_{off}, W_s$).

- Tính toán mức độ ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến độ chính xác kích thước:

+ Bước điều chỉnh trên máy với $\Delta U_i = 10V$, do đó mức độ ảnh hưởng của U_i lên Y là:

$$10 \cdot |A| / (10 \cdot |A| + |B| + |C| + |D|) = 65,13\% \quad (2)$$

+ Bước điều chỉnh trên máy với $\Delta T_{on} = 1\mu s$, do đó mức độ ảnh hưởng của T_{on} lên Y là:

$$B / (10 \cdot |A| + |B| + |C| + |D|) = 11,45\% \quad (3)$$

+ Bước điều chỉnh trên máy với $\Delta T_{off} = 1\mu s$, do đó mức độ ảnh hưởng của T_{off} lên Y là:

$$C / (10 \cdot |A| + |B| + |C| + |D|) = 3,68\% \quad (4)$$

+ Bước điều chỉnh trên máy với $\Delta W_s = 1m/s$, do đó mức độ ảnh hưởng của W_s lên Y là:

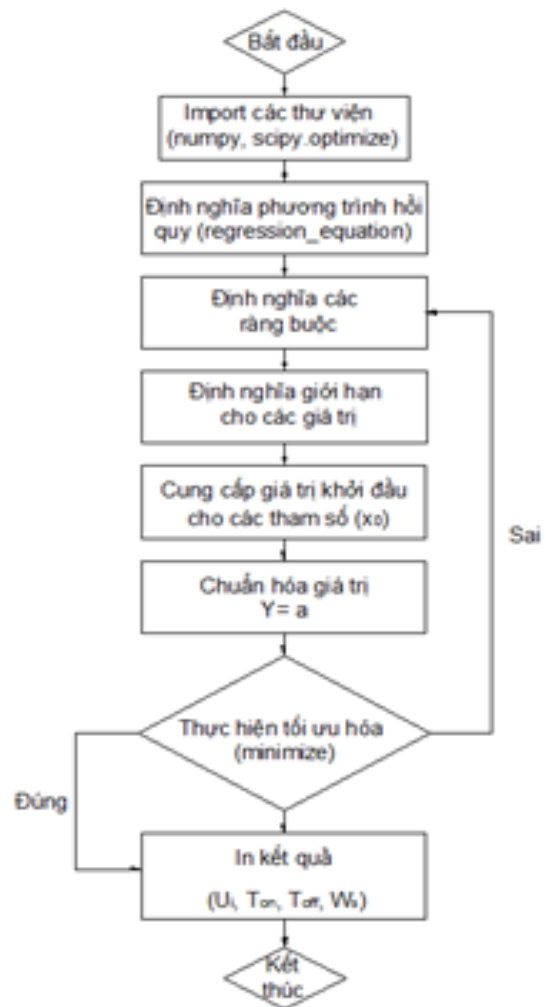
$$D / (10 \cdot |A| + |B| + |C| + |D|) = 19,75\% \quad (5)$$

Nhận xét: Điện áp đánh lửa (U_i) là thông số điều chỉnh quan trọng nhất đối với độ chính xác kích thước, vì mức độ ảnh hưởng của nó đạt đến 65,13%, lớn nhất trong số bốn thông số công nghệ được đề cập ở trên.

3.3. Khảo nghiệm phương trình hồi quy (1)

Từ phương trình (1), có thể thấy rằng việc tính toán các giá trị thông số đầu vào ($U_i, T_{on}, T_{off}, W_s$) khi biết trước sai số kích thước $Y = a$ (μm), gặp rất nhiều khó khăn. Do đó, để tối ưu hóa quá trình tính toán, một chương trình Python kết hợp với các thư viện numpy và scipy.optimize được sử dụng. Chương trình được xây dựng như sau:

- Sơ đồ thuật toán: Sơ đồ thuật toán được trình bày trong hình 4.



Hình 4. Sơ đồ thuật toán tính toán thông số đầu vào


```
import numpy as np
from scipy.optimize import minimize

# Given regression equation
def regression_equation(x, a):
    Ui, Ton, Toff, Ws = x
    return (32.872 - 0.7074 * Ui + 1.2436 * Ton - 0.3992 * Toff + 2.1453 * Ws - a)**2

# Define the constraints
constraints = (
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: x[0] - 50}, # Ui >= 50
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: 70 - x[0]}, # Ui <= 70
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: x[1] - 2}, # Ton >= 2
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: 8 - x[1]}, # Ton <= 8
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: x[2] - 4}, # Toff >= 4
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: 12 - x[2]}, # Toff <= 12
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: x[3] - 6}, # Ws >= 6
    {'type': 'ineq', 'fun': lambda x: 10 - x[3]} # Ws <= 10
)

# Define the bounds
bounds = [(50, 70), (2, 8), (4, 12), (6, 10)]

# Initial guess
x0 = [60, 5, 8, 8]

# Desired value of Y
a = 20 # Replace with the specific value of Y

# Perform the minimization
try:
    result = minimize(regression_equation, x0, args=(a,), constraints=constraints, bounds=bounds)
    if result.success:
        print("Optimal solution found:")
        print("Ui:", result.x[0])
        print("Ton:", result.x[1])
        print("Toff:", result.x[2])
        print("Ws:", result.x[3])
    else:
        print("No solution found")
        print("Reason:", result.message)
except Exception as e:
    print("An error occurred:", str(e))
```

Hình 5. Chương trình Python để tính toán các thông số đầu vào

Dựa trên sơ đồ thuật toán trình bày trong hình 4, tạo chương trình Python để tính toán các thông số công nghệ đầu vào như trình bày trong hình 5.

- Chương trình tính toán trong hình 5 cung cấp các kết quả sau:

- + $U_i = 54,37749135919918$ (V);
- + $T_{on} = 6,6867519757461835$ (μ s);
- + $T_{off} = 5,750996437308077$ (μ s);
- + $W_s = 9,124500200086356$ (m/s).

- Chọn các thông số công nghệ thực tế trên máy:

- + $U_i = 50$ (V);
- + $T_{on} = 7$ (μ s);
- + $T_{off} = 6$ (μ s);
- + $W_s = 9$ (m/s).

- Sai số tính toán theo phương trình hồi quy (1):

$$Y_c = Y_{(50, 7, 6, 9)} = 32,86 \text{ (}\mu\text{m)}$$

- Tiến hành gia công với tất cả các điều kiện tương tự như các điều kiện thực nghiệm ban đầu. Kết quả đo cho thấy độ chính xác kích thước với sai số là $Y_R = 33$ (μ m).

Nhận xét: Việc xác thực cho thấy $Y_R \approx Y_c$, do đó phương trình hồi quy đảm bảo độ chính xác cao trong thực tế.

4. KẾT LUẬN

- Tiến hành gia công thực nghiệm thép gió SKH51 trên máy cắt dây EDM VL600Q bằng điện cực dây đồng, kết quả nghiên cứu đã thiết lập phương trình hồi quy (1) với mức độ dự đoán độ chính xác kích thước là 99,47% từ các thông số công nghệ đầu vào.

- Kết quả nghiên cứu cũng cho thấy rằng bốn thông số công nghệ ảnh hưởng đáng kể đến độ chính xác kích thước của chi tiết bao gồm điện áp kích là thông số quan trọng nhất (U_i – mức độ ảnh hưởng là 65,13%), tiếp theo là tốc độ dây (W_s – mức độ ảnh hưởng là 19,75%), thời gian phóng điện (T_{on} – mức độ ảnh hưởng là 11,45%), và cuối cùng là thời gian ngắt xung (T_{off} – mức độ ảnh hưởng là 3,68%).

- Nội dung của bài báo này cũng trình bày một chương trình Python để tính toán bộ bốn thông số công nghệ ($U_i, T_{on}, T_{off}, W_s$) khi sai số kích thước gia công được xác định.

- Những kết quả nghiên cứu này phục vụ như một tài liệu tham khảo cho việc xác định các thông số công nghệ khi sử dụng máy cắt dây EDM. ❖

Ngày nhận bài: 10/6/2024

Ngày phản biện: 18/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Vũ Hoài Ân (2003); *Gia công tia lửa điện*. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Trần Quốc Hùng, Nguyễn Quốc Dũng (2020); *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số công nghệ đến độ chính xác kích thước và độ không tròn của bề mặt lỗ khi gia công thép SKD1 trên máy gia công tia lửa điện sử dụng điện cực dây bằng đồng*. Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Tập 56, Số 5, trang 60-63.
- [3]. Muhammad Umar Farooq, Muhammad Asad Ali, Saqib Anwar & Haider Ali Bhatti (2023). *Process parameters optimization and performance analysis of micro-complex geometry machining on Ti6Al4V*, International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM).
- [4]. Sameh Habib (2017). *Optimization of machining parameters and wire vibration in wire electrical discharge machining process*, Mechanics of Advanced Materials and Modern Processes, Vol. 3, No. 3, pp. 1-9.
- [5]. Trần Văn Địch, Ngô Trí Phúc (2006); *Số tay thép thế giới*. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [6]. Douglas C. Montgomery (2017). *Design and Analysis of Experiments*, Arizona State University.

BỘ ĐÔI SỐ KẾT HỢP AI TRONG SẢN XUẤT SINH DƯỢC PHẨM

AI-COMBINED DIGITAL TWIN IN BIOPHARMACEUTICAL MANUFACTURING

Đoàn Thanh Xuân

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Sinh dược phẩm, bất kỳ sản phẩm dược phẩm nào được sản xuất, chiết xuất hoặc bán tổng hợp từ các nguồn sinh học, là công cụ không thể thiếu trong nghiên cứu và phát triển thuốc. Công nghệ khoa học đóng vai trò quan trọng trong sản xuất sinh dược phẩm, mang lại nhiều lợi ích từ tăng cường năng suất đến cải thiện chất lượng sản phẩm. Tổng quan này cập nhật những xu hướng ứng dụng tiên tiến của Bộ đôi số kết hợp AI trong lĩnh vực sản xuất sinh dược phẩm. Lĩnh vực này sẽ là trọng tâm của các tập đoàn dược phẩm lớn trong cuộc cách mạng công nghiệp 4.0.

Từ khóa: Bộ đôi số; Trí tuệ nhân tạo; Sinh dược phẩm; Sản xuất.

ABSTRACT

Biopharmaceuticals, any pharmaceutical drug product manufactured in, extracted from, or semisynthesized from biological sources, are indispensable tools in drug research and development. Scientific technology plays a crucial role in the production of sino-pharmaceuticals, bringing many benefits from increased productivity to improved product quality. This overview updates the advanced application trends of the AI-combined digital twin in the field of biopharmaceutical manufacturing. This sector will be the focus of major pharmaceutical corporations in the Industry 4.0 revolution.

Keywords: Digital twin; Artificial intelligence; Biopharmaceuticals; Manufacturing.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sản xuất sinh dược phẩm và ứng dụng khoa học công nghệ vào lĩnh vực này đóng vai trò vô cùng quan trọng trong y học hiện đại. Sinh dược phẩm, kết hợp giữa công nghệ sinh học và dược học, đã trở thành công cụ không thể thiếu trong nghiên cứu và phát triển thuốc.

Thị trường dược phẩm sinh học đã có sự phát triển đáng kể từ khi được phê duyệt lần đầu vào năm 1982. Cùng với đó, tiến bộ trong công nghệ sản xuất đã làm tăng độ chín muồi

khoa học. Ban đầu, quy trình sản xuất tập trung vào mở rộng và cải thiện năng suất. Thập kỷ 2000 chứng kiến những thay đổi pháp lý và Chất lượng theo thiết kế (Quality by Design), nhấn mạnh sự quan trọng của việc phát triển quy trình sản xuất đảm bảo chất lượng. Các công ty hiện tập trung vào quy trình nền tảng và tương tác chất lượng và điều kiện xử lý. Quy trình sản xuất ngày nay đặt ra tiêu chuẩn cao về hiệu suất, chất lượng và an toàn [1].

Công nghệ khoa học đóng vai trò quan trọng trong sản xuất sinh dược phẩm, mang lại

nhiều lợi ích và cơ hội tiềm năng cho ngành công nghiệp này từ việc tăng cường năng suất đến cải thiện chất lượng sản phẩm. Sự tiên tiến trong các lĩnh vực như trí tuệ nhân tạo, in 3D, và blockchain đã tạo ra các giải pháp mới và giúp giải quyết các vấn đề phức tạp một cách hiệu quả hơn [2].

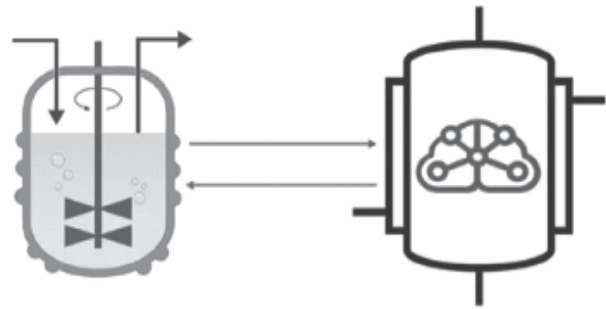
Trong bài viết này, chúng ta sẽ khám phá những ứng dụng tiên tiến của Bộ đôi số kết hợp AI trong ngành công nghiệp này để thấy rõ tầm ảnh hưởng của chúng đối với tương lai của sản xuất sinh dược phẩm.

2. ỨNG DỤNG BỘ ĐÔI SỐ TRONG SẢN XUẤT SINH DƯỢC PHẨM

Bộ đôi số (Digital Twin – DT) là một mô phỏng ảo của một đối tượng hoặc hệ thống, được cấu thành bởi mô hình máy tính và dữ liệu thời gian thực [3]. DT nhận thông tin từ các cảm biến về các khía cạnh khác nhau của hệ thống vật lý và quy trình như nhiệt độ, mức độ nguyên liệu thô và sự tích lũy sản phẩm. Từ dữ liệu này, DT chạy các mô phỏng để nâng cao và tối ưu hóa quy trình, dự đoán kết quả cụ thể, đánh dấu các hành động cần thiết và hỗ trợ điều khiển quy trình vòng kín [4].

Trong ngành công nghiệp sản xuất sinh dược phẩm, DT hoạt động ảo song song với các đối tác thế giới thực, mô phỏng nhiều quy trình đồng thời. Công nghệ đám mây cho phép DT hoạt động trong môi trường công nghiệp kiểm soát cao mà không cần kết nối vật lý giữa hệ thống và bộ điều khiển. DT có thể tổng hợp kết quả từ nhiều mô hình đang chạy đồng thời và hỗ trợ các quy trình tự giám sát, thích ứng với luồng thông tin đa chiều từ các cảm biến thiết bị hoặc quy trình (hình 1). DT cung cấp dữ liệu hoạt động liên quan, truyền đạt những hiểu biết cho nhân viên giám sát hoặc hệ thống, tạo ra

biểu diễn ảo chính xác hơn nhiều so với mô phỏng cổ điển.



Cảm biến ghi lại dữ liệu từ hệ thống trong thế giới thực (ví dụ: lò phản ứng sinh học trong đó thiết bị, nguyên liệu thô và con người tương tác với nhau)

Hệ thống phản ứng sinh học ảo (song sinh kỹ thuật số) nhận dữ liệu từ cảm biến và các công cụ phân tích được kết nối với hệ thống vật lý. AI sử dụng thông tin đó để mô hình hóa động lực học của hệ thống vật lý và dự đoán kết quả của quá trình

Hình 1. Bộ đôi số là mô hình ảo của một đối tượng hoặc quy trình (AI = trí tuệ nhân tạo).

Trong phát triển ban đầu của mô hình số hóa, dữ liệu ban đầu từ hệ thống vật lý tạo ra một “bản sao mạng” (cybercopy). Tùy theo mức độ kết nối thời gian thực, có ba loại mô hình số hóa: (i) không kết nối trong thời gian thực (bản sao mạng là mô hình tĩnh của hệ thống vật lý, không cập nhật dữ liệu thời gian thực; hữu ích trong phát triển thuốc và thiết bị y tế); (ii) kết nối một chiều (cập nhật liên tục thông tin thời gian thực, mô phỏng các điều kiện thực tế; hữu ích cho công nghệ phân tích quá trình (Process Analytical Technology), giám sát và điều khiển từ xa); (iii) kết nối toàn phần (kết nối hai chiều, hỗ trợ hệ thống sản xuất vật lý bằng cập nhật thời gian thực, điều khiển vòng kín thông minh; Sản phẩm được sản xuất đúng cách qua giám sát liên tục). DT là ví dụ của mô hình kết nối toàn phần, cho phép triển khai trong cuộc cách mạng công nghiệp 4.0 với Internet vạn vật (Internet of Things), điện toán đám mây và AI (trí tuệ nhân tạo).

3. VAI TRÒ CỦA TRÍ TUỆ NHÂN TẠO TRONG HỖ TRỢ BỘ ĐÔI SỐ

Mặc dù ngành AI ra đời vào những năm 1950, nhưng chỉ gần đây các công nghệ mới đủ mạnh để hỗ trợ nó. AI thu hút sự chú ý trong giới học thuật và kinh doanh, và xã hội đang nhanh chóng áp dụng AI. Trong quá khứ, lĩnh vực AI đã gặp trở ngại do hạn chế về sức mạnh tính toán vào những năm 1970 (sự ra đời của máy tính cá nhân đã khắc phục điều này) và do hạn chế về không gian lưu trữ và tốc độ xử lý vào những năm 1990, nhưng công nghệ đám mây đã khắc phục những vấn đề này. Hiện nay, các ứng dụng AI đã nổi bật trong nhiều lĩnh vực như sinh học, với AlphaFold của DeepMind và GPT-4. AI giúp nhận dạng mẫu, dự đoán kết quả, phân tích dữ liệu, và xử lý hình ảnh trong y học và các ngành công nghiệp khác. Tuy nhiên, con người vẫn cần thiết để đào tạo và đảm bảo AI được áp dụng đúng cách. AI hiện hỗ trợ chuyển đổi dữ liệu thành sự hiểu biết toàn diện, cung cấp giải pháp cho nhiều thách thức từ lâu [5].

Ngày nay, các công nghệ đã phát triển đến mức DT được hỗ trợ bởi AI sẽ tránh được các hạn chế của phương pháp phân tích truyền thống, gồm kết quả kém do thói quen và thiên vị của con người. Ngoài việc hiểu sâu từ dữ liệu trong cơ sở dữ liệu lớn, DT cung cấp lý luận sáng tạo từ các nguồn không trực quan. AI hỗ trợ DT phân tích phản thực nhanh, cung cấp câu trả lời cho các tình huống giả định trong thời gian thực, như dự đoán kết quả nếu một hành động khác được thực hiện hoặc đề xuất hành động dựa trên giá trị đo lường khác. Các giá trị giả định nhanh chóng bảo vệ giải pháp quy trình trước khi thay đổi vật lý, đồng thời giúp xác định sự kiện nhân quả. Phân tích phản thực là công cụ mạnh mẽ cải thiện hiểu biết về hệ thống và giải pháp mô hình.

DT được hỗ trợ bởi AI có nhiều chức năng và ứng dụng, kể cả trong chẩn đoán y tế và sản xuất các chế phẩm sinh học. Chúng phục vụ phân tích mô tả bằng cách thu thập và báo cáo dữ liệu quá khứ, phân tích chẩn đoán để làm sáng tỏ mối quan hệ dữ liệu và nguyên nhân, và phân tích dự đoán để dự báo hành động. Ở dạng tiên tiến, mô hình này cung cấp kiểm soát hệ thống vòng kín bằng cách thực hiện thay đổi để duy trì quy trình mong muốn. Một DT được hỗ trợ bởi AI trong vòng điều khiển chỉ hành động dựa trên các biến số xác định trong mạng hệ thống.

Nếu thuật toán là động cơ trong mô hình AI, thì dữ liệu là nhiên liệu, và hiệu suất của nó phụ thuộc vào số lượng và chất lượng. Trong sản xuất thuốc, dữ liệu được tạo ra từ nhiều nguồn khác nhau. Các tiến bộ trong giám sát quy trình, bao gồm phân tích mới và cảm biến thời gian thực, đang nâng cao hiểu biết về quy trình sinh học [6, 7]. Các lĩnh vực "-omics" [ví dụ: bao gồm nghiên cứu gene và chức năng gene (genomics), nghiên cứu protein và chức năng protein (proteomics), nghiên cứu hóa chỉ tế bào (metabolomics)] cũng đóng góp tương tự [8, 9]. Các nhà sản xuất dược phẩm hiện tạo ra hàng petabyte dữ liệu mỗi năm, nhưng nhiều dữ liệu này thường không được sử dụng, dẫn đến mất cơ hội hiểu biết sâu hơn về quy trình và sản phẩm.

Xu hướng này đang thay đổi khi các tiến bộ trong khoa học dữ liệu và công nghệ đám mây giúp đảm bảo chất lượng và sẵn có của dữ liệu. Khoa học dữ liệu hiện đại kết hợp toán học, thống kê, lập trình và AI để quản lý dữ liệu hiệu quả [10-12]. Khái niệm "chú ý dữ liệu" (data intentionality) đề xuất rằng cơ chế tạo và quản lý dữ liệu nên được thiết kế để phục vụ trực tiếp cho các mô hình trí tuệ nhân tạo, thay vì chỉ để phân tích thủ công và khám phá

giải pháp. Ngoài ra, Internet of Things (IoT) kết nối các đối tượng vật lý với công nghệ đám mây, cho phép truyền tải dữ liệu an toàn, lưu trữ "big-data" và tính toán song song không giới hạn. Do đó, các kỹ thuật đa biến được áp dụng vào các tập dữ liệu lớn để tạo ra các bản sao ảo của các hệ thống vật lý đã tạo ra dữ liệu.

Kiến thức tổng hợp trong ngành công nghiệp dược phẩm đòi hỏi xử lý dữ liệu tiên tiến để phát hiện, phát triển, sản xuất thuốc và giám sát thử nghiệm lâm sàng. Trước đây, nghiên cứu dược phẩm thường dựa vào các mô hình đơn giản hóa trong phòng thí nghiệm để giảm biến động kết quả. Tuy nhiên, các cơ quan quản lý hiện nay khuyến khích ngành dược phẩm tiếp cận với sự phức tạp thực tế bằng cách sử dụng khoa học tiên tiến, đối mặt với sự biến động và phức tạp tự nhiên của sản phẩm sinh học, quy trình sản xuất và các hệ thống liên quan [13].

Ngày nay, trí tuệ nhân tạo (AI) cho phép đánh giá biến động và phức tạp như các thông số tự nhiên của một phương trình công suất [14]. Kiến thức tổng hợp từ AI giúp máy móc phân tích lượng lớn dữ liệu, nhận diện mẫu, học hỏi và đưa ra các kết luận hoặc dự đoán mà con người không thể tưởng tượng được. Bằng cách loại bỏ cách tiếp cận đơn biến cũ, chúng ta có thể làm việc với thực tế phức tạp thông qua phân tích AI trên lượng dữ liệu lớn thu thập trong suốt vòng đời của sản phẩm thuốc.

Quá trình sản xuất sinh học phức tạp do nhiều biến thể xuất hiện trong quá trình và sự tương tác giữa các biến thể đó cùng với các vấn đề về thành phần bên ngoài cần thiết. Điều này khiến việc thiết lập cơ sở hạ tầng quản lý chính xác và mạnh mẽ cho kiểm soát phân tích trở nên khó khăn. AI sẽ đóng vai trò quan trọng trong việc giải quyết vấn đề này, và IoT là công cụ lý tưởng để kết nối dữ liệu thế giới vật lý

hiện đại từ giám sát trực tuyến với khả năng lưu trữ và xử lý dữ liệu không giới hạn trên đám mây.

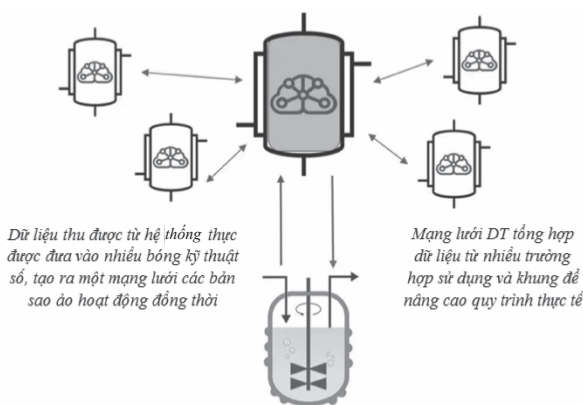
Trí tuệ nhân tạo (AI) trong chu kỳ sản phẩm có thể giúp xuất sắc trong các lĩnh vực riêng lẻ nhưng đôi khi hạn chế việc đánh giá các ảnh hưởng rộng lớn hơn. Nhiều nhà khoa học đánh giá cao AI trong lĩnh vực của họ nhưng chưa nhận thức hết phạm vi ứng dụng rộng lớn của nó trong ngành dược phẩm, từ khám phá mục tiêu đến giám sát sau tiếp thị [15]. Ví dụ, trong quá trình khám phá và phát triển sản phẩm, AI đã cải thiện việc thiết kế thí nghiệm (DoE) dựa trên toàn bộ phạm vi các tham số ảnh hưởng đến tính chất sinh học hóa học của các hệ thống đang được nghiên cứu. Trong phát triển quy trình, AI đang tăng cường phân tích DT của dữ liệu không đồng nhất từ nhiều công cụ phân tích và đầu dò, cho phép mô phỏng đa tham số [16, 17].

Trong quá trình xác nhận quy trình, các nhà khoa học phải phát triển hiểu biết sâu rộng về độ chính xác và hiệu quả của phương pháp phân tích của họ. Từ thiết kế quy trình (Process Design) đến chứng nhận quy trình (Process Qualification) và xác nhận quy trình tiếp tục (Continued Process Verification), AI cung cấp các công cụ mạnh mẽ cho phân tích đa biến hỗ trợ giám sát và điều khiển quy trình thời gian thực [18].

Các nhà khoa học đảm bảo chất lượng/ kiểm soát chất lượng Quality Assurance/ Quality Control đang sử dụng AI để khám phá và hiểu các đặc điểm chất lượng quan trọng (Critical Quality Attributes) và tham số quy trình (Critical Process Parameters), phát triển kế hoạch kiểm soát chất lượng (Quality Control Plans), duy trì sổ ghi chép thí nghiệm điện tử (Electronic Laboratory Notebooks) và bảng

điều khiển hệ thống quản lý thông tin phòng thí nghiệm (Laboratory Information-Management System), cũng như hỗ trợ giảm thiểu và phân phối dữ liệu mới. Các DT kích hoạt bởi AI đang cải thiện hoạt động sản xuất, giúp tạo ra các lô hàng tối ưu bằng cách phân tích và thực hiện dựa trên dữ liệu quy trình thời gian thực và tương tác với dữ liệu lịch sử. Vì các DT là bản sao số của quy trình sản xuất vật lý, chúng là công cụ lý tưởng để điều tra và đánh giá quy trình mà không ảnh hưởng đến chúng. Khả năng này giúp mô phỏng điều kiện và sự kiện, dự đoán tình huống không mong muốn và đề xuất kết quả đa biến, tối ưu hóa sản xuất sản phẩm chất lượng cao.

Mặc dù việc áp dụng AI cho dữ liệu lịch sử mang lại nhiều lợi ích, nhưng tiềm năng lớn hơn sẽ xuất hiện khi kiến thức đó được quản lý theo thời gian thực. Để thực hiện chiến lược này, cần có các cơ chế phù hợp (như DT được hỗ trợ bởi AI) để đảm bảo trao đổi thông tin song phương ổn định giữa thế giới vật lý và ảo. Chúng ta cũng cần tránh tạo ra các ngăn xếp kiến thức mới bằng cách duy trì các DT không liên kết với nhau. Chỉ khi các quy trình ngang hoặc dọc được kết nối, ta mới có thể phát hiện ra sự phức tạp trong các hoạt động dọc trong cùng một đơn vị hoặc mạng lưới (Hình 2).



Hình 2. DT có thể được cấu hình theo nhiều cách, bao gồm cả một phần của mạng

Kể từ khi insulin sinh tổng hợp Humulin U-100 ra đời vào năm 1982, ngành dược phẩm sinh học đã phát triển đáng kể trong cả sản phẩm và công nghệ sản xuất. Có nhiều tiến bộ trong kỹ thuật dòng tế bào, nuôi cấy tế bào, kiểm soát và phân tích quy trình. Tuy nhiên, dữ liệu quy trình sinh học phức tạp và có tính đa chiều (do sự tương tác của nhiều biến) gây khó khăn cho việc tiêu chuẩn hóa và sử dụng các kỹ thuật cổ điển. Các tiến bộ trong giám sát và phân tích quy trình, tự động hóa, khoa học dữ liệu và phân tích đa biến đã giúp xử lý lượng dữ liệu lớn và đa dạng. Sự tiêu chuẩn hóa và học máy (Machine Learning) hứa hẹn giúp mô phỏng và giải quyết các khó khăn trong quy trình sinh học [19, 20].

Trong quy trình sản xuất lô truyền thống, các dược chất (Active Pharmaceutical Ingredients) được sản xuất theo từng bước không liên tục, có thể diễn ra vào các thời điểm và địa điểm khác nhau. Trái lại, quy trình sản xuất liên tục (Continuous Manufacturing – CM) diễn ra liên tục, không gián đoạn với việc nạp vật liệu và xả sản phẩm đồng thời. CM phức tạp và cần hệ thống kiểm soát động tiên tiến để giám sát và tương tác với thiết bị và sản phẩm theo thời gian thực. Ví dụ, việc kiểm soát liều lượng vật liệu khởi đầu như môi trường nuôi cấy phải tương ứng với lượng tiêu thụ trong quá trình. CM của thuốc phân tử nhỏ đã phổ biến từ lâu, và trong thập kỷ vừa qua, một số công ty dược phẩm sinh học đã triển khai bể lọc tuần hoàn để hỗ trợ sản xuất liên tục.

DT có thể cải thiện quá trình lọc tuần hoàn và các bước tiếp theo khác bằng cách đề xuất hoặc thậm chí điều chỉnh tốc độ bơm để giảm thiểu số chu kỳ cần thiết. Roche và Biogen đã sử dụng các hoạt động liên tục và đang có các báo cáo về CM cho cả quy trình thượng nguồn và hạ nguồn [21]. Những phát

triển như vậy làm tăng triển vọng về CM tích hợp, từ đầu đến cuối cho khối lượng nhỏ của một số liệu pháp tiên tiến và khối lượng lớn các thuốc sinh học có nguồn gốc protein [22, 23].

4. KẾT LUẬN

Các tiến bộ trong giám sát quy trình, khả năng truy cập dữ liệu và sức mạnh tính toán đang thúc đẩy sự phát triển của các mô hình hỗ trợ bởi AI và sự dân chủ hóa công nghệ này. Các mô hình bộ đôi số (DTs) có thể nhanh chóng giảm thiểu sự phức tạp của các phép đo trong các hoạt động sản xuất sinh dược phẩm, đưa ra các kết luận có thể thực hiện được. Khi được đào tạo bởi các chuyên gia có kiến thức chuyên môn, các DTs có thể giúp sản xuất các lô sinh dược phẩm dưới điều kiện tối ưu một cách liên tục mà không cần sự chú ý của người vận hành. Hiểu biết, phát triển và kiểm soát quy trình sinh học đang cải thiện đáng kể nhờ việc triển khai các DTs có hỗ trợ của AI trong ngành công nghiệp dược phẩm. Đây là lĩnh vực sẽ được các tập đoàn dược phẩm lớn tập trung khai thác trong cuộc cách mạng công nghiệp 4.0. ❖

Ngày nhận bài: **23/5/2024**

Ngày phản biện: **27/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Alana C Szkodny, Kelvin H Lee. *Biopharmaceutical manufacturing: Historical perspectives and future directions*. Annual Review of Chemical and Biomolecular Engineering. 13: 141-165 (2022).
- [2]. i-Pharm. The role of technology in pharmaceuticals. <https://www.i-pharmconsulting.com/blog/the-role-of-technology-in-pharmaceuticals/> (2023) (accessed on June 11, 2024).
- [3]. Liu X, Jiang D, Tao B, Xiang F, Jiang G, Sun Y, Kong J, Li G. *Systematic review of digital twin about physical entities, virtual models, twin data, and applications*. Advanced Engineering Informatics. 55: 101876 (2023).
- [4]. Attaran M, Celik BG. *Digital twin: benefits, use cases, challenges, and opportunities*. Decision Analytics Journal. 6: 100165 (2023).
- [5]. Manzano T, Whitford W. *AI applications for multivariate control in drug manufacturing. A Handbook of Artificial Intelligence in Drug Delivery*. Philip A, et al., eds. Elsevier: Amsterdam, Netherlands (2023).
- [6]. Iyer MS, Pal A, Venkatesh KV. *A systems biology approach to disentangle the direct and indirect effects of global transcription factors on gene expression in Escherichia coli*. Microbiology Spectrum. 11(2): e02101-22 (2023).
- [7]. Corredor C, Stephanie A K, Kyle Mc, Gregory L, Nobel V, Matthew R, Douglas B. *Process Analytical Technologies (PAT) applications for upstream biologics*. American Pharmaceutical Review (2022). <https://www.americanpharmaceuticalreview.com/Featured-Articles/585192-Process-Analytical-Technologies-PAT-Applications-for-Upstream-Biologics/> (accessed on June 11, 2024).
- [8]. Farouk F, Hathout R, Elkady E. *Resolving analytical challenges in pharmaceutical process monitoring using multivariate analysis methods: applications in process understanding, control, and improvement*. Spectroscopy 38(3): 22-29 (2023).
- [9]. Gerzon G, Sheng Y, Kirkitadze M. *Process Analytical Technologies – Advances in bioprocess integration and future perspectives*. Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis. 207: 114379 (2022).
- [10]. Han H, Trimi S. *Towards a data science platform for improving SME collaboration through Industry 4.0 technologies*. Technological Forecasting and Social Change. 174, 2022: 121242.
- [11]. Shi Y. *Advances in Big Data Analytics: Theory, Algorithms, and Practices*. Springer Nature: Singapore (2022).

- [12]. Wang J, Xu C, Zhang J, Zhong R. *Big data analytics for intelligent manufacturing systems: A review*. Journal of Manufacturing System. 62: 738-752 (2022).
- [13]. ICH Q8(R2). *Pharmaceutical Development*. European Medicines Agency: Amsterdam, Netherlands (2017); <https://www.ema.europa.eu/en/ich-q8-r2-pharmaceutical-development-scientific-guideline> (accessed June 11, 2024).
- [14]. Mozaffar M, Liao S, Xie X, Saha S, Park C, Cao J, Liu WK, Gan Z. *Mechanistic artificial intelligence (Mechanistic-AI) for modeling, design, and control of advanced manufacturing processes: Current state and perspectives*. Journal of Materials Processing Technology. 302: 117485 (2022).
- [15]. Bhattamisra SK, Banerjee P, Gupta P, Mayuren J, Patra S, Candasamy M. *Artificial intelligence in pharmaceutical and healthcare research*. Big Data and Cognitive Computing. 7(1): 10 (2023).
- [16]. Zhihan LV, Chen D, Feng H, Wei W, Lv H. *Artificial intelligence in underwater digital twins sensor networks*. ACM Transactions on Sensor Networks. 18(3): 1-27 (2022).
- [17]. Osamy W, Khedr AM, Salim A, AlAli AI, El-Sawy AA. *Recent studies utilizing artificial intelligence techniques for solving data collection, aggregation and dissemination challenges in wireless sensor networks: A review*. Electronics. 11(3): 313 (2022).
- [18]. Ondracka A, Gasset A, García-Ortega X, Hubmayr D, van Wijngaarden J, Montesinos-Seguí JL, Francisco V, Manzano T. *CPV of the future: AI-powered continued process verification for bioreactor processes*. PDA Journal of Pharmaceutical Science and Technology. 77(3): 146-165 (2023).
- [19]. Udugama IA, Lopez PC, Gargalo CL, Li X, Bayer C, Gernaey KV. *Digital Twin in biomanufacturing: challenges and opportunities towards its implementation*. Systems Microbiology and Biomanufacturing. 1: 257-274 (2021).
- [20]. Alavijeh MK, Baker I, Lee YY, Gras SL. *Digitally enabled approaches for the scale-up of mammalian cell bioreactors*. Digital Chemical Engineering. 4: 100040 (2022).
- [21]. Ramos I, Sharda N, Villafana R, Hill Byrne K, Cai K, Pezzini J, Coffman J. *Fully integrated downstream process to enable next-generation manufacturing*. Biotechnology and Bioengineering. 120(7): 1869-1881 (2023).
- [22]. Schwarz H, Gomis Fons J, Isaksson M, Scheffel J, Andersson N, Andersson A, Castan A, Solbrand A, Hober S, Nilsson B, Chotteau, V. *Integrated continuous biomanufacturing on pilot scale for acid-sensitive monoclonal antibodies*. Biotechnology and Bioengineering. 119(8): 2152-2166 (2022).
- [23]. Final Conference Program. *Integrated Continuous Biomanufacturing V: Back to Barcelona – Progress & Potential of ICB*. Engineering Conferences International: Sitges, Spain, 9-13 October 2022. <https://engconf.us/conferences/biotechnology/integrated-continuous-biomanufacturing-v> (accessed June 11, 2024).

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ, CHẾ TẠO MÔ HÌNH HỆ THỐNG PHUN XĂNG VÀ ĐÁNH LỬA CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG PHỤC VỤ ĐÀO TẠO

RESEARCH, DESIGN AND MANUFACTURE MODELS OF FUEL INJECTION AND IGNITION SYSTEMS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES FOR TRAINING PURPOSES

Phạm Văn Liệu, Nguyễn Tường Vi, Đinh Văn Phương
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế, chế tạo mô hình hệ thống phun xăng và đánh lửa của động cơ đốt trong phục vụ công tác đào tạo sinh viên chuyên ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô. Mô hình đã mô tả được cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống phun xăng và hệ thống đánh lửa điện tử của động cơ đốt trong, giúp sinh viên có điều kiện quan sát toàn bộ hệ thống phun xăng và hệ thống đánh lửa điện tử của động cơ một cách thực tế nhất. Ngoài ra, mô hình còn có tính mô phạm và có tính thẩm mỹ cao, thân thiện với người dùng, đáp ứng được nhu cầu đào tạo sinh viên ngành công nghệ kỹ thuật ô tô.

Từ khoá: *Phun xăng; Đánh lửa; Động cơ; Mô hình.*

ABSTRACT

This article presents the results of research into the design and manufacture of models of fuel injection and electronic ignition systems of internal combustion engines to serve the training of students majoring in Automotive Engineering Technology. The model describes the structure and operating principles of the fuel injection system and electronic ignition system of the internal combustion engine, helps students observe the entire fuel injection system and electronic ignition system of the engine in the most realistic way. In addition, the model is also didactic and highly aesthetic, user-friendly, meeting the needs of training students in the field of automotive engineering technology.

Keywords: *Fuel injection; Ignition; Engine; Model.*

1. GIỚI THIỆU

Cùng với sự phát triển không ngừng của khoa học kỹ thuật, hệ thống phun xăng và đánh lửa điện tử của ô tô có nhiều cải tiến về công nghệ [1]. Những cải tiến này giúp hệ thống hoạt động mạnh mẽ và ổn định hơn mà không cần điều chỉnh tần số điện, đồng thời hệ thống đánh lửa mới được cho là có khả năng cải thiện tiêu hao nhiên liệu và ít phát thải ra môi trường [2]. Do đó, trình độ chuyên môn của đội ngũ sửa chữa bảo dưỡng hệ thống này cần đáp ứng yêu cầu thực tế. Chính vì vậy, việc chế tạo mô hình hệ thống phun xăng và hệ thống đánh lửa điện tử của động cơ phục vụ công tác giảng dạy và học tập tại các cơ sở đào tạo mang tính thiết thực và cấp thiết hiện nay. Bài báo này, nhóm tác giả trình bày quá trình nghiên cứu và đưa ra phương án thiết kế chế tạo mô hình hệ thống phun xăng và hệ thống đánh lửa điện tử để làm rõ nguyên lý hoạt động cũng như cấu tạo, chức năng của các linh kiện điện, điện tử trong mô hình [3, 4, 5], đồng thời giúp sinh viên có điều kiện quan sát toàn bộ hệ thống phun xăng và hệ thống đánh lửa của động cơ một cách thực tế nhất. Ngoài ra, mô hình còn có tính sư phạm và có tính thẩm mỹ cao, thân thiện với người dùng, đáp ứng được nhu cầu đào tạo sinh viên ngành công nghệ kỹ thuật ô tô.

2. CƠ SỞ KHOA HỌC

2.1. Hệ thống phun xăng điện tử

Hệ thống phun xăng điện tử có thể gọi tắt là EFI hoặc FI (viết tắt của từ Electronic Fuel Injection hoặc Fuel Injection trong tiếng Anh). Theo đó, chúng là một hệ thống hòa khí thể hệ mới thay thế cho bộ chế hoà khí (bình xăng con) như cũ. Hệ thống phun xăng điện tử dùng một khối hệ thống tinh chỉnh và điều khiển điện tử để can thiệp vào các bước phun

nhiên liệu vào buồng đốt của động cơ, từ đó nhằm tối ưu hóa quá trình sử dụng nhiên liệu ở động cơ và thiết bị.

EFI có nhiệm vụ chính là tối ưu hoá quá trình tiêu hao nhiên liệu tại động cơ và giúp xe hoạt động ổn định. Bên cạnh đó, hệ thống này còn có nhiệm vụ hỗ trợ một số bộ phận của động cơ [1].

2.2. Hệ thống đánh lửa

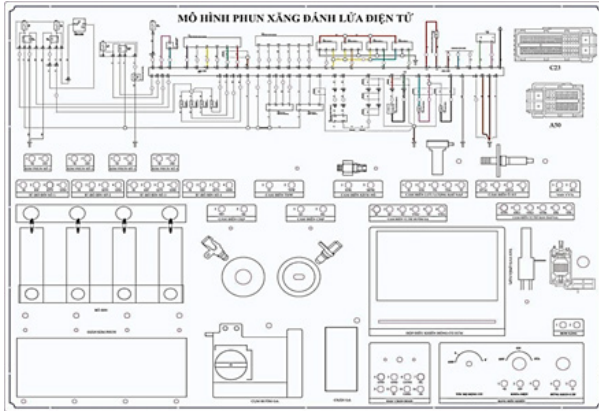
Hệ thống đánh lửa trên xe ô tô gồm có hai mạch: Mạch thứ cấp và mạch sơ cấp. Bô-bin đánh lửa của mạch sơ cấp là máy biến thế. Nó sẽ thực hiện quy trình chuyển dòng điện từ ắc quy thành dòng điện cao áp. Khi đó, nguồn điện cao áp sẽ được mạch thứ cấp nhận từ bô-bin đánh lửa và truyền đến bugi thông qua các dây phin cao áp. Hệ thống đánh lửa xe ô tô có cấu tạo rất đơn giản, được điều khiển bằng tua vít. Ngày nay, hệ thống đánh lửa trên xe ô tô được thiết kế cấu tạo hiện đại hơn, đi kèm với nhiều tính năng nổi bật để đáp ứng nhu cầu của xã hội hóa [1].

3. THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÔ HÌNH

3.1. Thiết kế palen cho mô hình

Sau khi nghiên cứu về hình dạng bên ngoài, nguyên lý hoạt động của từng chi tiết, cụm chi tiết trên hệ thống phun xăng và đánh lửa, nhóm tác giả đã tiến hành thiết kế vị trí lắp đặt của các chi tiết trên tấm palen rồi đưa đi gia công bằng máy CNC để tạo ra một sản phẩm theo ý muốn, dưới đây là hình ảnh palen được thiết kế và gia công khoét lỗ của mô hình phun xăng đánh lửa sau:





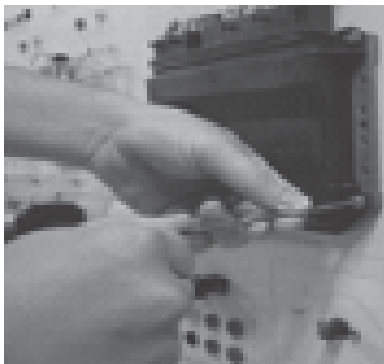
Hình 3.1. Mô hình phun xăng đánh lửa điện tử

3.2. Lắp đặt mô hình

Sau khi nghiên cứu tính toán và thiết kế, nhóm tác giả đã tiến hành lắp đặt các chi tiết, cụm chi tiết lên tấm panel đảm bảo yêu cầu kỹ thuật, đáp ứng tính sư phạm và tính thẩm mỹ cao. Quá trình lắp đặt mô hình hệ thống phun xăng và đánh lửa của động cơ được tiến hành như sau:

3.2.1. Lắp đặt bộ điều khiển ECU

Bộ điều khiển ECU (hình 3.2) có chức năng điều khiển quá trình làm việc của hệ thống, dễ hư hỏng khi chịu va đập, vì vậy khi lắp đặt 4 bu lông treo cần nhẹ nhàng, đảm bảo khoảng khe hở giữa bộ điều khiển ECU với giá, đảm bảo dễ dàng cắm 3 giắc kết nối chân hộp.



Hình 3.2. Bộ điều khiển ECU



Hình 3.3. Cụm chân ga

3.2.2. Lắp đặt cụm chân ga

Cụm chân ga (hình 3.3) được lắp phía dưới khung giá, cần đảm bảo chắc chắn khi đập ga để vận hành, lắp 4 vít M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian.

3.2.3. Lắp đặt cụm bướm ga

Cụm bướm ga (hình 3.4) được lắp phía trên khung giá, cần đảm bảo chắc chắn, dễ quan sát trạng thái làm việc để vận hành, lắp 4 bu lông M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian.



Hình 3.4. Cụm bướm ga



Hình 3.5. Cụm bô-bin đánh lửa

3.2.4. Lắp đặt các bộ-bin đánh lửa

Cụm bộ-bin đánh lửa (hình 3.5) được lắp giữa khung giá, cần đảm bảo chắc chắn khi vận hành, lắp 8 vít M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian. Đặc biệt, bộ bộ-bin đánh lửa làm việc với điện áp cao nên cần bổ sung tấm thép che chắn tia lửa điện, tránh bị điện giật khi vận hành.

3.2.5. Lắp đặt các vòi phun xăng

Các vòi phun xăng (hình 3.6) được lắp bên phải khung giá, cần đảm bảo chắc chắn khi vận hành, lắp 8 vít M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian.



Hình 3.6. Các vòi phun xăng



Hình 3.7. Bơm xăng

3.2.6. Lắp đặt Bơm xăng

Bơm xăng (hình 3.7) cần đảm bảo chắc chắn khi vận hành, lắp 2 vít M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian.

3.2.7. Lắp đặt cụm cảm biến trục cam, trục khuỷu

Cảm biến trục cam, trục khuỷu (hình 3.8) được lắp phía dưới khung giá, cần đảm bảo chắc chắn khi vận hành, lắp 6 vít M6 với giá, là phần phát tín hiệu có chuyển động quay nhanh, để mất an toàn nên cần được che bởi mica để dễ quan sát.



Hình 3.8. Cụm cảm biến trục cam, trục khuỷu

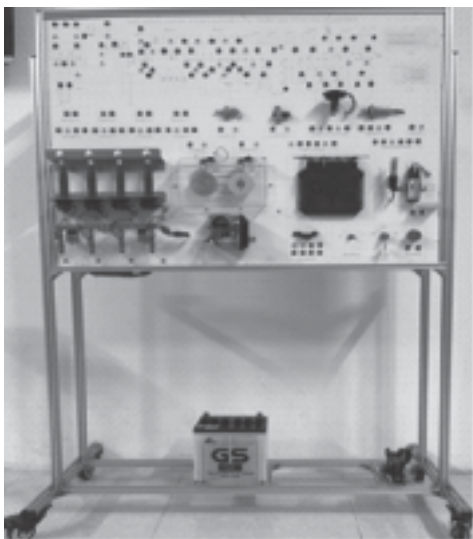
3.2.8. Lắp đặt các loại cảm biến khác: Cảm biến lưu lượng khí nạp, cảm biến oxy, cảm biến nhiệt độ nước làm mát, cảm biến kích nổ

Cảm biến lưu lượng khí nạp được lắp giữa khung giá, cần đảm bảo chắc chắn khi vận hành, lắp 4 vít M6 với giá cần chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian.

Cảm biến oxy được lắp trên khung giá, cần đảm bảo chắc chắn, vị trí cắm giắc kết nối đủ không gian. Cảm biến nhiệt độ, cảm biến kích nổ nước làm mát trong nghiên cứu này là cảm biến lấy tín hiệu ảo, cần đảm bảo chính xác vị trí đã thiết kế trên palel.

Sau khi hoàn thiện việc lắp đặt các chi tiết, cụm chi tiết tiến hành đấu nối dây, vận hành thử nghiệm và điều chỉnh thông số phù hợp kết quả cho thấy mô hình hoạt động đạt kết quả tốt với kết quả chính xác, phù hợp với mục tiêu đặt ra.





Hình 3.9. Hoàn thành việc lắp đặt hệ thống phun xăng điện tử và đánh lửa

4. KẾT LUẬN

Đã nghiên cứu cấu tạo, nguyên lý của hệ thống phun xăng và đánh lửa điện tử của động cơ đốt trong. Từ đó, nhóm tác giả tính toán, thiết kế palen và lựa chọn vị trí lắp đặt các chi tiết, cụm chi tiết.

Đã chế tạo và lắp đặt hoàn thiện mô hình hệ thống phun xăng điện tử và đánh lửa của động cơ đốt trong, đảm bảo yêu cầu kỹ thuật, tính sư phạm và tính thẩm mỹ cao.

Kiểm tra và vận hành thử nghiệm mô hình hệ thống phun xăng điện tử và đánh lửa của động cơ đốt trong. Kết quả cho thấy mô hình hoạt động tốt, đáp ứng mục tiêu nghiên cứu. ❖

Ngày nhận bài: 22/5/2024

Ngày phản biện: 17/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đỗ Văn Dũng; “*Giáo trình điện động cơ và điều khiển động cơ*”, NXB. Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, TP. Hồ Chí Minh, lần 1 (2013).
- [2]. Nguyễn Văn Phước; “*Giáo trình điện tử – linh kiện điện tử Transistor*”, NXB. Thanh niên (2022).
- [3]. Lê Hoàng Minh; “*Giáo trình điện tử Transistor và Ứng dụng*”, NXB. Thanh niên (2022).
- [4]. Bùi Văn Chinh, Nguyễn Văn Vinh, Lê Văn Anh; “*Nghiên cứu thiết kế chế tạo hệ thống điều khiển thời điểm đánh lửa cho động cơ xăng 1 xilanh*”, Tạp chí Khoa học Công nghệ, Đại học Công nghiệp Hà Nội, tập 57, số 5, tr 80-83, 2021.
- [5]. Nguyễn Như Dương, Phạm Minh Hậu; “*Nghiên cứu phát triển hệ thống đánh lửa trên động cơ xăng*”, Viện Khoa học Ứng dụng Hutech, tr 235-240.

NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO MÔ HÌNH MÔ PHỎNG HỆ THỐNG CHIẾU SÁNG TỰ ĐỘNG TRÊN Ô TÔ SỬ DỤNG PHẦN MỀM PROTEUS VÀ ARDUINO

RESEARCH TO MANUFACTURE A SIMULATION MODEL OF AUTOMATIC LIGHTING SYSTEM IN CARS USING PROTEUS SOFTWARE AND ARDUINO

Nguyễn Ngọc Sang

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

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả ứng dụng phần mềm Proteus 8.1 để mô phỏng hệ thống chiếu sáng tự động trên ô tô, sau đó nhóm tác giả thực nghiệm thiết kế, chế tạo mô hình sử dụng nền tảng mã nguồn mở Arduino. Quá trình mô phỏng có sử dụng phần mềm CodevisionAVR để lập trình C cho vi điều khiển Atmega16, màn hình hiển thị cường độ sáng LCD 16x2 và các linh kiện khác. Kết quả nghiên cứu cho thấy, mô hình hệ thống chiếu sáng tự động hoạt động theo tham số cường độ ánh sáng đặt ra của người lập trình và hoàn toàn phù hợp với hoạt động thực tế của hệ thống này trên các ô tô hiện đại.

Từ khóa: *Proteus; Hệ thống chiếu sáng; Arduino.*

ABSTRACT

This article presents the results of applying Proteus 8.1 software to simulate a car automatic lighting system, then the authors experimentally design and manufacture the model using the open source Arduino platform. The simulation process uses CodevisionAVR software to program C for the Atmega16 microcontroller, 16x2 LCD brightness display screen and other components. Research results show that the automatic lighting system model operates according to the light intensity parameters set by the programmer and is completely consistent with the actual operation of this system on modern cars.

Keywords: *Proteus; Lighting system; Arduino.*



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Những năm gần đây, công nghệ chiếu sáng ô tô đã có những phát triển bước ngoặt. Với sự xuất hiện của bóng đèn LED có cường độ sáng mạnh và tầm chiếu sáng xa, cho ánh sáng như ánh sáng ban ngày, các nhà sản xuất ô tô đã giải được bài toán về nguồn chiếu sáng.

Có một số nghiên cứu mô phỏng ứng dụng phần mềm Proteus 8.1 đã công bố về mạch điều khiển tự động đèn pha trên ô tô. Trong đó, điển hình là nghiên cứu của Okrah S.k có đưa ra được sơ đồ mạch bộ điều khiển đèn pha tự động bật tắt sử dụng cảm biến ánh sáng LDR [1]. Nghiên cứu của O. Akinsanmi, cũng đưa ra được sơ đồ mạch điều khiển tự động bật/tắt đèn pha trên cơ sở tín hiệu cường độ sáng được đo bằng một cảm biến ánh sáng LDR [2].

Mặt khác, khi lái xe trong điều kiện cường độ ánh sáng môi trường bên ngoài xe kém như lúc trời tối, đi qua hầm ngầm... theo quy định, các lái xe đều được hướng dẫn chuyển chế độ chiếu sáng của đèn pha từ chế độ chiếu sáng pha sang chế độ chiếu sáng cốt khi phát hiện có phương tiện đi ngược chiều ở khoảng cách khoảng 150m. Để hạn chế cường độ ánh sáng chiếu vào mắt người điều khiển phương tiện đi ngược chiều. Nhưng qua thực tế, điều này rất ít khi được thực hiện. Các lái xe thường có thói quen chỉ để đèn pha ở chế độ chiếu sáng pha và ít chuyển chế độ chiếu sáng về chế độ cốt khi có phương tiện đi ngược chiều. Thói quen này là nguyên nhân gây ra hiện tượng chói mắt của người điều khiển phương tiện đi ngược chiều do chùm tia sáng cường độ cao chiếu thẳng vào mắt người điều khiển phương tiện đi ngược chiều.

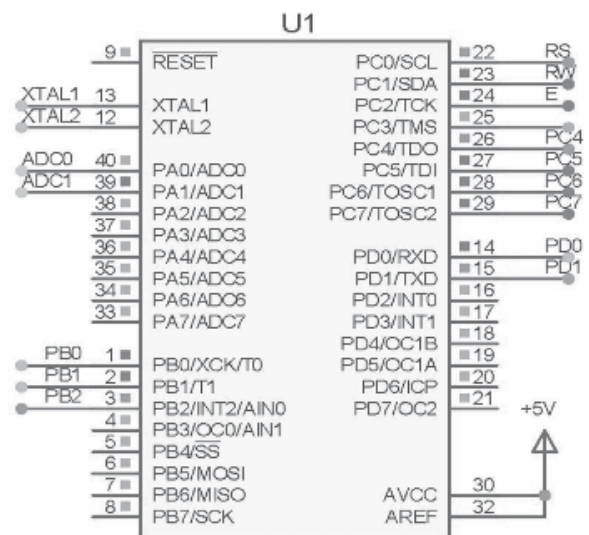
Để hiểu sâu và toàn diện hơn về cấu tạo, nguyên lý làm việc và mạch điều khiển, vi điều

khiển của hệ thống chiếu sáng tự động trên ô tô, bài báo này tập trung nghiên cứu mô phỏng và chế tạo mô hình hệ thống chiếu sáng tự động với cường độ ánh sáng dưới 400Lux; từ 400-600Lux và trên 600Lux.

2. MÔ PHỎNG MẠCH ĐIỀU KHIỂN

Sơ đồ mô phỏng mạch hệ thống chiếu sáng trên ô tô được thực hiện trên phần mềm Proteus [3, 4]. Hệ thống này sử dụng một số khối chính như: Vi điều khiển Atmega16 [5], màn hình hiển thị LCD 16x2 [6], cảm biến ánh sáng IC LM393.

Trong điều khiển tự động nói chung có thể sử dụng nhiều loại vi điều khiển khác nhau như: Atmega8, Atmega16, Atmega32, Atmega64, Atmega128, Atmega1280,... Mỗi loại vi điều khiển có ưu, nhược điểm riêng, tùy theo ứng dụng điều khiển mà lựa chọn cho phù hợp. Trong nghiên cứu này, vi điều khiển được chọn là Atmega16 (hình 1), đây là dòng vi điều khiển 8 bit, các thông số chính của vi điều khiển Atmega16 được thể hiện trong bảng 1 [7].

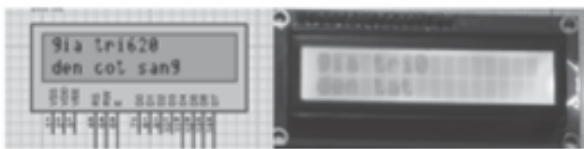


Hình 1. Vi điều khiển Atmega16

Bảng 1. Các thông số chính của vi điều khiển Atmega16 [5]

Thông số	Giá trị
Điện áp làm việc	4,5 ÷ 5,5V
Tần số làm việc	0 ÷ 16MHz
Số chân loại PDIP	40
Số chân I/O	32
Số kênh ADC 10 bit	8
Số kênh PWM	4
Số kênh time 8 bit	2
Số kênh time 16 bit	1
Bộ nhớ chương trình flash	16 K bytes
Bộ nhớ EEPROM	512 bytes
Bộ nhớ SRAM	1 K byte

Để hiển thị cường độ ánh sáng, nhóm tác giả sử dụng màn hình hiển thị LCD 16x2 [6] (hình 2), đây là loại màn hình hiển thị ký tự cho phép hiển thị thông tin trên hai hàng, mỗi hàng hiển thị tối đa 16 ký tự. Một số thông số chính của màn hình LCD 16x2 được thể hiện trong bảng 2.

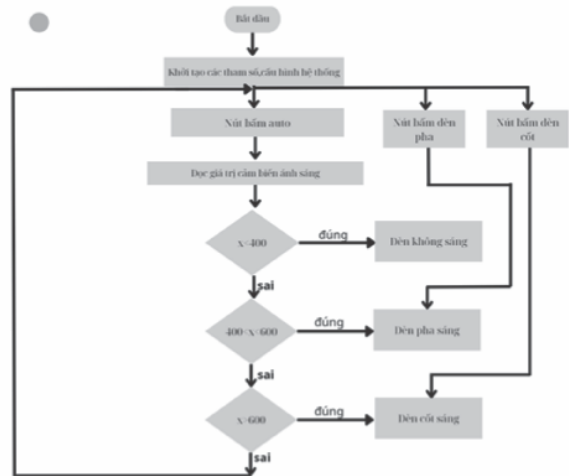


Hình 2. Màn hình hiển thị LCD

Bảng 2. Các thông số chính của màn hình LCD 16x2 [6]

Thông số	Giá trị
Kích thước	16x2
Số chân điều khiển	3
Số chân bus dữ liệu	8
Chân VSS	Nguồn 0V
Chân VDD	Nguồn 5V
Chân VEE	Độ tương phản

Thuật toán điều khiển đánh lửa (Hình 3) và chương trình điều khiển được thực hiện trên phần mềm CodeVisionAVR được viết bằng ngôn ngữ C++, chương trình này được biên dịch và nạp vào Atmega16 để điều khiển hệ thống chiếu sáng tự động.

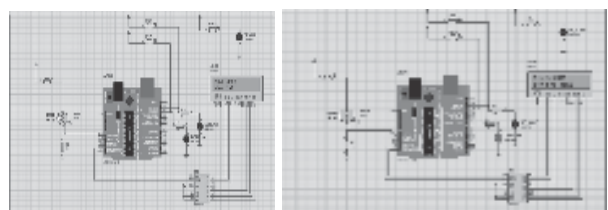


Hình 3. Thuật toán hệ thống chiếu sáng tự động

3. MÔ PHỎNG VÀ CHẾ TẠO MÔ HÌNH HỆ THỐNG CHIẾU SÁNG TỰ ĐỘNG

3.1. Kết quả mô phỏng

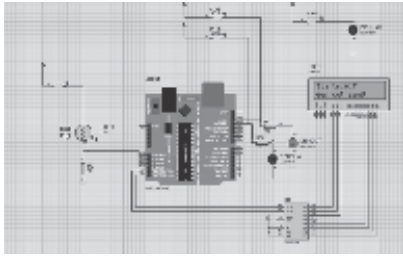
Để thực hiện mục tiêu như trình bày ở phần 1, mô phỏng được thực hiện với các thông số cường độ ánh sáng như sau: Dưới 400Lux; từ 400Lux đến 600Lux; trên 600Lux.



a)

b)





c)

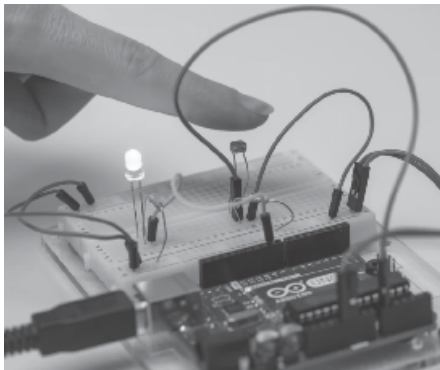
a) Dưới 400Lux: đèn pha, đèn cốt đều tắt; b) Từ 400Lux đến 600Lux: đèn pha sáng, đèn cốt tắt c); Trên 600Lux: đèn pha tắt, đèn cốt sáng
Hình 4. Kết quả mô phỏng hệ thống chiếu sáng tự động

3.2. Chế tạo mô hình

Quá trình chế tạo mô hình hệ thống chiếu sáng tự động được thực hiện theo các bước sau:

- Chuẩn bị linh kiện: Các linh kiện như Arduino, cảm biến ánh sáng quang trở 4 chân, đèn pha – cốt, khung giá nhựa, bo mạch, dây nối, nguồn.

- Lắp ráp và hoàn thiện mô hình: Thiết kế và gia công panel gắn thiết bị, thiết kế, chế tạo khung giá, lắp ráp mô hình, đi dây và vận hành mô hình. Mô hình hệ thống chiếu sáng tự động được chế tạo thành công thể hiện trên hình 5.



Hình 5. Mô hình mô phỏng hệ thống chiếu sáng tự động

4. KẾT LUẬN

Đã mô phỏng thành công hệ thống chiếu sáng tự động theo các tín hiệu cường độ ánh sáng khác nhau, đồng thời xây dựng được thuật toán điều khiển và chương trình điều khiển bằng phần mềm CodevisionAVR.

Đã chế tạo thành công mô hình mô phỏng hệ thống chiếu sáng tự động hoạt động theo các tín hiệu cường độ ánh sáng gồm: dưới 400Lux: đèn pha, đèn cốt đều tắt; từ 400Lux đến 600Lux: đèn pha sáng, đèn cốt tắt; Trên 600Lux: đèn pha tắt, đèn cốt sáng. ❖

Ngày nhận bài: 28/4/2024

Ngày phản biện: 20/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Okrah S.k, Williams E.a, Kumassah F, 2016. *Design and implementation of automatic headlight dimmer for vehicles using light dependent resistor (LDR) sensor*. International Journal of Emerging Technology and Innovative Engineering.
- [2]. O. Akinsanmi, A.D. Ganjang, H. U. Ezea, 2015. *Design and Development of an Automatic Automobile Headlight Switching System*. International Journal of Engineering and Applied Sciences.
- [3]. Labcenter Electronics, 2019. *Proteus Design Suite Getting Started Guide*. Labcenter Electronics.
- [4]. Labcenter, 2019. *Proteus software*. Truy cập ngày 2019/04/26-2019, tại trang web <https://www.labcenter.com/>.
- [5]. Hitachi, 2002. LCDLM016L. Hitachi.
- [6]. Steven F. Barrett, Daniel J. Pack, 2008. *Atmel AVR Microcontroller Primer: Programming and Interfacing*. Morgan & Claypool.
- [7]. Atmel, 2002. ATmega16 Microcontroller. Atmel.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÁY KHẮC GỖ CNC 4 TRỤC

STUDY ON DESIGN AND MANUFACTURE 4-AXIS CNC WOOD ENGRAVING MACHINE

Nguyễn Anh Tuấn¹, Nguyễn Quang Dũng²¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp²Khoa Vũ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Hiện nay, việc ứng dụng máy khắc CNC 4 trục trong lĩnh vực điêu khắc đang ngày càng phổ biến, đặc biệt với các chi tiết điêu khắc có biên dạng phức tạp. Các máy khắc gỗ CNC 4 trục hiện nay trong các cơ sở sản xuất và các trường đại học chủ yếu là nhập khẩu. Tuy nhiên, giá thành nhập ngoại của các máy khắc CNC 4 trục thường lớn và trong quá trình sử dụng, khi có sự cố thì việc thay thế, hiệu chỉnh máy khá phức tạp, tốn kém. Vì vậy, trên cơ sở kế thừa các nghiên cứu trước đây, nhóm tác giả đã nghiên cứu thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục, với mong muốn làm chủ công nghệ của máy khắc gỗ CNC 4 trục để phục vụ công tác đào tạo. Kết quả thử nghiệm cho thấy máy khắc gỗ CNC 4 trục đã thiết kế chế tạo hoạt động tốt, có thể gia công được các chi tiết trên một số vật liệu như gỗ, mica, nhựa, ... nhằm giảm lao động thủ công và tăng năng suất lao động. Đồng thời, kết quả của nghiên cứu này cũng có ý nghĩa thiết thực trong đào tạo, lập trình, vận hành máy CNC.

Từ khóa: CNC; Máy khắc gỗ CNC 4 trục.

ABSTRACT

Currently, the application of 4-axis CNC engraving machines in the field of sculpture is increasingly popular. Especially, the fabrication for parts with complex profiles is only effective when machining on 4-axis CNC machines. However, the imported cost of 4-axis CNC engraving machines is often very high, and during use, when there is a problem, the replacement and adjustment of the machine is quite complicated and expensive. Therefore, on the basis of inheriting previous research, the authors have researched, designed and manufactured a 4-axis CNC wood engraving machine, with the desire to master the technology of a 4-axis CNC wood engraving machine to serve training in universities and towards mastering the technology of 4 axis CNC wood engraving machine. Test results show that the machine works well on a number of materials such as wood, mica, plastic, etc. to reduce manual labor and increase labor productivity. At the same time, the results of this study also have practical significance in training, programming, and operating CNC machines.

Keywords: CNC; The 4-axis CNC wood engraving machines.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, các máy khắc gỗ CNC 04 trục đang dần thay thế các máy gia công truyền thống và được ứng dụng rất phổ biến trong lĩnh vực gia công gỗ, đặc biệt là các lĩnh vực cần chế tạo các chi tiết có độ phức tạp cao như điêu khắc tranh ảnh, khắc họa tiết hoa văn trên các sản phẩm quà tặng... [1]. Do đó, việc tính toán thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC 04 trục đã được nhiều tác giả ở các nước phát triển trên thế giới thực hiện nghiên cứu từ trước đến nay để không ngừng cải tiến về năng suất và độ chính xác gia công, tuổi thọ và độ ổn định của máy... Một số công trình nghiên cứu đã được các hãng chế tạo máy trên thế giới ứng dụng để chế tạo thành các sản phẩm thương mại... Tuy nhiên, các công bố của các hãng thường mang tính chất giới thiệu, không có tài liệu thiết kế và công nghệ cụ thể nên khó áp dụng.

Tại Việt Nam, một số ít những đề tài nghiên cứu đã được thực hiện trước đây về thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC như đề tài “Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo máy khắc đá CNC 3 trục”, thực hiện năm 2020 của nhóm tác giả Bùi Thanh Luân và Nguyễn Đoàn Hải đã thiết kế và chế tạo được một máy khắc đá CNC 3 trục [2]. Gần đây, đề tài “Thiết kế, chế tạo máy khắc gỗ CNC 3 trục dạng nhỏ” của nhóm tác giả Tào Quang Bằng, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng thực hiện năm 2022 đã tính toán thiết kế chế tạo được một máy khắc CNC 3 trục dạng nhỏ [3]... Tuy nhiên, các nghiên cứu về thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục ở Việt Nam đến nay kết quả đạt được còn nhiều hạn chế. Các nghiên cứu về thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục ở Việt Nam vẫn chỉ mang tính thử nghiệm là chủ yếu.

Với người dùng cá nhân hoặc các cơ sở sản xuất gia công nhỏ, đặc biệt các cơ sở đào tạo

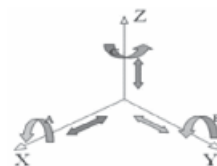
lập trình và vận hành máy CNC như các trường đại học, cao đẳng, trung học chuyên nghiệp,... thì cần tối ưu chi phí đầu tư máy móc thiết bị mà vẫn đảm bảo được các yêu cầu đặt ra. Vì vậy, việc nghiên cứu thiết kế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục có kích thước phù hợp, hoạt động hiệu quả, giá thành thấp có thể phục vụ những yêu cầu nêu trên là rất cần thiết, giúp tối ưu chi phí, chủ động hơn trong việc chế tạo, sử dụng máy. Đặc biệt, đối với Khoa Cơ khí, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp, điều này là rất cần thiết để giúp sinh viên có thể được thực tập vận hành trên các máy CNC 4 trục, hướng đến làm chủ được các máy móc thiết bị hiện đại, tiếp cận được với thực tế sản xuất.

Trong bài báo này, tác giả trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy khắc gỗ CNC 04 trục ứng dụng trong giảng dạy tại Khoa Cơ khí và Câu lạc bộ STEM, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp.

2. NỘI DUNG

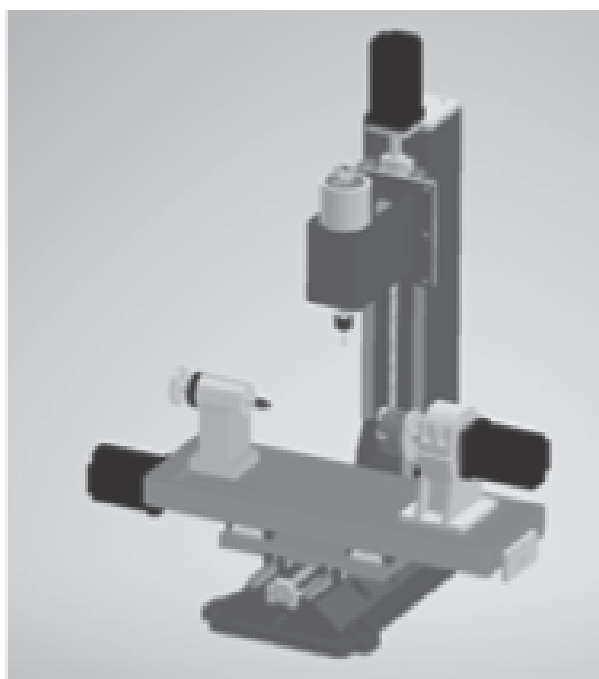
2.1. Đặc điểm kết cấu của máy khắc gỗ CNC 4 trục

Máy khắc gỗ CNC 4 trục sẽ có khả năng di chuyển theo bốn hướng khác nhau, thường là ba chuyển động tịnh tiến theo ba hướng (x, y, z) và một chuyển động quay (thường trục A). Điều này cho phép máy khắc gỗ CNC 4 trục thực hiện gia công được các bề mặt phức tạp hơn so với các máy phay gỗ CNC 3 trục, vì điều này cho phép thực hiện các thao tác phay hoặc khắc ở các góc độ khác nhau.



Hình 1. Hệ trục tọa độ trên máy CNC [1-3]

Về cơ bản, máy có cấu tạo gồm một trục chính với tốc độ quay cao được gắn dụng cụ cắt. Khi làm việc, trục chính sẽ tịnh tiến theo trục Z, phôi được gá cố định trên bàn máy và tịnh tiến theo trục X, Y kết hợp với trục Z để tạo hình sản phẩm. Ngoài ra, trên các máy khắc gỗ CNC 4 trục sẽ được mở rộng thêm một trục chuyển động xoay xung quanh trục X hoặc Y hoặc Z như thể hiện trên hình 2. Do đó, máy có khả năng gia công các loại chi tiết phức tạp với 01 lần gá đặt, sẽ giúp gia công được các chi tiết có bề mặt phức tạp, tốc độ cắt vật liệu cao, giảm thời gian gia công, giảm thời gian gá đặt phôi, nâng cao chất lượng bề mặt và độ chính xác của chi tiết gia công.



Hình 2. Cấu tạo của máy khắc gỗ CNC 4 trục

2.2. Thiết kế kết cấu máy khắc gỗ CNC 4 trục

2.2.1. Phân tích lựa chọn phương án thiết kế

Dựa vào vị trí các trục quay, máy khắc gỗ CNC 4 trục được phân loại thành 03 dạng chính như sau:

+ Trường hợp 1: Bàn máy di chuyển theo trục X, Y. Phôi được cố định trên bàn máy, bàn máy dịch chuyển theo hướng X và Y, trục chính chuyển động theo hướng Z, trục A nằm trên bàn máy tâm quay quanh trục X.

+ Trường hợp 2: Bàn máy di chuyển theo trục Y. Phôi được cố định trên bàn máy, bàn máy dịch chuyển theo hướng Y, trục chính chuyển động theo hướng X và Z, trục A nằm trên bàn máy tâm quay quanh trục X.

+ Trường hợp 3: Bàn máy cố định. Phôi cố định trên bàn máy, bàn máy không dịch chuyển, trục chính chuyển động trên cả ba trục X, Y, Z, trục A nằm trên bàn máy tâm quay quanh trục X.

Trên cơ sở phân tích ưu, nhược điểm của các loại cấu hình máy khắc gỗ CNC 4 trục ở trên, nhóm tác giả lựa chọn phương án thiết kế máy 4 trục với kết cấu bàn máy di chuyển theo trục X, Y (trường hợp 1). Với phương án này, máy sẽ có kết cấu chắc chắn, các bộ máy trục X và Y phải được thiết kế, tính toán chính xác đảm bảo việc nâng đỡ các bộ phận khác. Bên cạnh đó, đầu của động cơ trục chính phải nằm giữa không gian hoạt động của bàn máy để tận dụng tối đa vùng gia công.

2.2.2. Thiết kế cụm trục X, Y, Z và cụm A

Dựa trên mục đích sử dụng mô hình máy khắc gỗ CNC 4 trục tại Khoa Cơ khí và Câu lạc bộ STEM, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp, nhóm nghiên cứu đặt ra những yêu cầu các thông số đầu vào cần thiết kế của máy khắc gỗ CNC 4 trục như sau:

- Gia công được phôi có kích thước 500x250x150 mm;



- Gá lắp được các loại dao có đường kính từ $\Phi 1$ đến $\Phi 12$;

- Tốc độ cắt tối đa 24.000 vòng/phút;
- Độ chính xác kích thước cao nhất 0,01 mm;
- Kích thước máy: 750 x 680 x 800 (mm).

Trên cơ sở những yêu cầu về các thông số đầu vào như trên, nhóm nghiên cứu đã thực hiện tính toán thiết kế hệ thống cơ khí và hệ thống điều khiển của máy. Trước tiên, thực hiện tính toán thiết kế đối với các chi tiết tiêu chuẩn. Việc tính toán thiết kế các chi tiết tiêu chuẩn dựa trên nguyên tắc tính chọn. Căn cứ vào catalog các chi tiết tiêu chuẩn của các hãng sản xuất, nhóm nghiên cứu đã thực hiện tính toán và lựa chọn được các chi tiết và thiết bị cơ bản của hệ thống máy khắc gỗ CNC 4 trục như sau:

- Động cơ bước điều khiển vít-me 3 trục X, Y, Z là động cơ servo có Model 86 HBM80-01-1000;

- Động cơ điều khiển trục A là động cơ servo có Model 86 HBM80-01-1000;

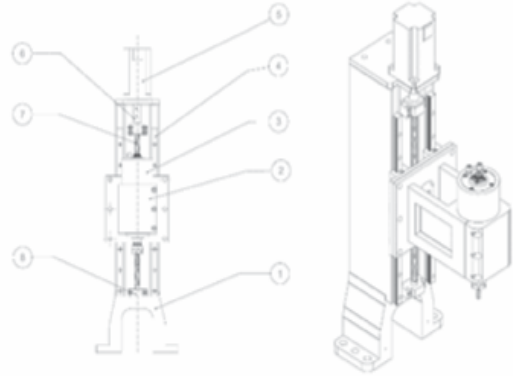
- Động cơ trục chính có Model là GDZ-80- 2.2B;

- Thanh dẫn hướng của 3 trục X, Y, Z có Model là HGW20CA;

- Trục vít-me của 3 trục X, Y, Z lần lượt có Model là SFS01620-1.8, SFS01605-3.8, SFS01620-1.8 của hãng TBI MOTION.

Đây là cơ sở để thực hiện thiết kế các cụm chi tiết chính của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Cụ thể như sau:

a. Thiết kế cụm trục Z



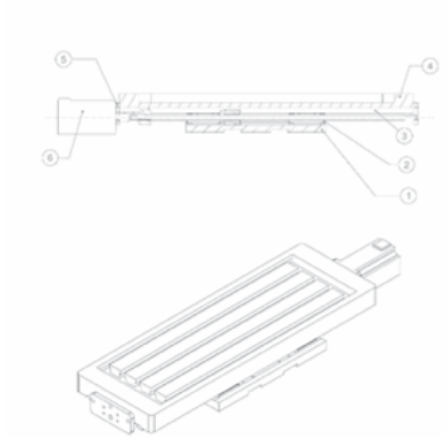
(1): Khung trục Z; (2): Gối gá spindle; (3): Spindle; (4): Ray trượt;
(5): Động cơ trục Z; (6): Khớp nối; (7): Bộ truyền vít-me đai ốc bi; (8): Gối đỡ vít-me.

Hình 3. Kết cấu cụm trục Z

Hình 3 thể hiện kết cấu cụm trục Z của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Khi động cơ (5) quay, thông qua khớp nối (6) sẽ truyền chuyển động quay cho trục vít-me bi (7). Khi đó, trục vít-me bi ăn khớp với đai ốc bi dẫn đến áo đai ốc bi (4) gắn với bàn máy chuyển động tịnh tiến tạo ra chuyển động chạy dao đứng của máy khắc gỗ CNC 4 trục.

b. Thiết kế cụm trục X

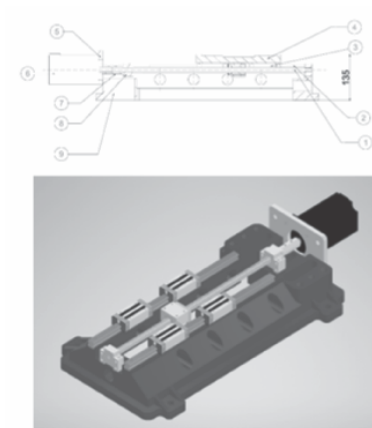
Hình 4 thể hiện kết cấu cụm X của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Khi động cơ (6) quay, thông qua khớp nối sẽ truyền chuyển động quay cho trục vít-me bi. Khi đó, trục vít-me bi ăn khớp với đai ốc bi dẫn đến đai ốc bi chuyển động tịnh tiến tạo ra chuyển động chạy dao ngang của bàn máy khắc gỗ CNC 4 trục.



(1): Tấm đỡ; (2): Bộ truyền vít-me đai ốc bi; (3): Ray trượt; (4): Bàn máy; (5): Bích gá động cơ; (6): Động cơ
Hình 4. Kết cấu cụm trục X

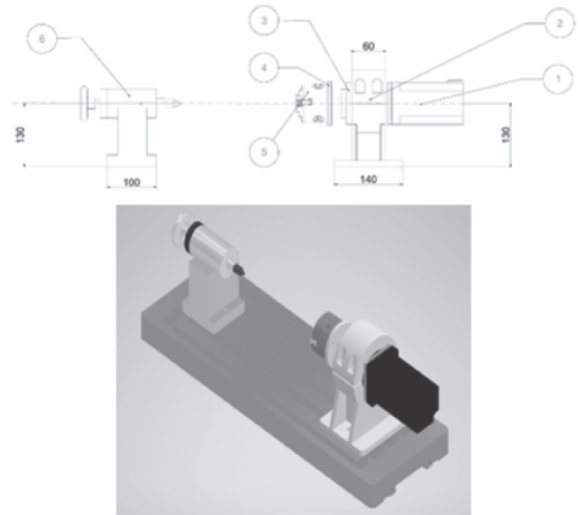
c. Thiết kế cụm trục Y

Hình 5 thể hiện kết cấu cụm trục Y của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Khi động cơ (7) quay, thông qua bộ truyền đai răng sẽ truyền chuyển động quay cho trục vít-me bi. Khi đó, trục vít-me bi ăn khớp với đai ốc bi dẫn đến bàn máy chuyển động tịnh tiến tạo ra chuyển động chạy dao ngang của máy phay CNC 5 trục.



(1): Trục vít-me bi; (2): Ray trượt; (3): Con trượt; (4): Tấm đỡ; (5): Bích gá động cơ; (6): Động cơ; (7): Khớp nối; (8): Gối đỡ vít-me; (9): Khung trục Y
Hình 5. Kết cấu cụm trục Y

d. Thiết kế cụm trục A



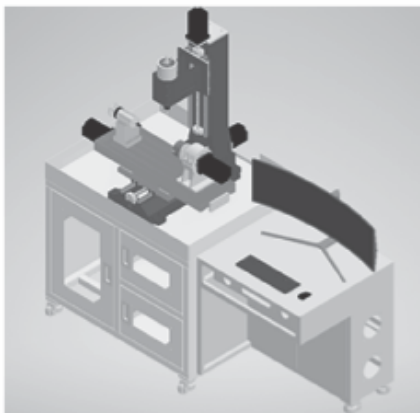
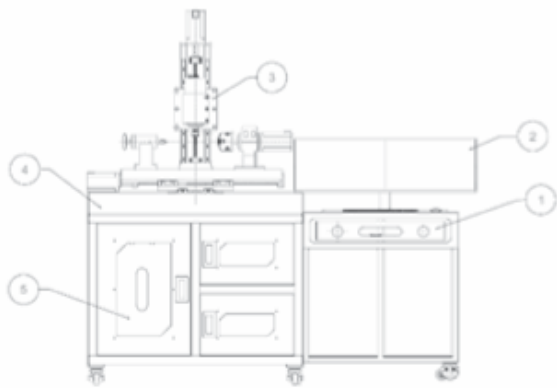
(1): Động cơ; (2): Gối đỡ trục A; (3): Hộp giảm tốc; (4): Bích gá mâm cặp; (5): Mâm cặp; (6): Ụ chống tâm
Hình 6. Kết cấu cụm trục A

Hình 6 thể hiện kết cấu cụm trục A của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Khi động cơ trục A (1) quay, mô-men được truyền qua khớp nối làm trục đầu vào của hộp giảm tốc (3) sẽ quay. Khi đó, mô-men được truyền qua các cặp bánh răng của hộp giảm tốc theo tỉ số truyền 1/10, làm cho trục đầu ra của hộp giảm tốc sẽ quay, dẫn tới bích gá mâm cặp (4), mâm cặp (5) và chi tiết được gá trên mâm cặp sẽ quay theo tạo ra chuyển động quay của trục A.

2.2.3. Thiết kế tổng thể hệ thống cơ khí của máy khắc gỗ CNC 4 trục

Trên cơ sở kết cấu các cụm trục X, Y, Z, A đã thiết kế ở phần trước, nhóm tác giả thực hiện lắp ráp các cụm chi tiết trên môi trường Assembly của phần mềm Inventor sẽ xây dựng

được kết cấu chung của máy khắc gỗ CNC 4 trục. Từ đó, nhóm thực hiện thiết kế cụm bàn máy sẽ xây dựng được kết cấu tổng thể hệ thống cơ khí của máy khắc gỗ CNC 4 trục như thể hiện trên hình 7.



(1): Cụm tủ điện; (2): Cụm máy tính; (3): Máy khắc gỗ CNC 4 trục;
(4): Cụm bàn máy; (5): Két nước

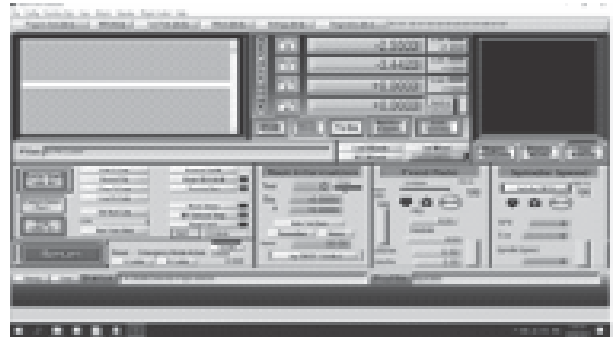
Hình 7. Kết cấu hệ thống cơ khí của máy khắc gỗ CNC 4 trục

2.3. Thiết kế hệ thống điều khiển của máy khắc gỗ CNC 4 trục

2.3.1. Lựa chọn phần mềm điều khiển của máy khắc gỗ CNC 4 trục

Trong thực tế, có rất nhiều phần mềm có thể điều khiển cho máy khắc gỗ CNC như

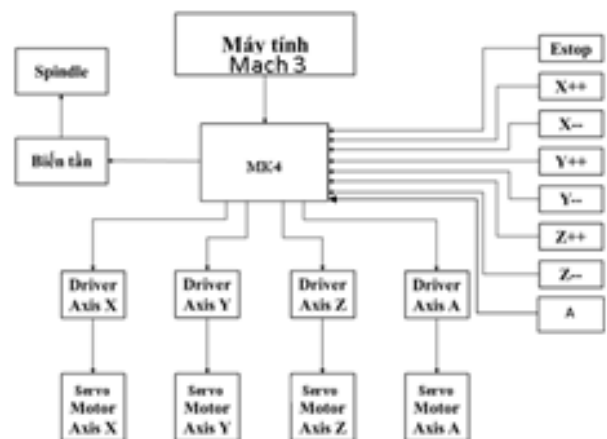
phần mềm: Fanuc, NCstudio, Mach3,... Trong nghiên cứu này sẽ lựa chọn phần mềm Mach 3 là phần mềm điều khiển máy vì chức năng của phần mềm này đa dạng, giao diện tương thích với người dùng, dễ khai báo các thông số của hệ thống và tiết kiệm được chi phí đáng kể khi chế tạo máy [4, 5].



Hình 8. Giao diện phần mềm Mach 3 [4-5]

2.3.2. Thiết kế sơ đồ khối hệ thống điều khiển của máy khắc gỗ CNC 4 trục

Để đảm bảo sự hoạt động ổn định và chính xác của thiết bị đáp ứng đúng các yêu cầu đặt ra, nhóm nghiên cứu thiết kế sơ đồ khối hệ thống điều khiển của máy khắc gỗ CNC 4 trục như sau:



Hình 9. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển của máy khắc gỗ CNC 4 trục

Trong đó:

- Phần mềm Mach3 và máy tính: Có vai trò như bộ điều khiển CNC, điều khiển toàn bộ hoạt động của máy.

- Biến tần: Có tác dụng điều chỉnh tốc độ, chiều quay của trục chính.

- Mạch MK4 được kết nối với máy tính qua cổng kết nối USB, cổng kết nối này vừa có tác dụng truyền tín hiệu từ máy tính đến mạch Mach3 vừa có tác dụng cung cấp nguồn điện 5V từ máy tính cho mạch đệm MK4 hoạt động.

- Động cơ và driver động cơ servor được sử dụng để dẫn động bàn máy để hình thành quỹ đạo chuyển động của đầu gia công.

- Công tắc hành trình được sử dụng để giới hạn hành trình di chuyển các trục nhằm ngăn ngừa bàn máy va chạm với các gối đỡ.

2.4. Chế tạo, thử nghiệm gia công và đánh giá hiệu quả hoạt động

Từ thiết kế kết cấu cơ khí và hệ thống điều khiển, nhóm nghiên cứu đã tiến hành gia công chế tạo các chi tiết cơ khí và lựa chọn các thiết bị, linh kiện điện tử đã tính chọn. Sau đó, nhóm tiến hành lắp ráp, điều chỉnh và thử nghiệm thành công máy khắc gỗ CNC 4 trục với các thông số kỹ thuật đúng theo thiết kế.



Hình 10. Hình ảnh máy khắc gỗ CNC 4 trục sau khi thiết kế chế tạo

Để đánh giá kiểm nghiệm khả năng hoạt động của máy, nhóm nghiên cứu đã tiến hành gia công thử nghiệm một số chi tiết điển hình. Kết quả cho thấy máy phay CNC 5 trục mà nhóm thiết kế chế tạo hoạt động ổn định, đảm bảo các thông số kỹ thuật yêu cầu đã đưa ra, sản phẩm gia công có độ chính xác kích thước và hình học đạt yêu cầu kỹ thuật đặt ra với độ chính xác kích thước 0,01 mm và độ nhám bề mặt đạt $Ra = 2,5$.



Hình 11. Hình ảnh một số sản phẩm được thực nghiệm gia công trên máy

3. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày một số kết quả nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy khắc gỗ CNC 4 trục. Sau khi tiến hành thực nghiệm gia công nhận thấy:

- Máy vận hành dễ dàng, thuận lợi trong di chuyển, dễ bảo trì và bảo dưỡng;

- Gia công được các chi tiết có biên dạng phức tạp như ông tượng, con rồng, con đại bàng... trên các vật liệu như gỗ, nhựa, mica... Sản phẩm thử nghiệm gia công trên máy có độ chính xác hình học và kích thước đạt yêu cầu đặt ra. ❖

Ngày nhận bài: 12/5/2024

Ngày phản biện: 26/6/2024



Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đặng Minh Phụng, Lê Hiếu Giang, Lê Sĩ Đàng, Hồ Gia Nghiêm; “*Phát triển thiết kế và chế tạo máy khắc CNC Laser CO₂ 4 trục ứng dụng khắc bề mặt gỗ, mica, dura hấu và các chi tiết có bề mặt tròn xoay*”, Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, Số 66, trang 27-36, 2021.
- [2]. Bùi Thanh Luân, Nguyễn Đoàn Hải; “*Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo máy khắc đá CNC 3 trục*”, Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí – Lần thứ IV, 2020.
- [3]. Tào Quang Bằng, Nguyễn Hùng Dĩ Khang, Hoàng Văn Thạnh, Lê Văn Dương; “*Thiết kế chế tạo máy khắc gỗ CNC 3 trục dạng nhỏ*”, Tạp chí Khoa học và Công nghệ – Đại học Đà Nẵng, Vol. 20, NO. 2, 2022.
- [4]. Đặng Minh Phụng, Lê Hiếu Giang, Nguyễn Văn Lâm, Nguyễn Trường Hải, Lê Tấn Cường; “*Nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy phay CNC 4 trục sử dụng chương trình Mach3 ứng dụng trong gia công nhôm và kim loại màu*”, Kỷ yếu Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí – Lần thứ IV, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, trang 112-120, 2015.
- [5]. Website: <http://www.machsupport.com/> (Thông tin Mach3).

NGHIÊN CỨU TIẾNG ÒN KHÍ ĐỘNG BÊN TRONG XE ÔTÔ

RESEARCH ON AERODYNAMIC NOISE INSIDE A CAR

Hoàng Thị Kim Dung

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Tiếng ồn khí động là tiếng ồn có nguồn gốc khí động gây ra do hình dạng của vật thể. Bài báo nghiên cứu mô phỏng số tiếng ồn khí động bên trong xe ô tô sử dụng phần mềm ANSYS kết hợp với phần mềm ACTRAN. Kết quả cho thấy ở tốc độ chuyển động 100km/h, tiếng ồn khí động bên trong xe nằm trong khoảng 35-75dB. Đây là mức cường độ âm nhỏ không ảnh hưởng nhiều đến người lái và hành khách trong xe.

Từ khóa: Tiếng ồn khí động; Nhiều động áp suất âm ở thành; Nhiều động áp suất rời ở thành; ANSYS; ACTRAN.

ABSTRACT

Aerodynamic noise is noise with origin of aerodynamic caused by the shape of the object. This article studied the simulation of aerodynamic noise inside a car using ANSYS software combined with ACTRAN software. The results showed that at a moving speed of 100km/h, the aerodynamic noise inside the car was in the range of 35-75dB. This was a low sound intensity level that did not affect the driver and passengers in the car much.

Keywords: Aerodynamic Noise; AWPF; TWPE; ANSYS; ACTRAN.

1. GIỚI THIỆU

Tiếng ồn có nguồn gốc khí động trên các phương tiện giao thông là lĩnh vực rất được các nhà khoa học quan tâm nghiên cứu [1-3].

Khi xe ô tô chuyển động, các dòng chảy khí động xuất hiện. Khi dòng chảy này chảy qua các vị trí không liên tục hay có hình dạng phức tạp sẽ gây ra sự nhiễu động áp suất tạo nên các dòng chảy rối. Các dòng chảy rối này

gây ra nhiễu động áp suất tác động lên cửa sổ xe (Wall Pressure Fluctuation – WPF) tạo ra dao động cho cấu trúc dẻo-dàn hồi của cửa sổ xe sinh ra tiếng ồn bên trong xe [1].

Bài báo này nghiên cứu âm khí động bên trong ô tô kết hợp phần mềm ANSYS và phần mềm ACTRAN để xử lý kết quả âm thanh, khảo sát âm khí động xuất hiện bên trong xe và đánh giá ảnh hưởng của tiếng ồn khí động đối với người lái và hành khách.

2. TIẾNG ỒN KHÍ ĐỘNG BÊN TRONG XE

2.1. Cơ chế hình thành tiếng ồn khí động bên trong xe



Hình 1. Sự hình thành âm khí động bên trong xe ô tô

Hình 1 trình bày các hiện tượng xảy ra trên xe và cơ chế hình thành tiếng ồn khí động bên trong xe. Chi tiết gồm:

- Dòng rối là nguồn của tiếng ồn [1-3]:

+ Cấu trúc xoáy của dòng chảy sau gương chiếu hậu là nguồn gây tiếng ồn khí động;

+ Tiếng ồn bị ảnh hưởng bởi sự hiện diện của cửa sổ hình thành nhiễu động mức áp âm ở tường (Acoustic Wall Pressure Fluctuation – AWPF, 1a);

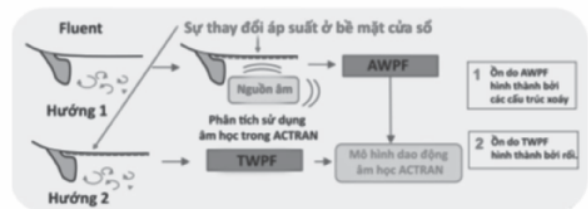
+ Tiếng ồn được truyền cục bộ thông qua cửa sổ (1b).

- Dòng rối cũng gây ra sự thay đổi nhiễu động áp suất rối ở tường (Turbulent Wall Pressure Fluctuation – TWPF): điều này gây ra rung động trong cấu trúc dèo-đàn hồi của cửa sổ.

2.2. Mô phỏng bài toán âm khí động bên trong xe

Hình 2 thể hiện quá trình mô phỏng bài toán âm khí động bên trong xe kết hợp phần mềm ANSYS Fluent và phần mềm ACTRAN.

Đầu tiên, phần mềm ANSYS Fluent được sử dụng để mô phỏng, xuất ra các giá trị áp suất trên bề mặt cửa sổ, vận tốc khí xung quanh ô tô. Tiếp theo, phần mềm ACTRAN xử lý các giá trị thu được từ Fluent, áp dụng mô hình dao động âm học trong ACTRAN để đưa ra âm thanh bên trong xe. Với bài toán âm khí động bên trong xe hiện tại, ta chỉ xét đến sự thay đổi của áp suất bề mặt cửa sổ để tính mức áp âm ở tường AWPF do các cấu trúc xoáy và mức nhiễu động rối ở tường TWPF hình thành do rối.



Hình 2. Mô phỏng bài toán âm khí động

3. KẾT QUẢ

3.1. Mô phỏng bằng Fluent



a. Mô hình mô phỏng



b. Miền tính toán trong Fluent

Hình 3. Mô hình mô phỏng

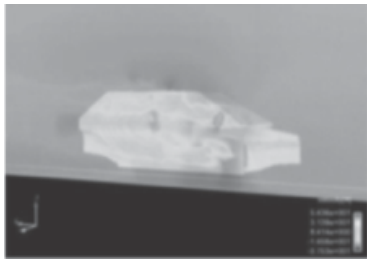
Mô hình xe nghiên cứu được trình bày trong Hình 3a, miền tính toán được trình bày trong Hình 3b. Bộ giải trong bài toán Fluent được cài đặt với:

- LES, dòng không nén được;
- Bước thời gian: $\Delta t = 0,0001s$;
- Xuất dữ liệu theo từng bước thời gian.

Như vậy, kết quả của bài toán Fluent cho ta trường phân bố áp suất để tính toán TWPF tại cửa sổ (Hình 4) và sự thay đổi vận tốc xung quanh cửa sổ để tính toán nguồn âm khí động (sử dụng trong tính toán Lighthill [1]) (Hình 5).



Hình 4. Áp suất rối va chạm vào cửa sổ



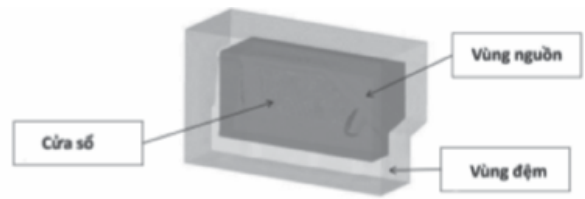
Hình 5. Trường phân bố vận tốc

3.2. Tính toán áp âm AWPF

AWPF phần gây ra tiếng ồn bởi rối và truyền đến cửa sổ (Hình 6).



Hình 6. AWPF

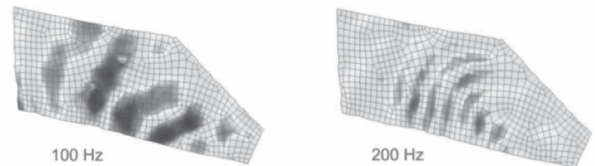


Hình 7. Tạo lưới AWPF



Hình 8. Áp suất âm vùng nguồn

Tính toán âm học cho lưới âm học AWPF (Hình 7), ta có áp suất âm ở vùng này (Hình 8). Tiếp theo, ta tính toán áp suất âm AWPF trên cửa sổ (Hình 9).



Hình 9. Áp âm AWPF trên cửa sổ

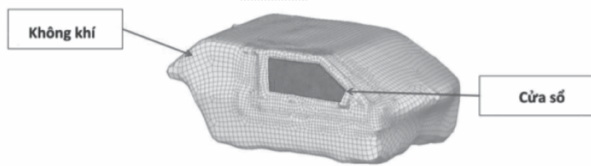
3.3. Tính toán nhiễu động áp suất rối trên thành TWPF

TWPF là dòng rối tác động trực tiếp vào cửa sổ theo cơ chế mô tả trong Hình 10. Lưới bên trong được chia như Hình 11 với lớp thủy tinh của cửa sổ xe dày 4mm.



Hình 10. TWPF





Hình 11. Tạo lưới TWPF

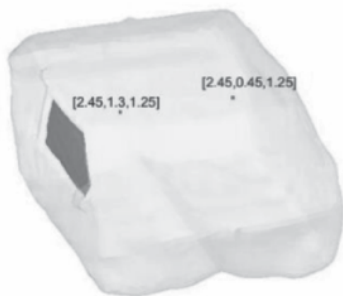
TWPF trên cửa sổ xe được tính toán trong Hình 12.



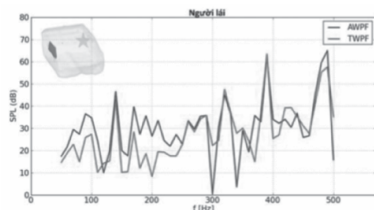
a. 100Hz b. 200Hz
Hình 12. TWPF trên cửa sổ xe

3.4. Âm khí động bên trong xe

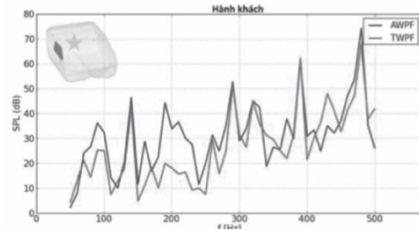
Sử dụng kết quả AWP (Hình 9) và TWPF (Hình 12) để tính toán âm học bên trong xe. Hai điểm thu âm thanh được thiết lập trong ô tô tương ứng với vị trí của người lái (2,45; 0,45; 1,25) và hành khách (2,45; 1,3; 1,25) như trong Hình 13.



Hình 13. Điểm thu âm thanh trong xe



Hình 14. Âm thanh tại vị trí người lái



Hình 15. Âm thanh tại vị trí hành khách

Âm thanh trong xe ô tô ước tính khoảng 35-72dB (Hình 14, Hình 15). Đây là mức âm thanh nằm trong ngưỡng nghe được nhưng không ảnh hưởng quá nhiều đến con người.

Như vậy, người lái và hành khách ít bị tác động bởi âm khí động hình thành do dòng rối gần cửa sổ xe.

4. KẾT LUẬN

Ô tô chuyển động với vận tốc 100km/h gây ra khoảng tiếng ồn khí động trong khoảng 35-72dB bên trong xe là khá nhỏ không ảnh hưởng quá nhiều đến lái xe và hành khách. Tuy nhiên, do hạn chế của nghiên cứu vẫn chưa xem xét đến toàn bộ các dòng rối quanh xe nên nghiên cứu mô phỏng âm khí động bên trong xe vẫn cần tiếp tục phát triển, hoàn thiện ở các nghiên cứu tiếp theo nhằm tối ưu hóa kết cấu hình dạng khí động của xe để hạn chế tối đa tiếng ồn khí động, giảm thiểu tác hại do tiếng ồn gây ra đối với con người. ❖

Ngày nhận bài: 26/4/2024

Ngày phản biện: 20/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Domenico Caridi, "Industrial CFD simulation of aerodynamic noise", PhD Thesis, Napoli Federico II University, Italy, 2008.
- [2]. Seppo Uosukainen, "Foundations of acoustic analogies", Publication, Finland, 2011.
- [3]. Jiawei Liu, "Simulation of whistle noise using computational fluid dynamics and acoustic finite element simulation", Master Thesis, College of Engineering at the University of Kentucky, USA, 2012.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA BIÊN DẠNG ĐẾN ĐẶC TÍNH ÂM KHÍ ĐỘNG CẢNH

RESEARCH ON THE INFLUENCE OF AIRFOIL ON AEROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF WING

Hoàng Thị Kim Dung

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Âm khí động là âm thanh có nguồn gốc khí động. Bài báo nghiên cứu mô phỏng số âm khí động của cánh máy bay với bốn biên dạng khác nhau gồm: NACA4412, NACA2412, Clark Y, NASA SC(2) – 0610. Nghiên cứu được thực hiện ở tốc độ chuyển động 0,8M là tốc độ chuyển động của máy bay thương mại. Kết quả nghiên cứu cho thấy chất lượng khí động càng lớn thì dải mức áp suất âm càng nhỏ và ngược lại. Ở đây, biên dạng NASA SC(2) – 0610 cho chất lượng khí động tốt nhất khoảng 19 và mức áp suất âm nhỏ nhất từ 39-47dB. Cả bốn biên dạng nghiên cứu đều có dải áp suất âm khá bé nằm trong ngưỡng nghe của tai người.

Từ khóa: Biên dạng; Âm khí động; ANSYS; Phương pháp tách riêng nguồn.

ABSTRACT

Aeroacoustic is the sound of aerodynamic origin. This paper researched the aeroacoustics simulation of the aircraft wing with four different airfoils such as NACA4412, NACA2412, Clark Y, NASA SC(2) – 0610. The research was carried out at a moving speed of 0.8M is the moving speed of a commercial aircraft. Research results showed that the greater the aerodynamic quality, the smaller the sound pressure level range and vice versa. Here, NASA SC(2) – 0610 airfoil gave the best aerodynamic quality of about 19 and the smallest sound pressure level of 39-47dB. All four research profiles had a relatively small sound pressure range within the hearing threshold of the human ear.

Keywords: Airfoil; Aeroacoustic; ANSYS; SSPM.



1. GIỚI THIỆU

Âm khí động là âm thanh có nguồn gốc khí động, hình thành hoàn toàn do sự biến đổi của trường áp suất qua vật thể.

Với mục đích nghiên cứu âm khí động qua các cánh có biên dạng khác nhau, bốn biên dạng cánh được lựa chọn và nghiên cứu ở tốc độ 0,8M. Nghiên cứu được thực hiện với sự trợ giúp của phần mềm ANSYS. Đầu tiên, bài toán khí động được thực hiện để tính trường phân bố áp suất qua cánh [1-3]. Sau đó, phương pháp tách nguồn SSPM được sử dụng, xem phân bố áp suất của bài toán khí động như đầu vào để tính mức áp âm trên cánh.

2. MÔ HÌNH CÁNH NGHIÊN CỨU

Mô hình cánh nghiên cứu có dạng hình chữ nhật với sải cánh 1m, dây cung 0,2m và biên dạng gồm (Hình 1):

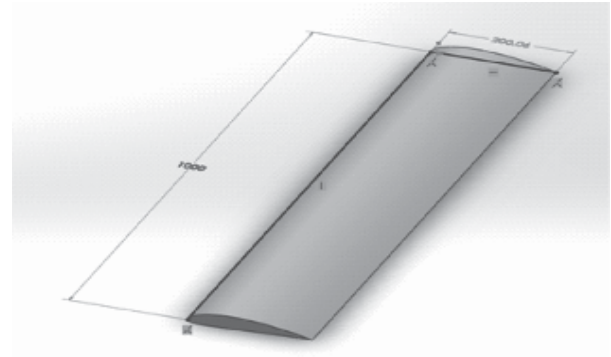
- NACA4412: Độ dày lớn nhất 13% tại vị trí 30% dây cung, độ vồng lớn nhất 4% tại vị trí 40% dây cung. Thường được sử dụng cho máy bay mô hình, dòng máy bay Aeronca, Champion, Jabiru, Stinson...

- NACA2412: Độ dày lớn nhất 12% tại vị trí 30% dây cung, độ vồng lớn nhất 2% tại vị trí 40% dây cung. Thường được sử dụng trong các dòng máy bay: Baumann, Cessna, Fleetwings, Reims...

- Clark Y: Độ dày lớn nhất 11,7% tại vị trí 28% dây cung, độ vồng lớn nhất 3,4% tại vị trí 42% dây cung. Thường được sử dụng trong các dòng máy bay: Aerocomp, Aeronca, Avia, Call Air, Kinner, Monocoupe, Spartan...

- NASA SC(2) – 0610: Độ dày lớn nhất

10% tại vị trí 38% dây cung, độ vồng lớn nhất 1,8% tại vị trí 82% dây cung. Profil NASA SC(2) – 0610 có độ dày và hình dáng tương tự với profil của Airbus A380.



a. Kích thước cánh



NACA 4412



NACA 2412

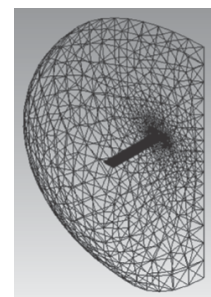


Clark Y



NASA SC(2) – 0610

b. Biên dạng cánh
Hình 1. Mô hình cánh



Hình 2. Miền tính toán và chia lưới

	Số lượng	Skewness	Ortho
NACA 4412	432.106	0,255	0,844
NACA 2412	490.923	0,254	0,846
Clark Y	488.299	0,257	0,843
NASA SC(2) - 0610	467.814	0,258	0,841

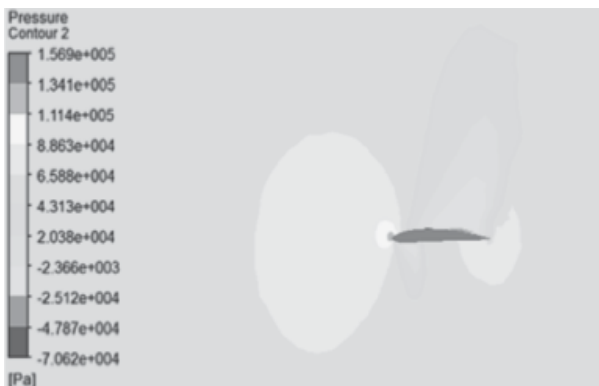
Bài toán khí động được giải với điều kiện làm việc của máy bay thương mại ở tốc độ 0,8M với bước thời gian $2,5 \cdot 10^{-5}$ s dùng mô hình rối k-ε tiêu chuẩn trong ANSYS. Miền tính toán và lưới mô phỏng của các bài toán khí động với số lượng phần tử và chất lượng lưới được thể hiện trong Hình 2.

Bài toán âm học sử dụng phương pháp tách riêng nguồn (Segregated Source Propagation Methods – SSPM) [1].

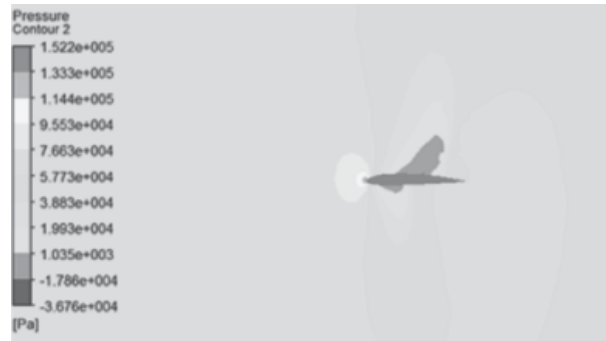
3. KẾT QUẢ

3.1. Đặc tính khí động

Dòng chảy qua bốn biên dạng được thể hiện trong Hình 3. Điểm tiếp xúc đầu tiên giữa dòng khí và mép vào của cánh cho áp suất lớn nhất. Chất lượng khí động, C_L/C_D , được tổng hợp trong Bảng 1. Cánh có biên dạng NASA SC(2) – 0610 cho chất lượng khí động tốt nhất là 19,00.



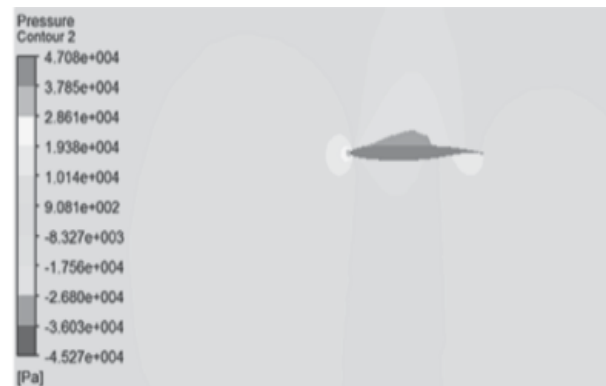
a. NACA 4412



b. NACA 2412



c. Clark Y



d. NASA SC(2) – 0610

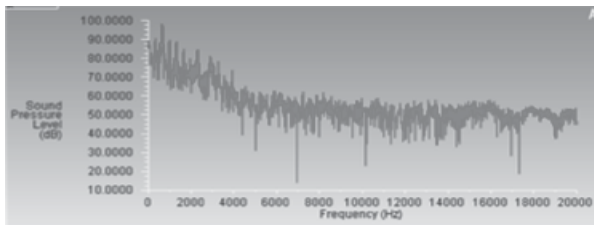
Hình 3. Phân bố áp suất qua cánh

3.2. Đặc tính âm thanh

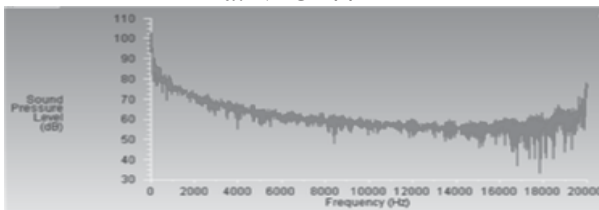
Hình 4, 5, 6 là mức áp âm của các cánh có biên dạng khác nhau tại ba vị trí có tọa độ: A(0; -1; 0) – Góc cánh; B(0; -10; 0) và C(0; -20; 0).

Với âm thanh ở tần số dưới 10 kHz thì mức áp âm cao nhưng chưa ổn định. Còn với âm thanh ở tần số trên 10 kHz, mức áp âm đã ổn định hơn nhưng mức áp âm ở tần số này không gây ra quá nhiều tác hại đối với tai người.

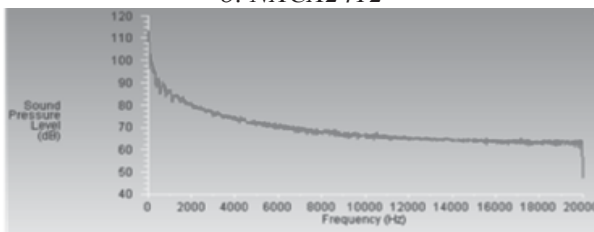
Bảng 1 tổng hợp dải áp suất âm của của bốn cánh có biên dạng khác nhau. Cánh NASA SC(2) – 0610 cho chất lượng khí động tốt nhất và có dải áp suất âm khá bé. Cả bốn biên dạng đều cho dải áp suất âm trong khoảng tai người nghe thấy mà không cảm thấy đau, nhức. Có thể kết luận rằng, chất lượng khí động càng lớn thì mức áp âm hình thành càng bé [2], [3].



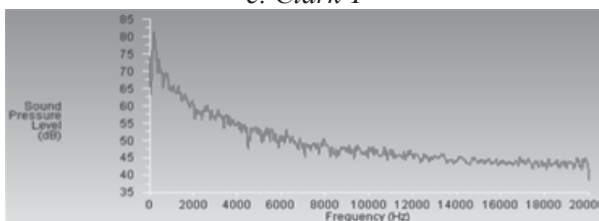
a. NACA4412



b. NACA2412

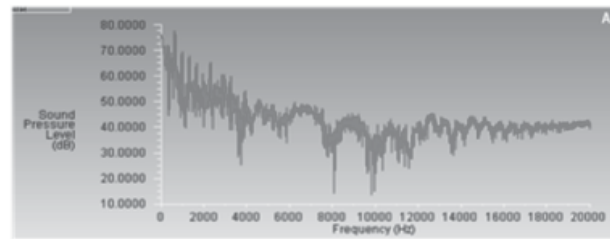


c. Clark Y

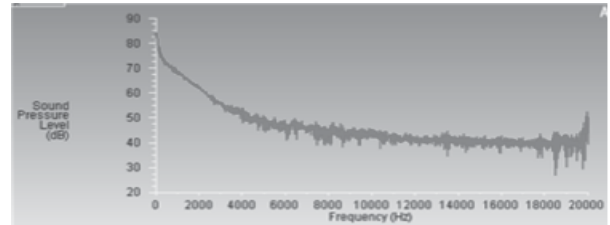


d. NASA SC(2) – 0610

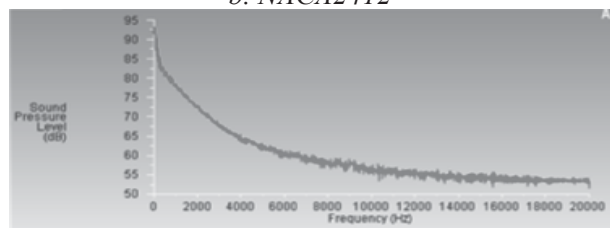
Hình 4. Mức áp suất âm tại vị trí A



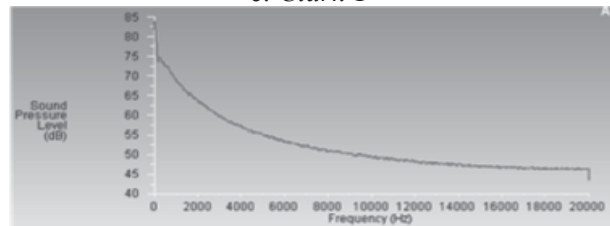
a. NACA4412



b. NACA2412

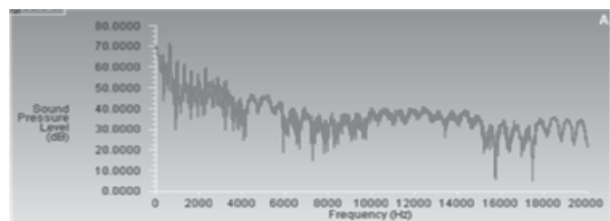


c. Clark Y

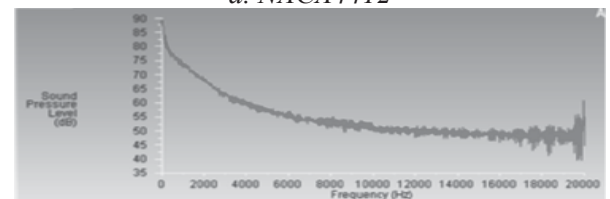


d. NASA SC(2) – 0610

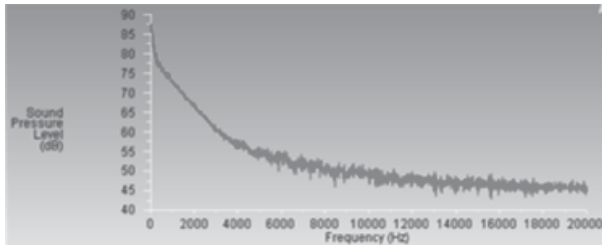
Hình 5. Mức áp suất âm tại vị trí B



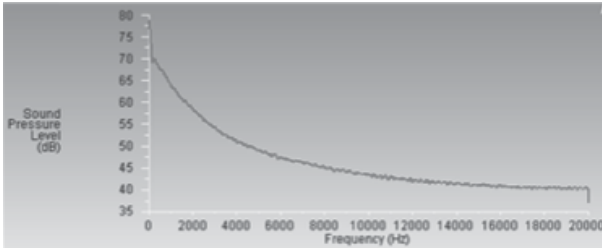
a. NACA4412



b. NACA2412



c. Clark Y



d. NASA SC(2) – 0610

Hình 6. Mức áp suất âm tại vị trí C

Bảng 1. Chất lượng khí động và dải áp suất âm đối với từng cánh

Profil cánh	C_L/C_D	Áp suất âm (dB)		
		Điểm A	Điểm B	Điểm C
NACA4412	4,70	20-62	20-62	15-45
NACA2412	4,75	40-77	40-77	30-52
Clark Y	3,30	50-65	50-65	53-56
NASA SC(2) – 0610	19,00	39-46	39-46	43-47

4. KẾT LUẬN

Âm khí động của cánh hình chữ nhật với các biên dạng khác nhau được nghiên cứu mô phỏng dùng phần mềm ANSYS.

Đặc tính khí động của cánh càng lớn thì dải áp suất âm hình thành càng nhỏ và ngược lại. Ở đây, biên dạng NASA SC(2) – 0610 có chất lượng khí động cao khoảng 19,00 và dải áp suất âm hình thành bé nằm trong khoảng 39-47dB. ❖

Ngày nhận bài: 28/4/2024

Ngày phản biện: 23/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Domenico Caridi, “Industrial CFD simulation of aerodynamic noise”, PhD Thesis, Napoli Federico II University, Italy, 2008.
- [2]. Dung Hoang Thi Kim, Khanh Nguyen Phu, “A computational study of aerodynamic noise alleviation on a generic car model”, ASEAN Engineering Journal, ISSN: 2856-9159, Part A, Vol 6 No 2, pp. 14-21, 2016.
- [3]. Ngoc-Khanh Pham, Thi-Kim-Dung Hoang, Phu-Khanh Nguyen, Nguyen-Thanh Duong, “Computational simulation of aerodynamic noise generation on high-lift configuration”, Journal of Aeronautics, Astronautics and Aviation, Vol. 54, Issue 4, pp. 393-403, 2022.

ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG ÁP DỤNG TIÊU CHUẨN STANAG 4367 CHO TÍNH TOÁN THUẬT PHÓNG TRONG

EVALUATION OF APPLICABILITY OF STANAG 4367 STANDARDS
FOR CALCULATING THE INTERIOR BALLISTIC

TS. Nguyễn Quang Lượng, TS. Nguyễn Nam Quý, TS. Lê Hữu Ban
Khoa Vũ khí, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Bộ Quốc phòng

TÓM TẮT

Bài báo tiến hành so sánh mô hình thuật phóng trong theo tiêu chuẩn STANAG 4367 của NATO với mô hình thuật phóng trong của Liên Bang Nga đang được sử dụng tại Việt Nam; đối tượng áp dụng là pháo 105mm của Mỹ. Kết quả tính toán cho thấy, mô hình theo tiêu chuẩn STANAG 4367 phản ánh chính xác bản chất của bài toán thuật phóng trong và sai lệch kết quả khá nhỏ so với mô hình của Liên bang Nga (LB Nga); có thể áp dụng mô hình này để tính toán thuật phóng trong cho các loại súng pháo khác.

Từ khóa: Thuật phóng; Thuật phóng trong; Tiêu chuẩn STANAG 4367.

ABSTRACT

The article compares the interior ballistic model according to NATO's STANAG 4367 standard with the Russian Federation's interior ballistic model being used in Vietnam; The object of application is the American 105mm artillery. Calculation results show that the model according to STANAG 4367 standard accurately reflects the nature of the interior ballistic problem and the deviation of the results is quite small compared to the model of the Russian Federation; This model can be applied to calculate the interior ballistic for other types of artillery guns.

Keywords: Ballistics; Interior Ballistic; STANAG 4367 Standards.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong biên chế của Quân đội ta hiện nay, có một lượng không nhỏ súng pháo, đạn được xuất xứ từ Mỹ và các nước NATO, một phần trong số đó được mua mới những năm gần đây, phần còn lại là chiến lợi phẩm thu được trước năm 1975. Tuy nhiên, việc nghiên cứu thuật phóng trong (TPT) của những loại súng pháo này ở nước ta hiện nay nhằm xác định các tính năng chiến – kỹ thuật còn hạn chế. Thông thường, khi nghiên cứu TPT của các loại súng pháo, người ta sử dụng mô hình tính toán theo quan điểm thuật phóng của LB Nga [1]. Trong bài báo này, các tác giả đưa ra mô hình toán và tiến hành lập trình tính toán TPT cho pháo 105mm của Mỹ bằng hai phương pháp kể trên, từ đó đánh giá khả năng sử dụng tiêu chuẩn STANAG 4367 để nghiên cứu TPT cho các loại súng pháo.

2. MÔ HÌNH TOÁN BÀI TOÁN THUẬT PHÓNG TRONG CỬA SÚNG PHÁO

Theo [1, 2, 4], hệ phương trình mô tả bài toán TPT trong lòng nòng súng pháo bao gồm các phương trình mô tả quy luật tốc độ cháy, quy luật sinh khí của thuốc phóng, phương trình mô tả chuyển động của đạn trong lòng nòng, phương trình cơ bản TPT và một vài phương trình mô tả các mối quan hệ bổ sung. Kết quả của bài toán TPT là mối quan hệ của các phần tử thuật phóng, trong đó quan trọng nhất là các quy luật thay đổi của áp suất khí thuốc và tốc độ chuyển động của đạn theo thời gian và theo quãng đường chuyển động của đạn, tức là quy luật $p(l)$, $v(l)$, và $p(t)$, $v(t)$. Các hệ phương trình này được cụ thể hóa trong Bảng 1 dưới đây, theo quan điểm thuật phóng của LB Nga và theo tiêu chuẩn STANAG 4367 [1, 3].

Bảng 1. Hệ phương trình mô tả bài toán thuật phóng trong của súng pháo

Tên phương trình	Theo quan điểm thuật phóng của LB Nga	Theo tiêu chuẩn STANAG 4367
Quy luật tốc độ cháy của thuốc phóng	$\frac{dz}{dt} = \frac{p}{I_k}$	$r_i = f_b f_{\beta T} \beta_i (\bar{P})^{\alpha_i} + k_v v_p$
Quy luật sinh khí của thuốc phóng	$\psi = \chi z(1 + \lambda z + \mu z^2)$	$\frac{dZ_i}{dt} = \frac{S_i r_i}{V_{g_i}}$
Phương trình chuyển động của đạn	$\frac{dv}{dt} = \frac{sp}{\varphi m}; v = \frac{dl}{dt}$	$\dot{v}_p = \frac{d(v_p)}{dt} = \frac{A(P_b - f_R P_R)}{m_p}$ $x = \int_0^t v_p dt + \int_0^t v_{rp} dt$
Phương trình cơ bản TPT	$Sp(l_\psi + l) = f \omega \psi - \frac{\theta}{2} \varphi m v^2$	$\bar{P} = \frac{T}{V_C} \left[\sum_{i=1}^n \frac{F_i C_i Z_i}{T_{0_i}} + \frac{F_l C_l}{T_{0_l}} \right]$
Các mối quan hệ bổ sung		$P_b = \left[\bar{P} + \frac{C_T (f_R P_R)}{3m_p} \right] / \left[1 + \frac{C_T}{3m_p} \right]$

Do hai hệ phương trình đều bao gồm những quá trình giống nhau nên trong mỗi phương trình mô tả từng quá trình được tính toán tương tự nhau, công thức có thể khác nhau nhưng tính chất của chúng thì lại giống nhau. Trong mô hình toán theo quan điểm của LB Nga: việc xác định nhiệt độ trung bình của liều phóng gặp khó khăn do trao đổi nhiệt xảy ra chậm, đặc biệt liều phóng có thể bị ảnh hưởng bởi nhiệt độ bề mặt buồng đốt; thừa nhận thuốc phóng tuân theo quy luật tốc độ cháy tuyến tính một số hạng. Còn mô hình toán theo tiêu chuẩn STANAG 4367: đã tính đến ảnh hưởng của nhiệt độ thành buồng đốt trong phương trình tính áp suất trung bình của khí thuốc trong lòng

nòng; thuốc phóng tuân theo quy luật tốc độ cháy ở dạng tổng quát, không phải xác định các đặc trưng hình dạng thuốc phóng mà chỉ cần xác định kích thước của nó. Ngoài ra, trong cả hai mô hình đều đã tính đến các loại tổn thất năng lượng trong lòng nòng thông qua các hệ số.

3. TÍNH TOÁN THUẬT PHÓNG TRONG

3.1. Dữ liệu đầu vào

Dữ liệu đầu vào cho bài toán tính toán thuật phóng trong cho pháo 105mm của Mỹ được thể hiện trong Bảng 2 [3, 5].

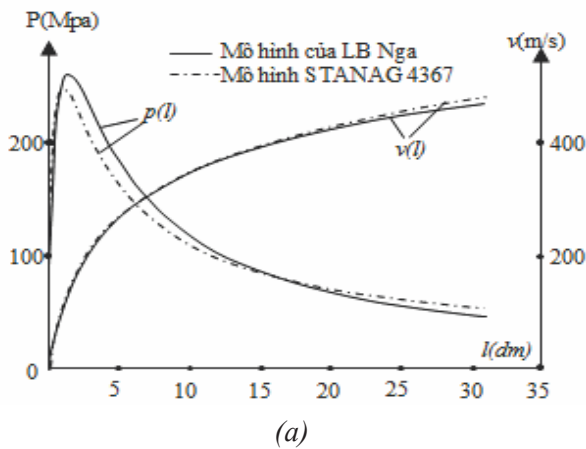
Bảng 2. Các dữ liệu đầu vào

Các dữ liệu	Kí hiệu		Trị số	Đơn vị
	Theo LB Nga	Theo STANAG 4367		
Thể tích buồng đốt	W_0	V_0	0.0024362	m^3
Diện tích tiết diện lòng nòng	S		0.89	dm^2
Chiều dài nòng	l_d	x_m	3.11	m
Trọng lượng đạn	q	m_p	14	kG
Áp suất tổng đạn	p_0	P_0	3000000	kG/m^2
Trọng lượng thuốc phóng	ω	C_i	3.25	kG
Lực thuốc phóng	f	F_i	998000	$kG.m/kG$
Lượng cộng tích	α	b_i	1.096	dm^3/kG
Mật độ thuốc phóng	δ	ρ_i	1.68	kG/m^3
Xung lượng toàn phần của áp suất khí thuốc	I_k		2710	$kG.s/dm^2$
Đặc trưng hình dạng thuốc phóng	χ		1.06	
Hệ số mũ đoạn nhiệt của khí thuốc	θ		0.2	
Nhiệt độ ngọn lửa		T_{oi}	2631	K
Tốc độ cháy theo cấp số nhân		α_i	0.64	
Hệ số tốc độ cháy		β_i	0.000000509	$m/sMPa$
Nhiệt dung riêng		γ_i	1.258	
Chiều dài của hạt thuốc phóng		L_i	0.105	m
Đường kính ngoài, đường kính trong của hạt thuốc phóng		D_i d_i	0.0206 0.008	m

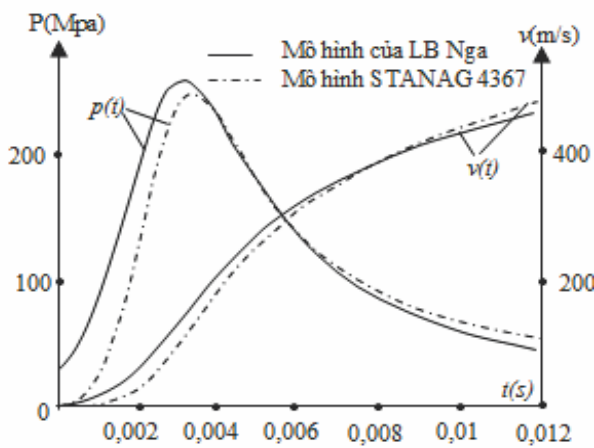
Hệ số tốc độ cháy		f_{β}	1	
Hệ số cắt đai dẫn		f_R	1	
Hệ số nhiệt độ cháy		$f_{\beta T}$	1	
Hệ số nhiệt độ		f_{FT}	1	

3.2. Kết quả và thảo luận

Sử dụng hai mô hình TPT đã nêu để giải bài toán TPT cho pháo 105 mm của Mỹ, kết quả thu được là quy luật áp suất khí thuốc và vận tốc đạn, được thể hiện trong Hình 1.



(a)



(b)

Hình 1. Quy luật áp suất khí thuốc và vận tốc đạn vào quãng đường chuyển động (a) và thời gian (b)

Từ Hình 1 cho thấy, quy luật thay đổi của áp suất khí thuốc và vận tốc đạn theo quãng đường chuyển động của đạn trong lòng nòng và theo thời gian ở cả hai phương pháp đều phản ánh chính xác bản chất của bài toán thuật phóng trong trong lòng nòng súng pháo. Khi tính toán theo quan điểm thuật phóng của LB Nga thì áp suất lớn nhất trong lòng nòng $p_{max} = 263.05$ MPa và vận tốc đầu nòng $v_d = 475.4$ m/s; còn khi tính toán theo tiêu chuẩn STANAG 4367, ta thu được $p_{max} = 247.53$ MPa và $v_d = 482.3$ m/s, ta có thể thấy sự sai khác là khá nhỏ (đối với p_{max} là khoảng 5.9% và đối với v_d là khoảng 1.4%). Như vậy, khi tính toán TPT cho súng pháo, cả hai phương pháp nêu trên đều cho kết quả tương đương nhau.

4. KẾT LUẬN

Mô hình toán áp dụng tiêu chuẩn STANAG 4367 mô tả bài toán thuật phóng trong của súng pháo sát thực tế hơn so với mô hình toán theo quan điểm của LB Nga, tuy nhiên số lượng tham số đầu vào là tương đối nhiều, trong đó một vài tham số khó có thể tìm kiếm hoặc khó có thể đo như các thông số về nhiệt độ, lực ma sát và lực cắt đai dẫn,... Ngoài ra, với việc tính toán cho nhiều loại thuốc phóng khác nhau và các loại tổn thất nhiệt trong khi bắn dẫn đến số lượng phương trình tính toán nhiều, khối lượng tính toán tương đối lớn.

Kết quả tính toán cho thấy, cả hai mô hình đều phản ánh tương đối chính xác bản chất của bài toán thuật phóng trong trong lòng nòng súng pháo và sự khác biệt kết quả tính toán là

không nhiều. Như vậy, việc sử dụng tiêu chuẩn STANAG 4367 để tính toán thuật phóng trong cho các loại súng pháo có xuất xứ ngoài NATO là hoàn toàn có thể và cho kết quả tốt. ❖

Ngày nhận bài: **18/4/2024**

Ngày phản biện: **17/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nghiêm Xuân Trình, Nguyễn Quang Lượng; “*Thuật phóng trong*”, NXB. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2015.
- [2]. Ludek Jedlička, Stanislav Beer, Miroslav Videňka, “*Modelling of pressure gradient in the space behind the projectile*”, ICOSSE'08: Proceedings of the 7th WSEAS International Conference on System science and simulation in Engineering, Venice, November 2008, p100-104.
- [3]. NATO Army Armaments Group (NAAG), “*STANAG 4367: Thermodynamic Interior Ballistic Model With Global Parameters*”, 2009.
- [4]. Peter Liptak, Ivan Kopecky, “*Methodology for computation of intraballistic parameters and a resistance pressure*”, University Review (1337-6047), 2018, Vol 12, Issue 2, p28.
- [5]. Tanguay V., “*Parametric study on the interior ballistics of 105 and 155mm artillery guns*”, Defence R&D Canada-Valartier X5DRDC-V; DRDC-V-TM-2007-350 (ADA479307), Mar 2008.

PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH BỐ CỤC CHO KHUÔN ÉP NHỰA NHIỀU LÒNG KHUÔN

METHOD FOR DETERMINING THE LAYOUT OF FAMILY MOLD

Trần Xuân Hiệp^{1,2}, Đồng Văn Keo^{1,2}, Bành Quốc Nguyên^{1,2*}

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

²Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Khuôn nhiều lòng khuôn là một phương pháp hiệu quả để sản xuất các sản phẩm nhựa hàng loạt vừa và nhỏ nhằm giảm giá thành gia công. Hai điều kiện được đưa ra trong bài toán cân bằng khuôn là độ mất áp suất dòng nhựa qua các đoạn rẽ nhánh tới các lòng khuôn phải giống nhau. Bên cạnh đó, thời gian điền đầy qua các giai đoạn trên kênh dẫn, cổng phun nhựa và sản phẩm phải giống nhau nhằm tránh các khuyết tật sản phẩm cũng như dễ dàng điều chỉnh chế độ ép nhựa. Nghiên cứu đặt trọng tâm vào việc xây dựng cơ sở toán học nhằm xác định bố cục sơ bộ cho khuôn nhiều lòng khuôn. Phương pháp luận được xây dựng từ tính chất lưu biến của dòng chảy nhựa, sử dụng mô hình nhớt Power law và mối quan hệ giữa độ nhớt và tốc độ cắt. Thiết kế cân bằng cho khuôn hai lòng khuôn được đưa ra cho thấy lợi ích của phương pháp tính đã đề xuất.

Từ khóa: *Khuôn nhiều lòng khuôn; Thời gian điền đầy; Độ sụt áp; Power law.*

ABSTRACT

Family mold is an effective method for small and medium mass production, reducing outsourcing costs, and is applied in plastic injection molding applications. Two conditions are proposed in the Family mold balancing problem: the pressure drop of the plastic flow through branching sections to different cavities must be the same. Additionally, the filling time through the runner system, gates, and products must be the same to avoid product defects and facilitate easy adjustment of the molding process. The research focuses on establishing a mathematical basis to determine a preliminary layout for the Family mold. The theoretical method is built upon the rheological properties of plastic flow, using the Power law viscosity model and the relationship between viscosity and shear rate. An example of balanced design for a 2-Cavity Family mold demonstrates the benefits of the proposed method in determining the runner system design at the initial stage.

Keywords: *Family mold; Filling time; Pressure Drop; Power law.*



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khuôn nhiều lòng khuôn khác nhau được sử dụng nhiều trong sản xuất sản phẩm nhựa ví dụ như đồ chơi và sản phẩm gia dụng, vì có thể sản xuất hiệu quả và tiết kiệm các sản phẩm nhựa khác nhau [1]. Trong thiết kế khuôn nhiều lòng khuôn (TKKNLK), cách bố trí bố cục lòng khuôn là công việc quan trọng nhất, ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu suất của khuôn và nhiều yếu tố then chốt về thiết kế như: điền đầy nhựa, kênh dẫn, lõi khuôn, khuôn và các yếu tố khác [2]. Khó khăn trong TKKNLK liên quan đến các tổ hợp sắp xếp lòng khuôn, kênh dẫn và độ phức tạp của các sản phẩm [3]. Các phương pháp TKKNLK thủ công phụ thuộc vào con người và sự thiếu hụt các nhà thiết kế khuôn mẫu có kinh nghiệm gây ra thời gian thiết kế dài, thiết kế không tối ưu.

Trong quá trình thiết kế khuôn, việc cân bằng hệ thống kênh dẫn là vô cùng quan trọng khi thiết kế khuôn, các thông số được điều chỉnh như: thể tích kênh dẫn, áp suất ép, hướng kênh dẫn... mục tiêu hướng đến về tối ưu chi phí, cân bằng dòng chảy, thời gian điền đầy... [4], [5]. Hệ thống kênh dẫn phải được thiết kế sao cho mỗi lòng khuôn được lấp đầy ở cùng thời điểm và áp suất. Khi hệ thống kênh dẫn được sử dụng để cân bằng dòng chảy, tổng độ mất áp suất điền đầy của kênh dẫn cộng với độ sụt áp lòng khuôn phải bằng nhau tính từ các nhánh rẽ [6]. Việc thay đổi hệ thống kênh dẫn sẽ làm thay đổi mức giảm áp suất trong lòng khuôn vì tốc độ dòng chảy và hệ số ma sát nhiệt sẽ thay đổi. Sự cân bằng giữa các lòng khuôn khác nhau và bên trong từng lòng khuôn càng đồng đều thì chất lượng sản phẩm càng cao và dễ dàng để sản xuất.

Hiện nay, cùng với sự phát triển của công nghệ ép phun, có một số phần mềm CAE

(computer aided engineering) thương mại chẳng hạn như Moldflow [7] được sử dụng rộng rãi và cũng được chấp nhận như một công cụ dành cho nghiên cứu. Tuy nhiên, có một số khó khăn khi sử dụng các phần mềm trên để cân bằng độ sụt áp hay thời gian điền đầy. Các kỹ sư cần phải chuẩn bị các kỹ năng về mô hình hóa 3D và kiến thức mô phỏng [8]. Khi thay đổi tham số thiết kế cần thực hiện lại chu kỳ mô phỏng sẽ tốn nhiều thời gian. Hơn nữa, các phần mềm mô phỏng thương mại như trên khá tốn kém để mua và vận hành, và để truy cập từng mô-đun mô phỏng riêng cần phải mua thêm giấy phép. Để giải quyết vấn đề trên, nhóm tác giả cung cấp một giải pháp sử dụng Microsoft Excel để thu được các tính toán lý thuyết [9], sau đó kết quả được đưa vào mô phỏng Moldflow. Với ý tưởng đó, việc kết hợp tính toán lý thuyết sơ bộ, sau đó sử dụng kết quả vào phần mềm mô phỏng hỗ trợ tốt hơn cho quá trình mô phỏng và tính toán. Trong bài báo này, chúng tôi đề xuất một phương pháp nghiên cứu sẽ tập trung vào cân bằng độ sụt áp và thời gian điền đầy, từ đó đề xuất một bố cục sơ bộ cho khuôn nhiều lòng khuôn khác nhau.

2. MÔ HÌNH TOÁN CHO DÒNG CHẢY NHỰA

2.1. Tính chất lưu biến của dòng chảy nhớt

Quá trình chảy của nhựa nóng chảy được coi là dòng gần như ổn định của của chất lỏng Newton không nén được trong điều kiện không đẳng nhiệt. Một trong những mô hình phổ biến để mô tả hành vi lưu biến của dòng nhựa là mô hình Power law [6]. Độ nhớt η không phải là hằng số mà là một hàm thay đổi với biến là tốc độ biến dạng [10], ứng suất trượt có thể biểu đạt như sau:

$$\tau = \eta(\dot{\gamma})\dot{\gamma} \quad (1)$$

Đối với chất lỏng Newton tổng quát, mối quan hệ giữa độ nhớt η và tốc độ trượt $\dot{\gamma}$ có thể được diễn đạt như sau [8]:

$$\eta = \kappa \dot{\gamma}^{n-1} \quad (2)$$

Trong đó, κ là hằng số (với đơn vị $P \cdot s^{n-1}$) và n là chỉ số Power-law.

2.2. Độ mất áp qua ống tiết diện tròn

Từ phương trình liên tục của dòng chất lỏng trong tọa độ trụ, ta có phương trình rút gọn bên dưới chỉ với thành phần v_z là có giá trị:



Hình 1. Độ sụt qua ống hình trụ

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Với $v_r = v_\theta = 0$, phương trình bảo toàn động lượng trong hệ tọa độ trụ trở thành:

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \tau_{rz}) \quad (4)$$

Tốc độ biến dạng được biểu đạt dưới phương trình:

$$\dot{\gamma} = \left| \frac{\partial v_z}{\partial r} \right| = \left| \frac{dv_z}{dr} \right| = -\frac{dv_z}{dr} \quad (5)$$

Sử dụng phương trình (1) và (2), ta có thể suy ra ứng suất cắt τ_{rz} :

$$\tau_{rz} = -\kappa \left(-\frac{dv_z}{dr} \right)^n \quad (6)$$

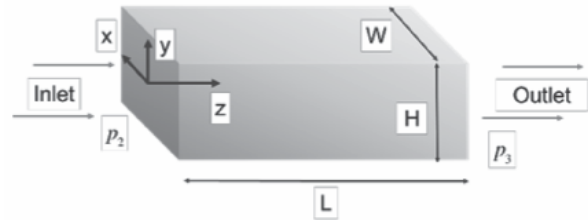
Lưu lượng dòng chảy qua tiết diện tròn là:

$$Q = \int_0^R 2\pi r \cdot v_z dr = \frac{n\pi R^{3+\frac{1}{n}}}{3n+1} \left(-\frac{dp}{dz} \frac{1}{2\kappa} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (7)$$

Từ (7) có thể suy ra độ giảm áp suất $\Delta P = P_1 - P_2$ giữa hai đầu ống hình trụ chiều dài L .

$$\Delta P = \frac{2\kappa L}{R} \left(\frac{Q(3n+1)}{n\pi R^3} \right)^n \quad (8)$$

2.3. Độ sụt qua ống tiết diện chữ nhật



Hình 2. Độ sụt áp qua ống tiết diện hình chữ nhật

Lưu lượng dòng chảy qua ống tiết diện chữ nhật là:

$$Q = \int_{-H/2}^{H/2} W \cdot v_z dy = \frac{nWH^2}{4(2n+1)} \left(-\frac{dp}{dz} \frac{H}{2\kappa} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (9)$$

Độ giảm áp suất $\Delta P = P_2 - P_3$ giữa hai đầu ống tiết diện chữ nhật:

$$\Delta P = \frac{2\kappa L}{H} \left(\frac{2Q(2n+1)}{H^2 W n} \right)^n \quad (10)$$

3. ỨNG DỤNG TÍNH TOÁN

3.1. Đặc tính nhựa đầu vào

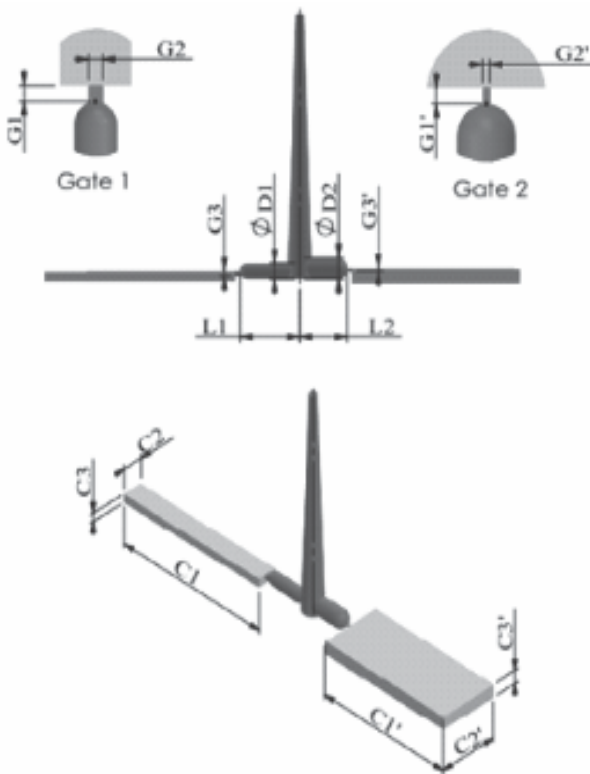
Các đặc tính tan chảy của nhựa PP (polypropylen) trong mô hình nhớt Power law

ở nhiệt độ 200°C là: $\kappa = 7.5 \times 10^3 (P \cdot s^{n-1})$, chỉ số Power-law = 0.38 (được lấy từ cơ sở dữ liệu MoldFlow).

3.2. Tính toán hệ thống kênh dẫn

Cho lưu lượng nhựa đầu vào là $Q = 50$ cc. Các thông số hình học của hệ thống kênh dẫn và sản phẩm được đưa vào Bảng 1. Với điều kiện độ giảm áp qua các đoạn rẽ nhánh tới các Cavities phải bằng nhau, ta có phương trình sau:

$$\Delta P_{r1} + \Delta P_{g1} + \Delta P_{p1} = \Delta P_{r2} + \Delta P_{g2} + \Delta P_{p2} \quad (11)$$



Hình 3. Mô tả kích thước hệ thống dẫn nhựa

Bảng 1. Các tham số thiết kế cho hệ thống dẫn nhựa

Kênh dẫn	Kích thước
L_1	$L_1 = 15$ mm
D_1	R_1 (biến thiết kế)
L_2	$L_2 = 15$ mm
D_2	R_2 (biến thiết kế)
G_1	2 mm
G_2	2 mm
G_3	2 mm
$G_{1'}$	1 mm
$G_{2'}$	1 mm
$G_{3'}$	2 mm
C_1	10 mm
C_2	4 mm
C_3	80 mm
$C_{1'}$	30 mm
$C_{2'}$	6 mm
$C_{3'}$	70 mm

Để thời gian qua các giai đoạn bằng nhau, ta có phương trình sau:

$$\frac{L_{i1} A_{i1}}{Q_{i1}} = \frac{L_{i2} A_{i2}}{Q_{i2}} \quad (12)$$

Trong đó, $i =$ (kênh dẫn, công, chi tiết) là các đoạn mà dòng nhựa chảy qua.

Từ các phương trình (11) và (12), ta sẽ tìm được giá trị $R_1 = 2.293$ mm, $R_2 = 4.551$ mm.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đề xuất phương pháp tính toán sơ bộ để cân bằng hệ thống kênh dẫn trong khuôn ép nhựa. Phương pháp này đảm bảo độ giảm áp và thời gian điền đầy cho các nhánh rẽ là bằng nhau. Mục đích của phương pháp là hỗ trợ kỹ sư thiết kế bố cục sơ bộ hệ thống kênh

dẫn, sau đó có thể sử dụng phần mềm thương mại để tinh chỉnh thêm. Phương pháp này giúp rút ngắn thời gian thiết kế giai đoạn đầu.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Hồ Chí Minh (VNU-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số C2024-20-07. Chúng tôi xin cảm ơn 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: **19/4/2024**

Ngày phản biện: **27/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. H. Rees and B. Catoen, “*Selecting Injection Molds*”. München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2006.
- [2]. I. W. M. Chan, M. Pinfold, C. K. Kwong, and W. H. Szeto, “*Automation and optimisation of Family Mould Cavity and Runner Layout Design (FMCRLD) using genetic algorithms and mould layout design grammars*”. Computer-Aided Design, vol. 47, pp. 118-133, Feb. 2014.
- [3]. H.-H. Tsai, S.-J. Wu, J.-W. Liu, S.-H. Chen, and J.-J. Lin, “*Filling-Balance-Oriented Parameters for Multi-Cavity Molds in Polyvinyl Chloride Injection Molding*”. Polymers (Basel), vol. 14, no. 17, p. 3483, Aug. 2022.
- [4]. K. Wilczyński and P. Narowski, “*Experimental and theoretical study on filling imbalance in geometrically balanced injection molds*”. Polym Eng Sci, vol. 59, no. 2, pp. 233-245, Feb. 2019.
- [5]. M. D. Azaman, S. M. Sapuan, S. Sulaiman, E. S. Zainudin, and A. Khalina, “*Numerical simulation analysis of the in-cavity residual stress distribution of lignocellulosic (wood) polymer composites used in shallow thin-walled parts formed by the injection moulding process*”. Mater Des, vol. 55, pp. 381-386, Mar. 2014.
- [6]. C.-C. Lin, T.-C. Wu, Y.-S. Chen, and B.-Y. Yang, “*A Semi-Analytical Method for Designing a Runner System of a Multi-Cavity Mold for Injection Molding*”. Polymers (Basel), vol. 14, no. 24, p. 5442, Dec. 2022.
- [7]. H. Wang and C. Sun, “*Optimization Analysis of Correction Tape Box Compounding Cavity Runner Balance Based on Moldflow*”. World Journal of Engineering and Technology, vol. 08, no. 01, pp. 42-49, 2020.
- [8]. J. S. Jung and S. K. Kim, “*Rapid Numerical Estimation of Pressure Drop in Hot Runner System*”. Micromachines (Basel), vol. 12, no. 2, p. 207, Feb. 2021.
- [9]. C. Budiyanoro and H. Sosiati, “*Optimization of Runner Balance for a Family Product of Injection Molding Process*”. J Phys Conf Ser, vol. 2739, no. 1, p. 012034, Apr. 2024.
- [10]. James O. Wilkes, “*Fluid Mechanics for Chemical Engineers Third Edition with Microfluidics, CFD, and COMSOL Multiphysics 5*”.

XÁC ĐỊNH HỆ SỐ GIÃN NỞ NHIỆT CỦA THÉP OXH3MΦA DÙNG ĐỂ CHẾ TẠO NÒNG PHÁO CỠ LỚN BẰNG PHƯƠNG PHÁP LẮP GHÉP CÓ ĐỘ DÔI

DETERMINING THE THERMAL EXPANSION COEFFICIENT OF OXH3MΦA STEEL USED TO MANUFACTURE LARGE-CALIBER ARTILLERY BARRELS USING THE METHOD INTERFERENCE FIT

TS. Ngô Văn Tuyên¹, TS. Trần Thanh Hải¹, ThS. Vũ Đức Dũng¹, ThS. Lê Văn Thảo²

¹Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

²Viện Nghiên cứu Cơ khí

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu tổng quan về công nghệ lắp ghép có độ dôi của nòng pháo cỡ lớn. Xây dựng phương án thực nghiệm xác định hệ số giãn nở nhiệt của thép OXH3MΦA dùng để chế tạo nòng pháo và ống bọc. Kết quả nghiên cứu được ứng dụng để tiến hành lắp ghép nòng pháo cỡ lớn tại Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng.

Từ khóa: Lắp ghép có độ dôi; Hệ số giãn nở nhiệt; Nòng ghép.

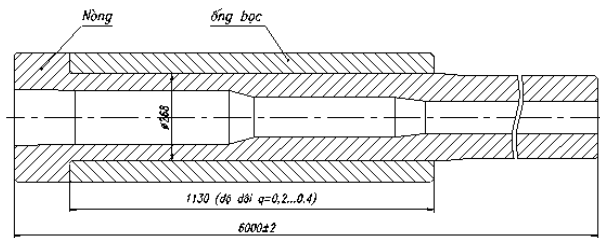
ABSTRACT

This paper presents the results of an overview on interference fit technology of large-caliber artillery barrels. Developing an experimental plan to determine the thermal expansion coefficient of OXH3MΦA steel used to manufacture artillery barrels and sleeves. The research results are applied to assemble large-caliber artillery barrels at the General Department of Defense Industry.

Keywords: Interference fit; Thermal expansion coefficient; Compound cylinder.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

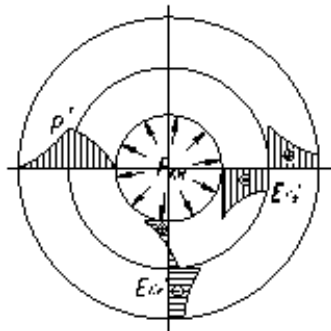
Nòng pháo là một trong những chi tiết đặc thù quan trọng nhất, có ảnh hưởng lớn đến chất lượng của cả hệ thống pháo. Nòng pháo có thể được chế tạo từ một phôi duy nhất – nòng đơn, hoặc từ một vài phôi – nòng ghép. Nòng ghép được các nước phát triển áp dụng từ lâu để chế tạo các loại nòng pháo cỡ lớn với mục đích tăng độ bền và giảm khối lượng của nòng trên cơ sở sử dụng vật liệu một cách hợp lý theo chiều dài nòng (hình 1).



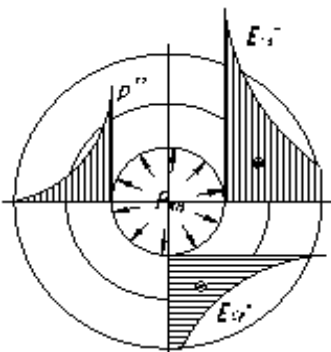
Hình 1. Nòng ghép hai lớp

Bản chất của việc ghép nòng là tạo ra ở thành bên trong của nòng lớp ứng suất ngược dấu với ứng suất xuất hiện khi bắn do sự nén ép của lớp vật liệu ngoài vào lớp bên trong

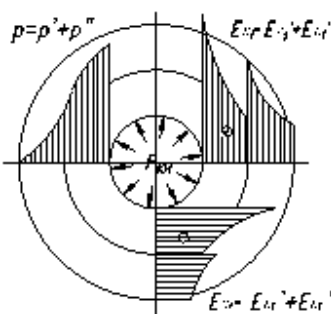
(hình 2). Khi bắn, lớp ứng suất này sẽ bù lại một phần ứng suất từ phát bắn ở bên trong lòng nòng để tăng độ bền cho nòng [1-3]. Trong quá trình khai thác sử dụng không cho phép sự dịch chuyển của nòng so với ống bọc.



a) Sau khi ghép



b) Từ phát bắn



c) Tổng hợp khi bắn

Hình 2. Sơ đồ phân bố áp suất và ứng suất ở nòng ghép


Để lắp ghép có độ dôi cần thiết phải nung nóng chi tiết bao hoặc làm lạnh chi tiết bị bao. Do kích thước của nòng pháo là rất lớn

nên việc ghép nòng thường được thực hiện bằng phương pháp nung nóng chi tiết bao (ống bọc). Quá trình lắp ghép nòng pháo cỡ lớn hết sức phức tạp do kích thước lớn và tiến hành ở nhiệt độ cao nên đòi hỏi phải tính toán chính xác các thông số công nghệ khi lắp. Trong quá trình lắp ghép nòng pháo, ống bọc được nung nóng đến khoảng nhiệt độ 400-500°C. Đây là nhiệt độ tối đa cho phép khi nung để không xảy ra chuyển biến cấu trúc dẫn đến thay đổi tính chất cơ lý của vật liệu.

Nòng súng pháo thông thường được chế tạo từ các mác thép chuyên dụng OXM, OXB, OXH1M, OXH1B, OXH2M, OXH3B, OXH3M, OXH3MA, OXH3BΦA và OXH3MΦA [4]. Để tính được các tham số công nghệ cần thiết khi lắp ghép cần phải biết hệ số giãn nở nhiệt của thép trong khoảng nhiệt độ nung nóng. Hệ số này đối với các loại thép khác nhau là khác nhau. Tuy nhiên, đối với các loại thép chuyên dụng sử dụng để chế tạo nòng pháo thì hệ số này không được công bố. Vì vậy, việc xác định hệ số giãn nở nhiệt của thép OXH3MΦA là hết sức cần thiết để xác định tính khả thi khi tiến hành lắp ghép có độ dôi các loại nòng pháo cỡ lớn bằng phương pháp nung nóng.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Vật liệu nghiên cứu

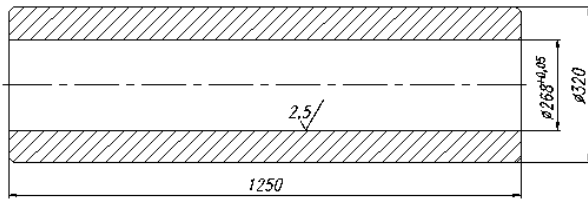
Vật liệu nghiên cứu là thép OXH3MΦA đã nhiệt luyện đạt độ cứng 39-45 HRC được dùng để chế tạo ống bọc nòng pháo cỡ 125 mm. Thành phần hóa học của thép được phân tích bằng thiết bị SpectroLab LAVM11 theo tiêu chuẩn ASTM E415-21. Kết quả phân tích thành phần hóa học hoàn toàn phù hợp với tiêu chuẩn GOCT B 5192-88 được trình bày trên bảng 1. 

Bảng 1. Thành phần hóa học của thép OXH3MΦA

Mác vật liệu	Thành phần hóa học các nguyên tố (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Cu
OXH3MΦA	0,33-0,4	0,17-0,37	0,25-0,5	≤0,015	≤0,016	1,2-1,5	3,0-3,5	0,35-0,45	0,1-0,18	≤0,25

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Phôi ống bọc từ thép OXH3MΦA trước khi nung được gia công đạt kích thước như trên hình 3. Đường kính trong của ống bọc được gia công đến đường kính lắp ghép $\Phi 268^{+0,05}$ của nòng pháo 125 mm.



Hình 3. Kích thước cơ bản của ống bọc để thử nghiệm

Để xác định hệ số giãn nở nhiệt khi nung nóng, tiến hành nung nóng ống bọc trong lò điện đến 460°C rồi giữ nhiệt trong 3 giờ để nung nóng toàn bộ khối lượng kim loại ống bọc (Hình 4a).



a) Lò nung b) Máy đo nhiệt độ c) Đồng hồ đo lỗ

Hình 4. Trang thiết bị thí nghiệm

Nhiệt độ của ống bọc sau khi nung được đo bằng máy đo nhiệt độ cầm tay độ chính xác đến 1°C (Hình 4b). Kích thước lỗ sau khi nung được đo ở hai vị trí vuông góc bằng đồng hồ đo lỗ độ chính xác 0,01 mm (Hình 4c).

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Hệ số giãn nở nhiệt khi nung nóng được xác định theo công thức [5]:

$$\alpha = \frac{N_{\max} + S}{(t - t_c) \cdot D} \tag{1}$$

Trong đó: $N_{\max} + S = D_s - D$ là sự thay đổi kích thước chi tiết sau khi nung; N_{\max} – Độ dôi lắp ghép lớn nhất, mm; S – Khe hở nhỏ nhất khi lắp ghép, mm; t – Nhiệt độ của chi tiết sau khi nung, °C; t_c – Nhiệt độ môi trường lắp ghép, °C; D_s – Đường kính trong của ống bọc sau khi nung, mm; D – Đường kính trong của ống bọc trước khi nung, mm.

Với nhiệt độ môi trường $t_c = 30^\circ\text{C}$, nhiệt độ của ống bọc tại thời điểm đo kích thước $t = 441,8^\circ\text{C}$, đường kính trong của ống bọc trước khi nung $D = 268$ mm, đường kính trong trung bình của ống bọc sau khi nung $D_s = 269,37$ mm. Dựa vào công thức, ta tính được hệ số giãn nở nhiệt ở khoảng nhiệt độ nghiên cứu là $\alpha = 12,41 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

Như vậy, với phương án thực nghiệm đề ra, ta đã tính được hệ số giãn nở nhiệt khi nung của thép OXH3MΦA trong khoảng nhiệt độ khi nung để ghép nòng pháo cỡ lớn. Kết quả này là phù hợp với các nghiên cứu lý thuyết về hệ số giãn nở nhiệt của thép [6]. Đây là cơ sở quan trọng để tiến hành tính toán xác định các tham số công nghệ khi lắp ghép có độ dôi nòng pháo cỡ lớn bằng phương pháp nung nóng.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã nghiên cứu tổng quan về phương pháp tăng bền cho nòng pháo cỡ lớn bằng việc sử dụng nòng ghép có độ dôi. Công nghệ lắp ghép có độ dôi bằng phương pháp nung nóng chi tiết bao đến khoảng nhiệt độ 400-500°C được sử dụng rộng rãi ở các nước phát triển.

Bằng thực nghiệm, bài báo đã xác định được hệ số giãn nở nhiệt của thép OXH3MΦA trong khoảng nhiệt độ 400-500°C là $12,41 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$.

Kết quả nghiên cứu đã được ứng dụng thành công vào thực tế sản xuất nòng pháo lắp ghép có độ dôi cỡ 125 mm tại các nhà máy của Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng. ❖

Ngày nhận bài: **18/6/2024**

Ngày phản biện: **25/7/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Khoa Vũ khí (2003); “*Nguyên lý kết cấu vũ khí có nòng*”, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [2]. Алферов В.В., Бакулин А.И., Орлов Б.В., Светлицкий В.А., Топчиев Ю.И., Устинов В.Ф., Хворостин А.Е. (1974), “*Проектирование ракетных и ствольных систем, под ред*”. Б.В. Орлов, Машиностроение.
- [3]. Зайцев А.С (2007). “*Проектирование артиллерийских стволов*”, Балтийский государственный технический университет «Военмех», Санкт-Петербург.
- [4]. Елисеев Э.А., Тонышева О.А., Якушева Н.А (2017). “*Материалы и развитие технологий, обеспечивающих ресурс стволов артиллерийских, танковых и стрелковых систем вооружения*”, Труды ВИАМ, No9 (57), с. 19-26.
- [5]. Чеботарев М.И., Кадыров М.Р. (2017), “*Нормирование точности в соединениях деталей машин*”, Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина.
- [6]. Hà Văn Vui, Nguyễn Chí Sáng, Phan Đăng Phong (2004); “*Sổ tay thiết kế cơ khí – Tập I*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.

NGHIÊN CỨU THUẬT TOÁN DEEP REINFORCEMENT LEARNING ĐIỀU KHIỂN MOBILE ROBOT ĐIỀU HƯỚNG TỰ ĐỘNG

STUDY ON DEEP REINFORCEMENT LEARNING ALGORITHM FOR
AUTONOMOUS NAVIGATION OF MOBILE ROBOT

Lưu Thanh Tùng^{1,2}, Nguyễn Hoàng Long^{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

Hoạch định chuyển động (motion planning) là yếu tố quan trọng để cho phép các robot di động hoạt động một cách tự động. Khi các trường hợp ứng dụng của robot trở nên phức tạp và khó đoán hơn, các bộ hoạch định chuyển động phân cấp truyền thống gặp phải những thách thức đáng kể. Tuy nhiên, với những tiến bộ trong học sâu, các bộ hoạch định chuyển động dựa trên học tăng cường sâu (DRL) đã trở thành một điểm nóng nghiên cứu nhờ vào nhiều tính năng ưu việt của chúng. Trong bài báo này, chúng tôi đề xuất một phương pháp học tăng cường sâu, tận dụng các dữ liệu laser thô và sử dụng thư viện PIC4rl-gym để xây dựng môi trường mô phỏng trên Gazebo. Các thí nghiệm cho thấy phương pháp đề xuất đã cho thấy khả năng điều hướng tự động hoàn toàn của mobile robot, và kết quả huấn luyện đã xác nhận tính hiệu quả của thuật toán.

Từ khóa: *Hoạch định chuyển động; Môi trường mô phỏng; Học tăng cường sâu.*

ABSTRACT

Motion planning is essential for enabling mobile robots to operate autonomously. As robot application scenarios become more complex and unpredictable, traditional hierarchical motion planners face significant challenges. However, with advancements in deep learning, motion planners based on deep reinforcement learning (DRL) have gained attention as a research hotspot due to their numerous advantageous features. In this paper, we propose a deep reinforcement learning approach, leveraging raw laser scans and PIC4rl-gym library to build simulation environment on Gazebo. The experiments show that the proposed method has enabled fully autonomous navigation of the agent, and the training results verify the effectiveness of the algorithm.

Keywords: *Motion planning; Environment Simulation; Deep reinforcement learning.*

1. TỔNG QUAN

Kỹ thuật hoạch định chuyển động (MP) là một trong những mô-đun quan trọng nhất giúp cho robot di động có khả năng tự hành. Chức năng cụ thể của bộ hoạch định chuyển động là tích hợp thông tin trạng thái cục bộ hoặc toàn cục của hệ thống robot và đưa ra các quyết định lập kế hoạch tối ưu hoặc gần tối ưu trong các môi trường khác nhau, từ đó lập ra kế hoạch di chuyển cho robot. Mô-đun MP tiêu chuẩn bao gồm bộ lập kế hoạch chuyển động toàn cục (global planner) và bộ lập kế hoạch chuyển động cục bộ (local planner). Bộ lập kế hoạch chuyển động toàn cục chịu trách nhiệm tạo ra các quỹ đạo di chuyển, khả thi về động học, an toàn và có thể thực thi dựa trên thông tin bản đồ có sẵn. Bộ lập kế hoạch chuyển động cục bộ chịu trách nhiệm giúp mobile robot đưa ra các quyết định chuyển động theo thời gian thực trong các môi trường động cục bộ (ví dụ: môi trường có sự tham gia của người đi bộ, môi trường ngoài trời, v.v.).

Cùng với sự cải thiện đáng kể về sức mạnh tính toán và khả năng lưu trữ của phần cứng hệ thống, công nghệ học sâu (Deep learning) đã được sử dụng rộng rãi trong học tăng cường. Trong những nghiên cứu gần đây, thuật toán học tăng cường sâu Deep Deterministic Policy Gradient (DDPG) [1] trở nên phổ biến vì có khả năng đưa ra quyết định hành động trong không gian liên tục, trong đó [2] đã ứng dụng thành công thuật toán với đầu vào là các dữ liệu laser thô và đầu ra là một vector hành động bao gồm vận tốc dài và vận tốc góc. Không chỉ với những dữ liệu đầu vào là laser, H. Surmann et al. [3] đã sử dụng kỹ thuật tổng hợp cảm biến (sensor fusion) để kết hợp thông tin thu về từ cảm biến Lidar và cả camera để tạo ra một không gian quan sát trực quan hơn cho robot. M. Everett et al. [4], [5] đã phát

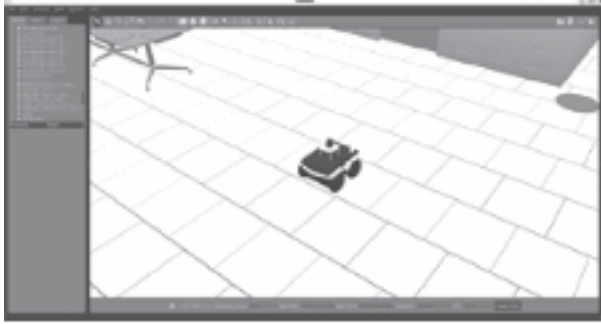
triển thuật toán DRL dành cho việc né tránh vật cản là con người. Vấn đề này thực sự gây nhiều khó khăn hơn so với việc né vật cản tĩnh như là các đồ vật trong văn phòng vì bên cạnh việc né tránh, chúng ta cần quan tâm đến sự ảnh hưởng của việc né đó đối với người đi bộ. Các tác giả đã sử dụng camera để phân biệt người đi bộ kết hợp với Lidar làm không gian quan sát cho thuật toán và phát triển phần thưởng (reward) là các quy luật xã hội (social norm) trong việc bắt chước hành vi né tránh của con người. Tuy nhiên, các thuật toán trên đòi hỏi sự phức tạp về mặt thiết kế mô hình, khối lượng tính toán lớn và thời gian huấn luyện lâu cùng với sự kết hợp của đa dạng các loại cảm biến, sẽ là không khả thi để áp dụng cho những trường hợp đơn giản, trong điều kiện mà mọi yêu cầu trên đều bị hạn chế. Trong nghiên cứu này, chúng tôi đưa ra một khung mô hình nghiên cứu đơn giản, chỉ sử dụng cảm biến Lidar để thu nhận dữ liệu đầu vào cho thuật toán DDPG, chúng tôi cũng tận dụng khả năng mô-đun hóa của thư viện PIC4rl-gym [6], giúp cho việc huấn luyện, kiểm tra và đánh giá mô hình một cách dễ dàng và trực quan hơn.

2. PHƯƠNG PHÁP

2.1. Mobile robot mô phỏng

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. Nền tảng robot di động mặt đất Jackal (UGV) là một giải pháp đa năng và mạnh mẽ cho nhiều ứng dụng robot khác nhau. Được thiết kế bởi Clearpath Robotics, Jackal thể hiện tính linh hoạt, độ tin cậy và khả năng mở rộng, làm cho nó phù hợp với nhiều dự án nghiên cứu, giáo dục và công nghiệp. Vì lý do đó, chúng tôi sử dụng mô hình Jackal làm robot đại diện cho quá trình mô phỏng.

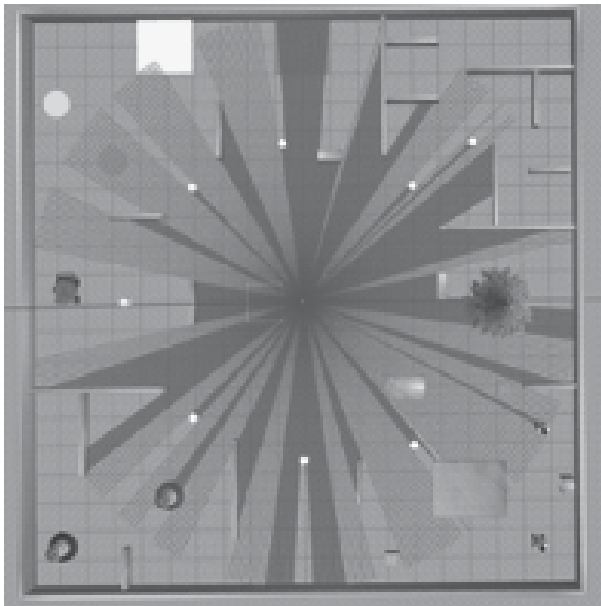




Hình 1. Mô hình Jackal mobile robot mô phỏng

2.2. Môi trường mô phỏng

Môi trường mô phỏng được xây dựng dựa trên phần mềm Gazebo (gọi là world). Các world là một file XML chứa các phần tử mô tả tính chất vật lý, các vật thể và sự chuyển động trong môi trường mô phỏng. Môi trường mô phỏng cần phải đáp ứng độ chính xác so với môi trường thực tế, vì vậy chúng tôi chọn môi trường indoor – môi trường mô phỏng văn phòng phổ biến gồm có các vật dụng và kích thước phù hợp để cảm biến có thể quét được nhiều thông tin nhất có thể.



Hình 2. Độ bao phủ của cảm biến Lidar trong môi trường mô phỏng văn phòng thực tế

2.3. Thuật toán học tăng cường sâu

Thuật toán học tăng cường tiêu chuẩn có thể được biểu diễn bằng một Quy trình quyết định Markov (Markov Decision Process – MDP). Một MDP được mô tả bởi 5 phần tử như sau: (S, A, P, R, γ) . Trong đó:

S: Tập hợp các trạng thái (State) mà môi trường có thể tồn tại.

A: Tập hợp các hành động (Action) mà tác nhân (agent) có thể thực hiện trong mỗi trạng thái.

P: Hàm xác suất chuyển đổi trạng thái (Transition Probability), biểu diễn khả năng chuyển từ trạng thái hiện tại s_t sang trạng thái mới s_{t+1} khi thực hiện một hành động nhất định a_t .

R: Hàm thưởng (Reward), biểu diễn mức độ "tốt" hay "xấu" của việc thực hiện hành động a_t tại trạng thái s_t .

γ : Hệ số lạm phát (Discount Factor), dùng để đánh giá tầm quan trọng của các phần thưởng tương lai so với phần thưởng tức thời.

Khi một agent bắt đầu tương tác với môi trường, agent sẽ ở trong một trạng thái ban đầu s_0 được chọn từ phân phối xác suất cố định $p(s_0)$. Sau đó, theo chu kỳ, agent sẽ lựa chọn một hành động $a \in A$ tại trạng thái hiện tại s_t để di chuyển sang trạng thái mới s_{t+1} với xác suất chuyển đổi $P(s_{t+1} | s_t, a_t)$. Đồng thời, tác nhân nhận được phần thưởng $r_t = R(s_t, a_t)$.

Bộ điều khiển (hay policy) của thuật toán học tăng cường $\pi(a_t | s_t)$ là một hàm số có đầu vào là trạng thái quan sát được từ môi trường và đầu ra là một hành động. Bộ điều

khiến của agent được huấn luyện để tối đa hóa tổng kỳ vọng về phần thưởng, hay nói cách khác, mục tiêu của ta là đạt được policy tối ưu π_{θ}^* với tham số là θ :

$$\pi_{\theta}^* = \underset{\pi}{\operatorname{argmax}} \mathbb{E}_{\tau \sim \pi} \sum_{t=0}^T \gamma^t r_t \quad (1)$$

Thuật toán DDPG giải quyết bài toán trên bằng kiến trúc Actor-Critic, trong đó Actor là một mạng với đầu vào là một state và đầu ra là một hành động; và Critic là một mạng với đầu vào là một cặp trạng thái và hành động và đầu ra là một giá trị đánh giá hành động đó là “tốt” hay “xấu” (Q-value). Chi tiết về kiến trúc của thuật toán DDPG được thể hiện trong Hình 4.

Để tối ưu tham số của Actor, chúng ta dùng công thức Policy Gradient:

$$\nabla J = \frac{1}{N} \sum_i \nabla Q \nabla \mu \quad (2)$$

Để tối ưu tham số của Critic, chúng ta tính hàm Loss:

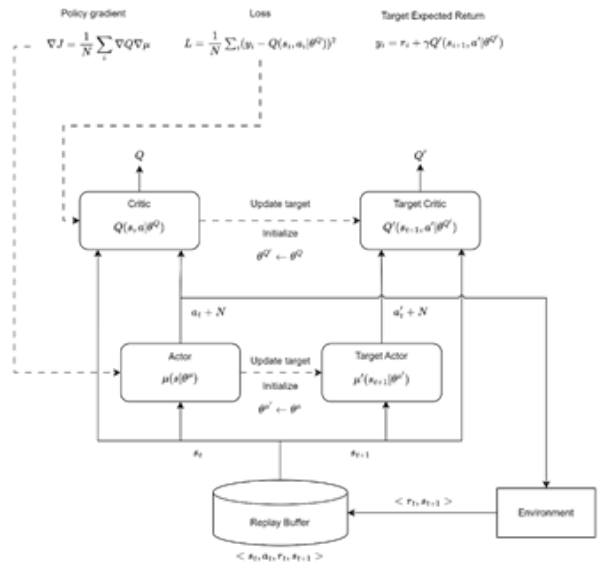
$$L = \frac{1}{N} \sum_i (y_i - Q(s_i, a_i | \theta^Q))^2 \quad (3)$$

Trong đó, y_i là giá trị phần thưởng kỳ vọng mục tiêu và được tính bằng công thức:

$$y_i = r_i + \gamma Q'(s_{i+1}, a' | \theta^{Q'}) \quad (4)$$

Hàm phần thưởng được thiết kế như sau: $r = r_d + r_{yaw} + r_{goal} + r_{col}$, trong đó:

$$\begin{cases} r_d = c_1 (d_{t-1} - d_t) \\ r_{yaw} = c_2 \left(1 - 2 \sqrt{\left| \frac{\Phi_t}{\pi} \right|} \right) \\ r_{goal} = 1000 \text{ if } d_t \leq d_{goal \text{ tolerance}}, \text{ else } 0 \\ r_{col} = -200 \text{ if } d_t \leq d_{collision \text{ tolerance}}, \text{ else } 0 \end{cases} \quad (5)$$



Hình 3. Kiến trúc của thuật toán DDPG

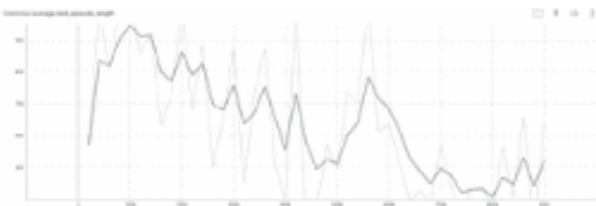
3. THÍ NGHIỆM

3.1. Huấn luyện thuật toán

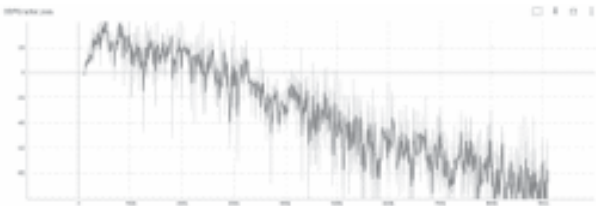
Phần cứng tính toán sử dụng để huấn luyện là GPU Nvidia 1060Ti Max-Q. Thuật toán được huấn luyện trong tổng cộng là 900 nghìn bước, thời gian huấn luyện xấp xỉ 12 giờ. Không gian trạng thái là một vector (38,) bao gồm 36 giá trị của tia laser và 2 giá trị biểu thị vị trí và hướng tương đối của mobile robot so với đích. Không gian hành động là một vector (2,) bao gồm vận tốc dài và vận tốc góc của robot. Đối với mạng Actor và Critic, chúng tôi chọn một mạng nơ ron gồm 2 lớp ẩn có số chiều như sau (256,256). Thuật toán được tối ưu bằng thuật toán Adam. Kết quả huấn luyện được thể hiện trên các Hình 4, Hình 5 và Hình 6:



Hình 4. Phần thưởng nhận được trung bình trong pha kiểm tra



Hình 5. Độ dài của mỗi episode trong toàn bộ quá trình huấn luyện



Hình 6. Mất mát của mạng Actor trong bộ điều khiển

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Tổng phần thưởng tích lũy được xem là yếu tố đánh giá quan trọng 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. Độ dài của một episode giảm cũng là một yếu tố đánh giá, nghĩa là theo thời gian robot sẽ thông thạo đường đi, khiến cho thời gian hoàn thành giảm. Hàm mất mát của Actor giảm dần cũng là một dấu hiệu cho thấy mô hình đã được huấn luyện tốt và đang hội tụ đến điểm tối ưu.

Bảng 1. Bảng thông số đánh giá độ hiệu quả của thuật toán sau 3 lần chạy

Tình trạng	Thời gian	Góc tích lũy trung bình	Khoảng cách trung bình đến vật cản	Khoảng cách	Đường đi	Tỉ số khoảng cách trên đường đi
Success	28.13s	0.34 rad	4.54	8.96	10.17	0.88
Success	1s	0.7 rad	6.41	0.77	0.45	1.71
Success	16.89s	0.33 rad	5.46	7.40	7.74	0.96

Từ bảng đánh giá trên, ta có thể thấy rằng robot đều hoàn thành việc đi đến điểm đích trong khoảng thời gian chấp nhận được. Các giá trị góc tích lũy trung bình thấp nghĩa là trong quá trình di chuyển robot luôn giữ một hướng cố định. Khoảng cách trung bình đến vật cản thấp nghĩa là robot đã luôn duy trì khoảng cách an toàn đến vật cản. Cuối cùng, thông số quan trọng liên quan đến hoạch định đường đi cho robot là tỉ số khoảng cách trên đường đi, trong đó khoảng cách chính là khoảng cách Euclid từ vị trí ban đầu của robot đến vị trí đích. Con số này càng gần 1 nghĩa là quãng đường mà robot đã đi gần trùng với khoảng cách ban đầu giữa chúng.

5. KẾT LUẬN

Thuật toán huấn luyện đã điều khiển robot di chuyển đến điểm đích được cho trước với tỉ lệ bị va chạm với vật cản tĩnh gần như bằng không. 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 an toàn. 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 SVOISP-2023-CK-12. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này. ❖

Ngày nhận bài: **15/5/2024**
 Ngày phản biện: **18/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Lillicrap, T. P., Hunt, J. J., Pritzel, A., Heess, N., Erez, T., Tassa, Y., Silver, D. & Wierstra, D. (2016). “*Continuous control with deep reinforcement learning*”. In Y. Bengio & Y. LeCun (eds.), ICLR.
- [2]. L. Tai, G. Paolo and M. Liu, “*Virtual-to-real deep reinforcement learning: Continuous control of mobile robots for mapless navigation*”. 2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS).
- [3]. Surmann, H., Jestel, C., Marchel, R., Musberg, F., Elhadj, H., & Ardani, M. (2020). “*Deep Reinforcement learning for real autonomous mobile robot navigation in indoor environments*”. ArXiv, abs/2005.13857.
- [4]. Y. F. Chen, M. Everett, M. Liu and J. P. How, “*Socially aware motion planning with deep reinforcement learning*”. 2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS).
- [5]. M. Everett, Y. F. Chen and J. P. How, “*Motion Planning Among Dynamic, Decision-Making Agents with Deep Reinforcement Learning*”. 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS).
- [6]. M. Martini, A. Eirale, S. Cerrato and M. Chiaberge, “*PIC4rl-gym: a ROS2 Modular Framework for Robots Autonomous Navigation with Deep Reinforcement Learning*”. 2023 3rd International Conference on Computer, Control and Robotics (ICCCR).

CÁC YẾU TỐ VỀ KẾT CẤU ẢNH HƯỞNG ĐẾN ĐỘ CHÍNH XÁC BẮN CỦA SÚNG TRUNG LIÊN THẾ HỆ MỚI

STRUCTURAL FACTORS AFFECT THE SHOOTING ACCURACY OF NEW GENERATION MACHINE GUNS

ThS. **Phạm Đức Khôi**, ThS. **Bùi Hoàng Đạt**
Viện Vũ khí, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

TÓM TẮT

Súng trung liên thế hệ mới STrL-P được thiết kế làm mát nòng theo nguyên lý kết hợp làm mát nòng bằng các rãnh tản nhiệt và dòng khí cưỡng bức chảy dọc theo chiều dài nòng, do đó súng có kết cấu mới, kết hợp với một số giải pháp công nghệ đã giúp nâng cao độ chính xác bắn của súng so với mẫu súng tương đương. Bài báo này trình bày các yếu tố về kết cấu của súng trung liên thế hệ mới STrL-P ảnh hưởng đến độ chính xác của súng khi so sánh với mẫu súng tương đương.

Từ khóa: Súng trung liên thế hệ mới STrL-P; Sự dao động của nòng súng; Độ ổn định của súng khi bắn.

ABSTRACT

The new generation STrL-P medium gun is designed to cool the barrel according to the principle of combining barrel cooling with heat dissipation grooves and forced air flow along the length of the barrel, so the gun has a new structure, combined with a number of technological solutions have helped improve the gun's shooting accuracy compared to comparable gun models. This article presents the structural factors of the new generation STrL-P medium machine gun that affect the gun's accuracy when compared with equivalent gun models.

Keywords: New generation machine gun; The vibration of gun barrel; Gun stability when firing.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Súng trung liên là loại súng tự động trang bị cho tập thể hoặc cá nhân, dùng để tiêu diệt nhóm sinh lực địch hoặc các mục tiêu quan trọng với cự ly hiệu quả tới 800 m. Nó thường có hai chân trước và hộp đạn có dung lượng lớn (hoặc hộp băng đạn) và có thể bắn ở các tư thế khác nhau (đứng, ngồi, nằm, quỳ). Súng trung liên thế hệ mới STrL-P được thiết kế theo nguyên lý của súng PKP do Nga thiết kế, chế

tạo, đây là một loại súng hiện đại đang được sử dụng phổ biến trong quân đội Nga. Súng PKP là phiên bản tiên tiến phát triển từ súng PKM, súng PKMS với cụm nòng được thiết kế đặc biệt, phần đuôi nòng được làm mát nòng khi bắn bằng gân tản nhiệt, phần đầu nòng được làm mát bằng dòng không khí cưỡng bức chảy qua bề mặt ngoài của thành nòng. Do đó, súng có nhiều ưu điểm vượt trội so với phiên bản trước đó (Súng PKM, PKMS) như:

- Súng có thể bắn liên thanh liên tiếp tới 10.000 viên đạn/giờ mà không suy giảm tính năng chiến đấu và tuổi thọ của nòng súng;

- Súng có thể bắn liên thanh đến 600 phát liên tục (Súng PKM, PKMS có thể bắn tối đa đến 400 phát liên tục);

- Tuổi thọ của nòng súng không nhỏ hơn 25.000 phát bắn (Nòng súng PKM, PKMS có tuổi thọ 12.500 phát bắn, để đạt được tuổi thọ 25.000 phát bắn phải sử dụng đồng bộ 02 nòng).

Súng trung liên thế hệ mới STrL-P có một số thay đổi về kết cấu so với súng PKMS (hiện đang có trong trang bị) để đạt được các tính năng vượt trội nêu trên. Các yếu tố thay đổi về kết cấu ảnh hưởng đến độ chính xác của súng. Trong nghiên cứu này, ta sẽ đánh giá các yếu tố thay đổi về kết cấu và ảnh hưởng của nó đến độ chính xác của súng khi so sánh súng trung liên thế hệ mới với súng PKMS.

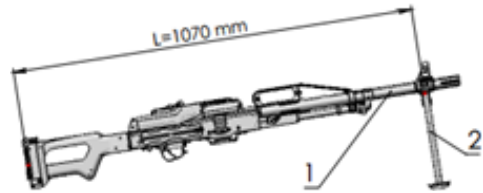
2. KẾT QUẢ KHẢO SÁT VÀ CƠ SỞ ĐÁNH GIÁ ĐỘ CHÍNH XÁC BẮN CỦA SÚNG

2.1. Đặc điểm kết cấu của súng trung liên thế hệ mới và súng PKMS

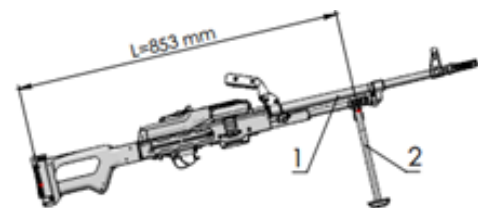
Súng trung liên thế hệ mới STrL-P (Hình 1-a) được phát triển từ súng PKMS (Hình 1-b), phần lớn kết cấu các chi tiết của súng giống nhau, nguyên lý hoạt động, chế độ bắn giống nhau, cùng sử dụng một loại đạn. Do nòng súng trung liên thế hệ mới sử dụng nguyên lý làm mát khác biệt nên dẫn đến đặc điểm kết cấu của hai loại súng cơ bản khác nhau ở cụm nòng, cụ thể:

- Cụm nòng súng trung liên thế hệ mới STrL-P nặng hơn cụm nòng súng PKMS 1kg;

- Vị trí lắp chân súng khác nhau, súng trung liên thế hệ mới có khoảng cách từ điểm tựa vai của báng súng đến vị trí lắp chân súng dài hơn (Hình 1-a, 1-b):



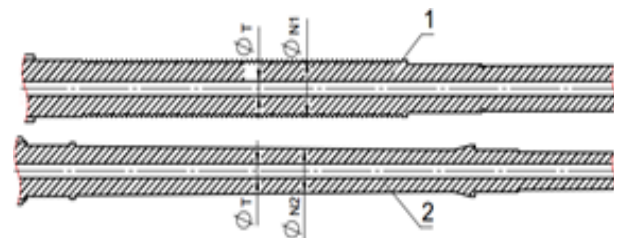
Hình 1-a. Súng trung liên thế hệ mới STrL-P



Hình 1-b. Súng PKMS

Hình 1. Súng trung liên thế hệ mới và súng PKMS:
1 – Cụm nòng súng; 2 – Cụm chân súng

- Chiều dày thành nòng súng trung liên thế hệ mới lớn hơn chiều dày nòng súng PKMS, xét ở cùng vị trí so với miệng nòng súng (Hình 2):



Hình 2. So sánh chiều dày hai nòng súng
1 – Nòng súng trung liên thế hệ mới; 2 – Nòng súng PKMS

Trong đó: Φ_T – Đường kính trong; Φ_N – Đường kính ngoài ($\Phi_{N1} \geq \Phi_{N2}$ từ 5-8mm).

Các khác biệt về mặt kết cấu ảnh hưởng đến độ chính xác bắn của hai loại súng khi xét trong cùng một điều kiện bắn.

2.2. Đánh giá độ chính xác bắn của súng trung liên thế hệ mới và súng PKMS theo đặc điểm kết cấu

a) Độ chính xác của súng

Độ chính xác bắn: Độ chính xác bắn biểu thị khả năng bắn trúng hoặc sự tập trung của đầu đạn ở gần mục tiêu. Nó bao gồm hai yếu tố: độ chụm và độ trúng.

Độ chụm: Độ chụm biểu thị khả năng tập trung các điểm rơi của đầu đạn trên một diện tích nhỏ nhất khi vị trí đường ngắm không thay đổi.

Độ trúng: Độ trúng biểu thị mức độ trùng hợp giữa tâm chạm và điểm ngắm. Nó được đánh giá bằng khoảng cách giữa tâm chạm và điểm ngắm.

b) Độ ổn định của súng khi bắn

Độ ổn định là khả năng của súng giữ được vị trí ban đầu khi bắn với tốc độ chính xác nhất định trong điều kiện bắn tự nhiên. Từ đó, ta thấy rằng độ ổn định của súng liên quan chặt chẽ với kết cấu của giá hoặc bệ, bởi vậy khi nêu ra đặc trưng ổn định bắt buộc phải chỉ rõ điều kiện đặt súng để bắn (bắn có bệ tỳ, tì vai, có giá hoặc bệ).

Độ ổn định của súng tự động không quyết định hoàn toàn nhưng ảnh hưởng lớn đến độ chụm. Ngoài độ ổn định, độ chụm còn phụ thuộc vào các yếu tố khác như: sai số về thuốc phóng, về đạn, điều kiện khí tượng, độ dao động của nòng súng... nhưng do ảnh hưởng lớn của độ ổn định đến độ chụm nên có thể lấy độ chụm làm đặc trưng cho sự ổn định.

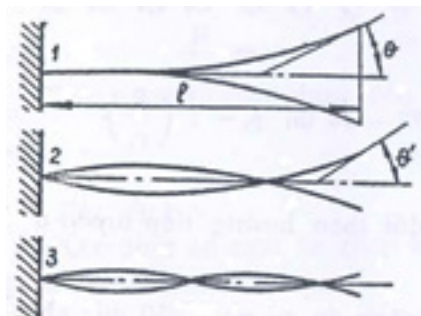
Đối với súng tự động không giá, khi bắn liên thanh (tiểu liên, trung liên) độ chính

xác của súng hầu như được quyết định hoàn toàn vào độ ổn định của súng [1].

Súng trung liên thế hệ mới và súng PKMS khi tiêu diệt sinh lực địch tư thế bắn cơ bản là nằm bắn, báng súng tỳ vào vai xạ thủ, súng được tỳ trên hai chân súng. Trong quá trình bắn, súng sẽ chịu tác động lên báng từ vai và tay xạ thủ khiến súng bị dao động và lắc nên súng sẽ quay quanh chân súng, với cùng một lượng chuyển động của điểm tỳ vai, khoảng cách từ điểm tỳ vai đến tâm quay càng lớn thì góc quay càng nhỏ so với hướng bắn. Súng trung liên thế hệ mới có khoảng cách từ điểm tỳ vai đến tâm quay lớn hơn nên góc quay nhỏ hơn, đồng thời súng có khối lượng lớn hơn nên ổn định hơn, do đó súng có độ chính xác bắn tốt hơn súng PKMS.

c) Sự dao động của nòng súng

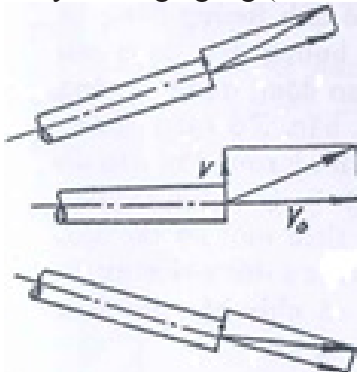
Theo [2], khi bắn nòng súng bị dao động. Đặc tính và mức độ dao động phụ thuộc rất nhiều yếu tố: chiều dài, kích thước ngang của nòng, sự phân bố khối lượng, điều kiện kẹp nòng, v.v.. Khó mà tính hết những ảnh hưởng trên khi xác định các đặc trưng dao động của nòng. Bởi thế, khi nghiên cứu nòng thường xem nó là một thanh hình trụ hoặc hình côn có một đầu ngàm chặt. Loại thanh như trên thường có các dao động ngang sau đây (Hình 3):



Hình 3. Dao động của thanh khi ngàm một đầu

- Dao động bậc nhất có nút dao động ở tại điểm ngậm;
- Dao động bậc hai có một nút dao động tại điểm ngậm và nút thứ hai ở cách đầu tự do 0,22 l;
- Dao động bậc cao hơn với số nút dao động tương ứng, bậc dao động càng lớn, tần số dao động càng cao và chu kỳ dao động càng nhỏ.

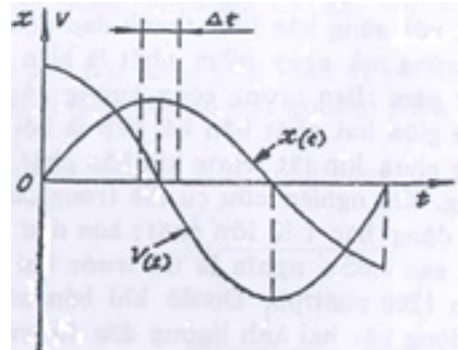
Tất cả các dao động ấy phần lớn xảy ra trên mặt phẳng thẳng đứng và được xếp chồng lên nhau. Những dao động ấy có ảnh hưởng đến độ chính xác khi bắn, nhất là đối với súng tự động. Dao động nòng ảnh hưởng đến độ chính xác khi bắn do nòng bị uốn cong và đầu nòng có tốc độ chuyển động ngang (Hình 4).



Hình 4. Pha dao động của nòng súng

Muốn đảm bảo độ chính xác, điều quan trọng là thời điểm đầu đạn rời khỏi nòng súng trong mỗi phát bắn góc lệch của đầu nòng phải có giá trị xác định và không đổi tức là phải có cùng pha dao động. Thực tế không thể đảm bảo điều đó được bởi vì không thể tránh khỏi sự tản mát về thời gian chuyển động của đầu đạn trong nòng súng (t_d) do nhiều nguyên nhân khác nhau (như độ tản mát của áp suất khí thuốc lớn nhất p_{max} , của khối lượng đầu đạn q , của khối lượng thuốc phóng ω , của tính chất của thuốc phóng, v.v.). Do vậy, để đảm bảo độ chính xác, cần

đảm bảo đầu đạn rời miệng nòng đúng vào pha dao động mà sự tản mát có ảnh hưởng nhỏ nhất đến độ tản mát của đầu đạn. Pha đó có độ lệch lớn nhất của đầu nòng so với vị trí cân bằng. Ở thời điểm đó, biên độ dao động của nòng thay đổi chậm nên sự tản mát của t_d kéo theo sự tản mát nhỏ nhất về biên độ (Hình 5).



Hình 5. Đồ thị dao động của đầu nòng

Do đó, độ tản mát về đầu đạn sẽ nhỏ. Mặc dù ở thời điểm đó, tốc độ dao động của đầu nòng thay đổi nhanh nhất nhưng vì có trị số nhỏ lên ảnh hưởng không đáng kể đến độ chính xác.

Việc tính mọi yếu tố ảnh hưởng đến dao động của nòng là rất phức tạp, đặc biệt là xác định thời điểm đầu nòng bắt đầu dao động. Bởi vậy không thể tính dao động của nòng và ảnh hưởng của nó đến độ chính xác bằng giải tích được, cho nên thường dùng phương pháp thực nghiệm để nghiên cứu dao động nòng. Các biện pháp giảm dao động nòng để nâng cao độ chính xác khi bắn khi lựa chọn kết cấu súng là:

- Chọn chiều dài nòng hợp lý để đầu đạn rời khỏi nòng ở pha dao động có lợi nhất;
- Chọn chiều dày nòng và phân bố khối lượng dọc theo nòng hợp lý để biên độ dao động của đầu nòng xảy ra khi đầu đạn ra khỏi miệng nòng;



- Phân bố các điểm tựa của nòng hợp lý để đầu đạn có thể ra khỏi nòng trước khi đầu nòng bắt đầu dao động.

Tất cả các biện pháp trên chỉ có thể thực hiện bằng nghiên cứu thực nghiệm khi bắn.

Nòng súng trung liên thế hệ mới STrL-P và nòng súng PKMS được thiết kế có vật liệu, độ cứng của vật liệu, kích thước lỗ nòng tương đương nhau, nhưng do chiều dày thành nòng của súng trung liên thế hệ mới STrL-P lớn hơn hoặc bằng chiều dày thành nòng của súng PKMS xét ở cùng tiết diện so với cùng một vị trí trên nòng, cụm chân súng được bố trí xa hơn về phía đầu nòng, khối lượng nặng hơn do đó mô-men quán tính đối với trục dao động ngang của cụm nòng súng trung liên thế hệ mới STrL-P lớn hơn của súng PKMS. Do đó, độ cứng chống uốn của súng trung liên thế hệ mới STrL-P lớn hơn độ cứng chống uốn của súng PKMS, vì vậy biên độ dao động ngang của nòng súng sẽ nhỏ hơn, dẫn đến góc nghiêng đầu nòng của súng trung liên thế hệ mới STrL-P nhỏ hơn so với súng PKMS, do đó súng trung liên thế hệ mới STrL-P có độ chính xác bắn tốt hơn súng PKMS.

Ngoài ra, ảnh hưởng của nhiệt độ khi nòng súng quá nhiệt làm cho mô-đun đàn hồi của vật liệu nòng giảm đi. Theo [3], mô-đun đàn hồi của thép làm nòng súng, pháo giảm đi theo nhiệt độ như sau:

Nhiệt độ [độ C]	Mô-đun đàn hồi [kG/cm ²]
20	2.110.000
400	1.820.000
500	1.680.000

Mô-đun đàn hồi của vật liệu làm nòng súng giảm, nòng súng trở nên mềm hơn, pha uốn cong của nòng tiến về phía thời điểm viên đạn rời nòng và làm giảm độ chính xác bắn.

Nòng súng trung liên thế hệ mới STrL-P được làm mát tốt hơn nòng súng PKMS, do đó ảnh hưởng của nhiệt độ đến nòng súng ít hơn đối với súng PKMS nếu xét trong cùng điều kiện bắn.

3. KẾT LUẬN

Từ các kết quả phân tích các yếu tố kết cấu ảnh hưởng đến độ chính xác của súng trung liên thế hệ mới STrL-P và súng PKMS, ta nhận thấy kết cấu của súng trung liên thế hệ mới giúp cho súng có độ chính xác bắn tốt hơn súng PKMS.

Thực tế qua thử nghiệm bắn kiểm tra độ chính xác của hai loại súng đã chứng minh súng trung liên thế hệ mới STrL-P có độ chính xác cao hơn 30-40% so với súng PKMS. ❖

Ngày nhận bài: 21/6/2024

Ngày phản biện: 23/7/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Bộ môn Súng Pháo, Khoa Trang bị Cơ điện; “Nguyên lý thiết kế súng tự động”, tập 3, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1977.
- [2]. Bộ môn Súng Pháo; Nguyên lý thiết kế súng tự động, tập 1, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1974.
- [3]. Проф. д-р В. Швиһһиһг, издание Артиллерийской Академии РККА, КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛ СТВОЛОВ ОГНЕСТРЕЛЬНОГОРУЖИИ, 1937.

THIẾT KẾ, GIA CÔNG VÀ ĐÁNH GIÁ GIÁ ĐỘ CHÍNH XÁC BIÊN DẠNG CIC CỦA ROTOR BƠM KIỂU ROOTS

DESIGN, PROCESSING AND EVALUATION OF PROFILE ACCURACY OF CIC ROTOR FOR ROOTS PUMP

Nguyễn Thanh Tùng^{1,2*}, Trần Thế Văn², Vũ Đức Phúc², Đặng Quang Mến³

¹Khoa Cơ – Điện, Trường Đại học Mỏ – Địa chất

²Khoa Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

³Khoa Cơ khí, Trường Cao đẳng Kinh tế – Kỹ thuật Tô Hiệu

TÓM TẮT

Nghiên cứu này nhằm mục đích đưa ra một thiết kế mới cho rotor bơm kiểu roots dựa trên kết hợp ba đường cong là đường tròn, đường thân khai và đường tròn gọi là rotor kiểu roots dạng CIC. Dữ liệu điểm của quá trình thiết kế được sử dụng để gia công rotor trên máy cắt dây. Độ chính xác biên dạng của rotor CIC khi gia công bằng máy cắt dây được đo bằng máy CMM và được đánh giá thông qua các so sánh về sự trùng khớp giữa biên dạng rotor tính theo lý thuyết và biên dạng rotor theo dữ liệu đo. Kết quả so sánh dữ liệu điểm giữa biên dạng rotor CIC theo lý thuyết và biên dạng rotor theo kết quả đo đã chỉ ra rằng sai số giữa chúng rất nhỏ, lớn nhất cũng chỉ là 0,007 (mm). Kết quả này cho thấy sử dụng máy cắt dây để gia công rotor CIC là một phương án khả thi và cho độ chính xác biên dạng cao.

Từ khóa: Rotor CIC; Độ chính xác biên dạng rotor; Gia công rotor CIC.

ABSTRACT

This research aims to present a new design for a roots-type pump rotor based on a combination of three curves: circle, body, and circle called a CIC roots-type rotor. Points data of the design process is used to machine the rotor on the wire discharge machine. Profile accuracy of the CIC rotor after machining was measured by the CMM machine and evaluated through comparisons of the agreement between the theoretically calculated rotor profile and the rotor profile according to measurement data. The results of comparing point data between the theoretical CIC rotor profile and the measured rotor profile have shown that the error between them is tiny, the largest is only 0.007 (mm). This result indicates that using a wire discharge machine to produce CIC rotors is a feasible option and provides high profile accuracy.

Keywords: CIC rotor; Rotor profile accuracy; CIC rotor machining.



1. GIỚI THIỆU

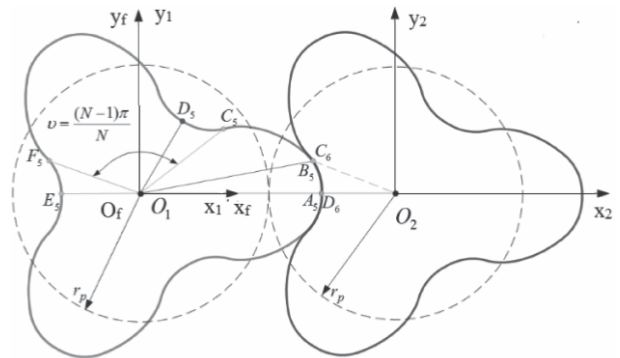
Bơm chân không kiểu roots dùng để vận chuyển dòng chất khí và chất lỏng trong các thiết bị công nghiệp. Nó được sử dụng trong nhiều ngành kỹ thuật như: Cơ khí, xây dựng và y tế.... Bộ phận quan trọng nhất tạo ra ưu điểm về đặc tính kỹ thuật và khả năng làm việc của bơm là rotor bơm vì bộ phận này ảnh hưởng trực tiếp đến lưu lượng, cột áp, tốc độ dòng chảy và đặc tính rung động của bơm. Một số cách hình thành biên dạng rotor bơm kiểu roots đã được một số tác giả đề xuất như hình thành biên dạng rotor từ họ đường cong đơn dạng Cycloid, dạng cung tròn hoặc dạng thân khai [1-3]. Một số nghiên cứu hình thành biên dạng rotor bằng cách tổ hợp nhiều đường cong lại với nhau [4-7]. Do đặc tính phức tạp của rotor nên hướng nghiên cứu về công nghệ tạo hình cho rotor bơm kiểu roots cũng được các nhà nghiên cứu quan tâm [8-11]. Có hai phương pháp chính để gia công rotor dạng roots là phương pháp gia công bằng dao phay định hình [12] và gia công bằng máy cắt dây [13]. Trong đó, phương pháp gia công bằng máy cắt dây có ưu điểm là dễ sử dụng, chi phí thấp và phù hợp với các biên dạng không xoắn. Một trong những chỉ tiêu quan trọng khi gia công rotor là đánh giá độ chính xác biên dạng của nó, bởi vì độ chính xác biên dạng của rotor ảnh hưởng lớn đến đặc tính tiếp xúc và khả năng làm việc của bơm.

Nghiên cứu này tập trung vào việc đề xuất một sự hình thành biên dạng rotor bơm kiểu roots dựa trên sự kết hợp của ba đường cong là đường cung tròn, đường thân khai và đường cung tròn (CIC). Dựa trên biên dạng đề xuất, dữ liệu điểm được sử dụng cho việc gia công rotor bằng máy cắt dây. Sự phù hợp giữa biên dạng thiết kế lý thuyết và thực nghiệm của rotor CIC được đánh giá bằng cách so sánh dữ

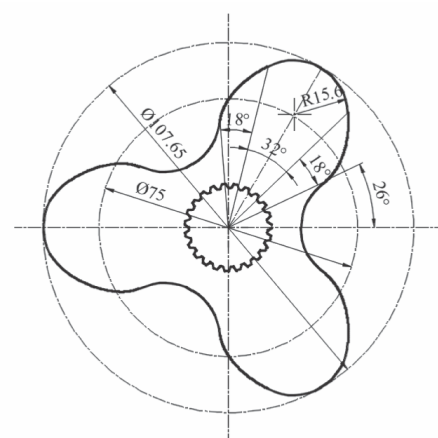
liệu điểm của chúng theo thiết kế và theo kết quả đo thực nghiệm trên máy CMM.

2. THIẾT KẾ BIÊN DẠNG ROTOR KIỂU ROOTS DẠNG CIC

Biên dạng CIC là biên dạng được tổng hợp bởi một cung tròn (phần đỉnh răng – cung A_5B_5), và một cung thân khai (đoạn nằm trên đường chia – cung B_5C_5) và một đường tròn liên hợp (phần chân răng – cung C_5D_5), như biểu diễn trên Hình 1. Trong quá trình làm việc, phần đỉnh của rotor 1 sẽ đối tiếp với phần lõm của rotor 2 và ngược lại. Vì vậy mà bán kính lồi của cung tròn của đỉnh rotor 1 và bán kính lõm của cung tròn chân rotor 2 phải bằng nhau.



Hình 1. Sơ đồ hệ trục tọa độ xác định biên dạng rotor CIC



Hình 2. Biên dạng rotor CIC

- Chọn hệ trục tọa độ $O_1x_1y_1z_1$ gắn trên rotor 1 và chuyển động cùng rotor;

- Hệ trục tọa độ $O_2x_2y_2z_2$ gắn trên và rotor 2 và chuyển động cùng rotor;

- Chọn hệ trục tọa độ cố định $O_fx_fy_fz_f$ có tâm O_f trùng O_1 . Trục z vuông góc với mặt phẳng hình vẽ. Quỹ tích biên dạng rotor của bơm được biểu diễn trong hệ trục tọa độ $O_1x_1y_1z_1$ như sau:

+ Một là biên dạng phần cung tròn A_5B_5 :

$$\mathbf{r}_{III_1}^{(A_5B_5)}(\ell) = \begin{cases} x_{III_1}^{(A_5B_5)}(\ell) = r_a \cos \ell \\ y_{III_1}^{(A_5B_5)}(\ell) = r_a \sin \ell \end{cases} \quad 0 \leq \ell \leq \ell_1 \quad (1)$$

+ Hai là biên dạng phần đường cong thân khai B_5C_5 :

$$\mathbf{r}_{II_1}^{(B_5C_5)} = \begin{cases} x_{II_1}^{(B_5C_5)}(\ell) = (r_p + \ell \cos \alpha_p) \cos\left(\frac{\pi}{2N} - \frac{\ell}{r_p \sin \alpha_p}\right) - \ell \cos \alpha_p \cot \alpha_p \sin\left(\frac{\pi}{2N} - \frac{\ell}{r_p \sin \alpha_p}\right) \\ y_{II_1}^{(B_5C_5)}(\ell) = \ell \cos\left(\frac{\pi}{2N} - \frac{\ell}{r_p \sin \alpha_p} - \alpha_p\right) \cot \alpha_p + r_p \sin\left(\frac{\pi}{2N} - \frac{\ell}{r_p \sin \alpha_p}\right) \quad (-u \leq \ell \leq u) \end{cases} \quad (2)$$

+ Ba là biên dạng cung tròn C_5D_5 . Phần chân răng biên dạng C_6D_6 là đường cong liên hợp ăn khớp với đường chân răng A_5B_5 (hình 1). Cung tròn chân răng C_6D_6 là giống hệt đường chân răng E_5F_5 và nó được xác định bởi chuyển trục tọa độ O_1 sang hệ tọa độ O_2 . Do đó, đường cong chân răng C_5D_5 có thể thu được bằng cách quay đoạn E_5F_5 đi một góc $\vartheta = (N - 1)\pi/N$ ngược chiều kim đồng hồ quanh trục z:

$$\mathbf{r}_{II_1}^{(C_5D_5)}(\ell) = \begin{cases} x_{II_1}^{(C_5D_5)}(\ell) = 2r_p \cos(\vartheta - \ell) + r_a \cos(\vartheta + 3\ell) \\ y_{II_1}^{(C_5D_5)}(\ell) = 2r_p \sin(\vartheta - \ell) + r_a \sin(\vartheta + 3\ell) \end{cases} \quad (3)$$

Sử dụng phương trình ma trận chuyển trục tọa độ đồng nhất từ hệ tọa độ $O_1x_1y_1z_1$

sang $O_2x_2y_2z_2$. Quỹ tích biên dạng CIC của rotor trong hệ trục tọa độ $O_2x_2y_2z_2$ được cho như ở phương trình (4) và phương trình (5). Phương trình ăn khớp giữa rotor chủ động và rotor bị động được biểu diễn như trong phương trình (6) dưới đây:

$$\mathbf{r}_{I_2}(\tau, \phi) = \mathbf{M}_{21}(\phi) \mathbf{r}_{I_1}(\tau) = \begin{bmatrix} \cos^2 \phi - \sin^2 \phi & -2 \cos \phi \sin \phi & -E_c \cos \phi \\ 2 \cos \phi \sin \phi & \cos^2 \phi - \sin^2 \phi & -E_c \sin \phi \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{I_1}(\tau) \\ y_{I_1}(\tau) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{n}_{I_2}(\tau, \phi) = \mathbf{L}_{21}(\phi) \mathbf{n}_{I_1}(\tau) \quad (5)$$

$$(r_p \cos \phi - x_{I_1}(\tau, \phi))x'_{I_1}(\tau, \phi) + (r_p \sin \phi - y_{I_1}(\tau, \phi))y'_{I_1}(\tau, \phi) = 0 \quad (6)$$

Trong đó: $\mathbf{L}_{21}(\phi)$ là ma trận con trên bên trái cỡ (2x2) của ma trận chuyển trục đồng nhất $\mathbf{M}_{21}(\phi)$ cỡ (3x3).

Sử dụng các phương trình (4), (5) và (6), người ta có thể thiết kế được các biên dạng rotor bơm roots dạng CIC như hình 2.

3. GIA CÔNG ROTOR BẰNG MÁY CẮT DÂY

Do biên dạng rotor bơm kiểu roots không thay đổi trên suốt chiều dài của nó và cánh của rotor CIC không có dạng xoắn nên phương pháp gia công phù hợp là sử dụng máy cắt dây. Nghiên cứu sử dụng máy gia công rotor là máy cắt dây DK7730 với các thông số: Kích thước bàn máy: 360x540 (mm); Hành trình gia công: 300x360 (mm); Chiều cao cắt tối đa: 400 (mm); Tải trọng mặt bàn máy: 200 (kg); Tốc độ gia công tối đa: 120 (mm²/phút); Độ bóng bề mặt tốt nhất: Ra 2,5 (μm); Trọng lượng: 1250 (kg).

Đối với gia công trên máy cắt dây, một số nghiên cứu đã chỉ ra rằng: các thông số công nghệ chính ảnh hưởng tới năng suất và chất lượng gia công gồm: điện áp đánh tia lửa điện

NGHIÊN CỨU - TRAO ĐỔI

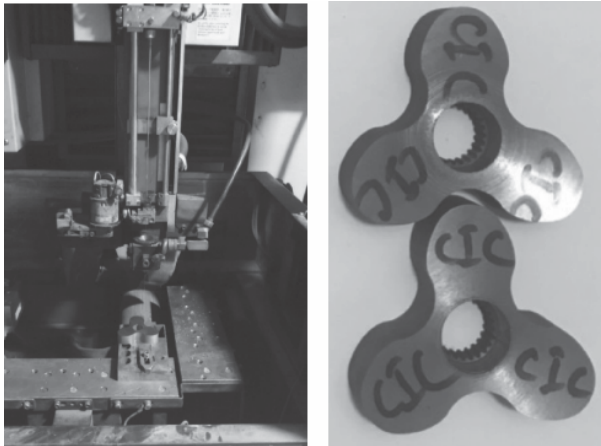
$U_1 = 90$ Vôn, độ kéo dài xung $t_1 = 0,5s$, khoảng cách xung $t_0 = 10s$, tốc độ cắt $v = 110$ mm²/phút và cường độ dòng điện (I) [9-11]. Vật liệu chế tạo rotor là thép không gỉ SUS304. Một số

thành phần hóa học và đặc tính cơ học chính của Inox-SUS304 được cho ở bảng 1:

Bảng 1. Thành phần hóa học của vật liệu SUS 304

Nguyên tố	C	Mn	P	S	Cr	Ni	Si
Tỷ lệ %	0.08	2	0.045	0.03	18	10	1

Hình 3 là hình ảnh cụ thể của máy gia công và mẫu rotor dạng CIC 3 cánh đã gia công.



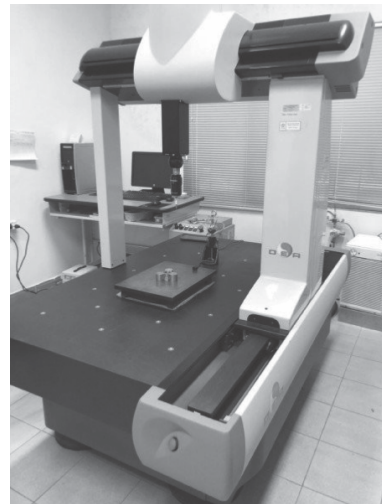
a) Máy gia công

b) Mẫu rotor

Hình 3. Máy và mẫu sau gia công

Quá trình đo được thực hiện như sau:

- Bước 1: Xác lập hệ trục tọa độ cho rotor cần đo;
- Bước 2: Tiến hành đo;
- Bước 3: Xử lý dữ liệu đo và đánh giá sai số.



Hình 4. Mẫu rotor và máy đo CMM

4. ĐÁNH GIÁ ĐỘ CHÍNH XÁC BIÊN DẠNG ROTOR CIC BẰNG MÁY ĐO CMM

Kết quả đo biên dạng của rotor sẽ được thực hiện trên máy đo tọa độ CMM loại Global 07.10.07 Image clima Technical data. Kết quả đo biên dạng thực nghiệm sẽ được so sánh với kết quả biên dạng thiết kế theo lý thuyết để đánh giá độ chính xác biên dạng của rotor dạng CIC của bơm roots. Mẫu rotor và thiết bị đo CMM được cho trong hình 4.

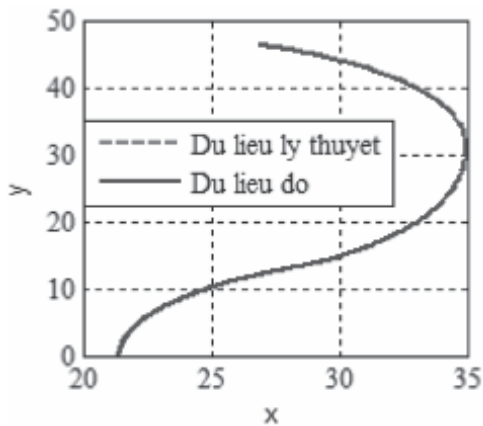
Số liệu sau khi đo được cho dưới dạng tọa độ (véc-tơ định vị r của các điểm đo). Khi đo, tọa độ trong hệ đo của máy không trùng với tọa độ gia công rotor, nên để xử lý số liệu đo, chúng ta cần đưa tọa độ điểm đo về tọa độ gia công. Tọa độ này cũng trùng với tọa độ lý thuyết khi xây dựng phương trình bề mặt. Khi đó, việc xác định sai số sẽ đơn giản hơn.

Theo [13], sau khi xác định được tọa độ điểm M_j của phép đo (các véc-tơ vị trí r_j), ta tiến hành tìm phương trình khoảng cách của các điểm M_j so với đường cong nội suy từ dữ liệu điểm tính từ các phương trình (4), (5) và (6), nó có dạng như sau:

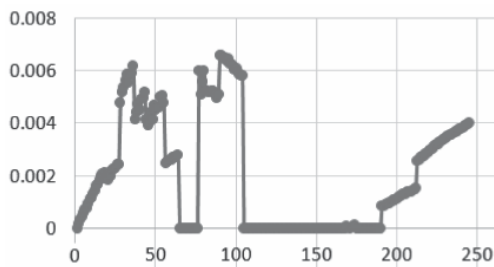
$$\delta_j(u) = |r_j - r_i(u)| \quad (7)$$

Trong đó, $r_j(u)$ véc-tơ vị trí của điểm tương ứng với điểm M_j trên đường nội suy lý thuyết. Giá trị cực tiểu của phương trình (7) chính là sai số giữa biên dạng đo và biên dạng lý thuyết của điểm M_j , nó được xác định từ điều kiện cực trị:

$$\frac{\partial}{\partial u} \delta_j(u) = 0 \quad (8)$$



Hình 5. So sánh biên dạng lý thuyết và biên dạng đo của rotor



Hình 6. Sai số biên dạng lý thuyết và biên dạng đo của rotor

Hình 5 có thể thấy biên dạng rotor lý thuyết và biên dạng rotor đo thực nghiệm sau gia công bằng máy cắt dây ở các điểm khá trùng khớp. Điều này cho thấy gia công rotor dạng CIC bằng máy cắt dây là một phương án phù hợp và cho độ chính xác khá cao. Sai số cụ thể giữa biên dạng lý thuyết và biên dạng ở các điểm được cho trên hình 6. Có thể thấy rằng sai số lớn nhất giữa biên dạng lý thuyết và biên dạng đo của rotor CIC khi gia công bằng máy cắt dây chỉ là 0.007 (mm). Sai số này rất nhỏ, hoàn toàn có thể chấp nhận trong thực tế. Nó còn cho thấy gia công rotor CIC bằng máy cắt dây cho độ chính xác biên dạng cao.

5. KẾT LUẬN

Thiết kế, gia công và đánh giá độ chính xác biên dạng của rotor là những nhiệm vụ cần thiết, mang tính tuần tự và tính phản hồi của quá trình thiết kế và gia công rotor nhằm thỏa mãn mục đích nâng cao khả năng làm việc và hiệu suất của bơm kiểu roots. Nghiên cứu này đã đề xuất một biên dạng mới của rotor bơm kiểu roots trên cơ sở kết hợp các đường cong cung tròn, đường thân khai và cung tròn gọi là rotor dạng CIC. Ngoài ra, nghiên cứu cũng đề xuất và thử nghiệm gia công rotor CIC bằng máy cắt dây và đánh giá độ chính xác biên dạng của rotor sau khi gia công. Trên cơ sở các kết quả của nghiên cứu, một số kết luận được rút ra như sau:

- Kết hợp các đường cong cung tròn, đường thân khai và cung tròn là một phương án khả thi để thiết kế biên dạng rotor mới cho bơm kiểu roots. Biểu thức cho việc xác định dữ liệu điểm của biên dạng rotor được đưa ra rõ ràng ở các biểu thức (4), (5) và (6);

- Sử dụng máy cắt dây là một phương án đơn giản, dễ sử dụng để gia công biên dạng rotor CIC;

- Độ chính xác biên dạng của rotor có thể được đánh giá thông qua so sánh dữ liệu điểm theo lý thuyết và theo kết quả đo thực nghiệm trên máy CMM. Kết quả so sánh cho thấy sự trùng khớp khá cao giữa biên dạng rotor lý thuyết và biên dạng rotor sau gia công (trên 99%). Kết quả này khẳng định gia công rotor CIC trên máy cắt dây là một lựa chọn phù hợp, đảm bảo độ chính xác biên dạng rotor và hoàn toàn khả thi trong sản xuất. ❖

Ngày nhận bài: **12/4/2024**

Ngày phản biện: **28/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Faydor L. Litvin and Alfonso Fuentes, 2004. "Gear Geometry and Applied Theory", the second edition, Cambridge University Press.
- [2]. Hwang Y-W, Hsieh C-F, 2006. "Study on high volumetric efficiency of the Roots rotor profile with variable trochoid ratio". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 220(9): 1375-1384. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES176>.
- [3]. Chiu-Fan Hsieh, Yii-Wen Hwang, 2008. "Tooth profile of a Roots rotor with a variable trochoid ratio", Mathematical and Computer Modelling, 48 (1,2), 19-33, <https://doi.org/10.1243/09544062JMES176>.
- [4]. Chiu-Fan Hsieh, 2015. "A new curve for application to the rotor profile of rotary profile of rotary lobe pumps", Mechanism and Machine Theory, (87), 70-81, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.12.018>.
- [5]. Kang, YH., Vu, HH, 2014. "A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment". J Mech Sci Technol, 28, 915-926. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1159-7>.
- [6]. Ligang Yao, Zhonghe Ye, Jian S. Dai, Haiyi Cai, 2005. "Geometric analysis and tooth profiling of a three-lobe helical rotor of the Roots blower", Journal of Materials Processing Technology, (170)(1-2): 259-267, <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2005.05.020>.
- [7]. Mimmi G, Pennacchi P, 1999. "Analytical model of a particular type of positive displacement blower". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.;213(5):517-526. <https://doi.org/10.1243/0954406991522743>.
- [8]. Lê Đức Tùng, 2022; "Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số công nghệ tới năng suất và độ nhám bề mặt khi gia công bánh răng không tròn trên máy cắt dây", Luận văn Thạc sĩ kỹ thuật Cơ khí, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên.
- [9]. Phan Ngọc Tuấn, Dương Quốc Hiếu, Trần Thế Văn, Vũ Đức Phúc, 2023; "Tối ưu hóa độ nhám bề mặt khi gia công rotor của bơm chân không trên máy cắt dây bằng phương pháp Taguchi", Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên.; 37; 117-122.
- [10]. Vũ Quang Hà, 2012; "Nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ công nghệ đến năng suất và chất lượng bề mặt khi gia công bằng phương pháp cắt dây tia lửa điện", Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật ngành Công nghệ Chế tạo máy, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [11]. Gadakh, V. S, 2012. "Parametric optimization of wire electrical discharge machining using topsis method", Advances in Production Engineering & Management 7, 3, 157-164. <https://doi.org/10.14743/APEM2012.3.138>.
- [12]. Minh-Thuan Hoang, Yu-Ren Wu, 2021. "Error compensation method for milling single-threaded screw rotors with end mill tool", Mechanism and Machine Theory, 157, 104170, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104170>.
- [13]. Hoàng M-T, Wu Y-R, 2021. "Inter-lobe clearance estimation for twin-screw rotor pairs with point-meshing features". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering.;235(2):560-570. <https://doi.org/10.1177/0954408920971399>.

ỨNG DỤNG CÔNG NGHỆ CAD/CAM TRONG GIẢNG DẠY THIẾT KẾ THỜI TRANG

APPLYING CAD/CAM TECHNOLOGY IN TEACHING FASHION DESIGN

Nguyễn Gia Phong

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

TÓM TẮT

Phần mềm thiết kế hiện đại có sự hỗ trợ của máy tính cung cấp khả năng cải thiện độ chính xác, năng suất và tổ chức luồng thông tin. Hệ thống máy tính cho phép tạo hình ảnh và minh họa sản phẩm hai chiều và ba chiều. CAD/CAM là một phần mềm chuyên dụng, có tính năng thiết kế rất hữu ích cho ngành dệt may thời trang. Do đó, các trường đại học trong và ngoài nước đã và đang áp dụng để giảng dạy. Bài báo đã nghiên cứu phân tích tính năng của phần mềm để ứng dụng vào thiết kế ngành dệt may, hướng dẫn sinh viên vận dụng phần mềm. Sau khóa học, sinh viên có thể nhập và xuất các khối mẫu trong các hệ thống CAD khác nhau, tạo và sử dụng các bảng phân loại cho thiết kế hàng may mặc, tạo các khối mẫu mô hình bằng phiên bản đồ họa, cũng như tạo các mẫu từ mô hình hoặc các khối cơ bản.

Từ khóa: CAD/CAM; Thiết kế quần áo; Tạo mẫu; Thử quần áo ảo.

ABSTRACT

Modern computer-aided design software offers the ability to improve accuracy, efficiency, and organizational flow information. The computer system allows for the creation of two-dimensional and three-dimensional product images and illustrations. CAD/CAM is a specialized software with very useful design features for the fashion textile industry. Therefore, domestic and foreign universities have been applying it to teaching. The article researched the software's analytical capabilities for application to textile design and guided students in using the software. After the course, students will be able to import and export solid models in various CAD systems, create and use table partition types for defaultable design rows, also create solid models using map versions like creating patterns from models or building blocks.

Keywords: CAD/CAM; Clothing design; Pattern making; Garment virtual try-on.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Phần mềm thiết kế hiện đại có sự hỗ trợ của máy tính cung cấp khả năng tránh các thao tác nhỏ và công việc thủ công, nâng cao độ chính xác, năng suất và tổ chức luồng thông tin [1]. Việc sử dụng các hệ thống thiết kế hàng may mặc không bao gồm việc chuẩn bị mẫu thủ công tốn thời gian, tạo bố cục và sắp xếp lại thông tin bằng văn bản. Các hệ thống máy tính nhằm mục đích thực hiện từng quy trình đơn lẻ và tích hợp tất cả các quy trình thành một luồng chung, để tổ chức hậu cần và tính di động của các nhiệm vụ công việc [2].

Việc tin học hóa các quy trình khác nhau trong ngành may mặc là cần thiết để giảm giá thành sản phẩm và nâng cao khả năng cạnh tranh. Thiết kế hỗ trợ máy tính (CAD) là việc sử dụng máy tính để phát triển kỹ thuật. Phần mềm thiết kế trên máy tính thường hoạt động ở chế độ hộp thoại và sử dụng phần mềm được thiết kế đặc biệt để phát triển các đối tượng cụ thể trong ngành, đầu vào/đầu ra của đồ họa, máy quét và các thiết bị từ xa khác.

Phần mềm cho phép tạo hình ảnh và minh họa sản phẩm hai chiều, ba chiều [3]. Có thể tạo các mẫu may mặc có sự hỗ trợ của máy tính, sự chuyển màu và mẫu ảo đầu tiên của mẫu – những hoạt động có sự hỗ trợ của phần mềm như vậy giúp giảm đáng kể mức tiêu thụ thời gian và chi phí cần thiết để thiết kế một sản phẩm. Chi phí của một sản phẩm có thể được tính toán với sự trợ giúp của phần mềm quản lý sản phẩm theo các thông số phát triển, cách bố trí mẫu, chi phí dệt may, độ phức tạp và thông số kỹ thuật của mẫu cũng như kinh nghiệm trước đây của công ty được lưu trữ trong cơ sở dữ liệu. Mặc dù phần mềm tạo điều kiện thuận lợi đáng kể cho việc phát triển sản phẩm nhưng kiến thức và kỹ năng của người dùng vẫn rất quan trọng [4-6].

2. SỬ DỤNG PHẦN MỀM CAD/CAM TRONG GIẢNG DẠY

Mô phỏng thời trang ảo 3D được cung cấp bởi phần mềm CAD LECTRA. Mục tiêu và mục đích của khóa học là cung cấp cho học viên kiến thức và kỹ năng cần thiết để làm việc với phần mềm CAD LECTRA, cũng như giới thiệu cho học viên về thiết kế thời trang 3D.

Học viên cần tiếp thu kiến thức về: cấu trúc của phần mềm CAD thời trang LECTRA; nguyên tắc và chức năng phát triển trên cơ sở Modaris V6R1; nguyên tắc thiết kế mẫu may mặc; quy tắc phân loại mẫu theo kích thước; định nghĩa về một phong cách và các phiên bản của nó; phân hệ tạo marker Diamino V5R4; lựa chọn kiểu dáng và kích cỡ; tạo điểm đánh dấu trên vải với các thông số xác định và thay đổi; thông số kỹ thuật may mặc trước khi sản xuất sử dụng KaledoStyle V2R2; chuẩn bị các khối mẫu để mô phỏng 3D trong CAD LECTRA Modaris 3D Fit V5R2.

Thiết kế trang phục thực tế – các tác vụ được thực hiện thủ công, sau đó được thực hiện trên máy tính với sự trợ giúp của phần mềm CAD/CAM. Qua đó, kiến thức hiện có được mở rộng, tiếp thu kiến thức mới và nâng cao năng suất làm việc cũng như việc sử dụng phần mềm CAD/CAM.

Các phần mềm được sử dụng cho đến nay đã cho phép thực hiện tất cả các nhiệm vụ thiết kế – tạo bản vẽ thời trang, tạo ra các phiên bản của nó, tạo hình ảnh trực quan, phát triển, lấy và vẽ các mẫu, tạo mẫu, tạo điểm đánh dấu. Tuy nhiên, gần đây với nhu cầu thiết kế hàng may mặc theo kích thước, xu hướng mở rộng hệ thống CAD thời trang 2D thành CAD 3D [7-9]. Màn hình ảo may mặc 3D là một trong những ngành thú vị nhất trong lĩnh vực thời

trang – dưới dạng biểu diễn ảo 3D của thời trang mang lại tiềm năng cao cho thiết kế, phát triển hàng may mặc và tiếp thị: danh mục sản phẩm, thương mại điện tử, sản xuất theo kích thước [10-13].

Đây không chỉ là cơ sở lý thuyết được mở rộng trong quá trình tiếp thu phần mềm CAD/CAM mà còn là thử nghiệm thực tế các mẫu bằng cách in chúng và may quần áo, cũng như thiết kế trong môi trường ảo – những kết quả này phải được so sánh và đưa ra kết luận, được rút ra liên quan đến hoạt động của phần mềm.

3. VAI TRÒ CỦA PHẦN MỀM CAD/CAM TRONG GIÁO DỤC

Một trong những giai đoạn tạo ra sản phẩm may mặc quan trọng nhất là xây dựng các phần mềm cung cấp chu trình sản xuất và phát triển hàng may mặc đầy đủ rất quan trọng đối với hoạt động sản xuất và phục vụ cho mục đích giáo dục [14-15].

Nhiệm vụ dành cho học viên làm việc với phần mềm CAD/CAM [16] là các nhiệm vụ sản xuất kết hợp: tạo các mẫu quần áo có sự hỗ trợ của máy tính, chuyển màu và mẫu ảo đầu tiên của kiểu. Thiết kế trang phục được thực hiện tuần tự trong một khóa học và quá trình này được chia thành các giai đoạn sau:

- Thu thập dữ liệu nhân trắc học, tính toán mức độ thuận tiện, phát triển công trình cơ bản trong CAD GRAFIS. Xuất các mục dữ liệu đồ họa của cấu trúc cơ bản sang CAD LECTRA, phát triển bố cục mẫu.

- Đầu vào dữ liệu nhân trắc học để tham số hóa ma-nơ-canh, phát triển ma-nơ-canh được cá nhân hóa trong CAD LECTRA. Mô

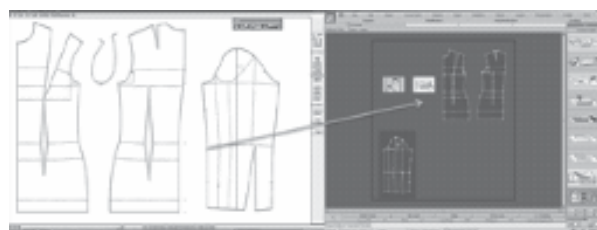
phỏng cấu trúc cơ bản trong môi trường 3D trong CAD LECTRA, so sánh các bức ảnh mô phỏng và mô hình.

- Phát triển các bản vẽ mô hình, trang trí, lựa chọn vật liệu dệt, giải pháp hoa văn và màu sắc, tạo ra các biến thể khác nhau trong CAD LECTRA.

- Xây dựng hình ảnh sơ đồ của mô hình công trình xây dựng. Xây dựng mô hình, lưu dữ liệu vào CAD LECTRA.

- Xử lý dữ liệu đồ họa để chuẩn bị làm việc với mô phỏng 3D trong CAD LECTRA. Bất chước tất cả các mô hình trong môi trường 3D trong CAD LECTRA, đánh giá hình thức bên ngoài của mô hình.

3.1. Nhập và xuất mẫu



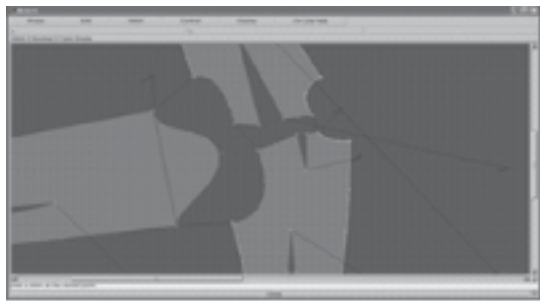
Hình 1. Xuất các mẫu từ CAD GRAFIS sang CAD/CAM LECTRA

Để phát triển các mẫu xây dựng cơ bản, trước hết phải chọn phương pháp thiết kế phù hợp trong CAD GRAFIS cho từng loại cụ thể. Việc thu thập dữ liệu nhân trắc học phải được mô tả ngắn gọn; bảng đo lường với các số đo cơ thể riêng lẻ cần thiết cho việc sử dụng CAD GRAFIS, phải chèn phép tính trợ cấp dễ dàng theo phân loại. Việc xây dựng cơ bản phải được lựa chọn cho đã phát triển bảng/kích thước đo lường riêng lẻ và các mức cho phép dễ dàng; thiết kế tương tác phải được thực hiện để dễ dàng sử dụng trợ cấp, các giá trị trợ cấp dễ dàng phải được chứng minh. Nếu mô hình cơ bản của

bộ sưu tập theo kế hoạch không phải là một cấu trúc cơ bản thì phải thực hiện mô hình hóa, các mẫu không có các biện pháp vượt quá đường nối phải được thiết kế – bằng cách này, các mẫu có thể được xuất sang CAD/CAM LECTRA mà không cần thay đổi các mẫu về mặt đồ họa. Các mẫu đã tạo sẽ được in (để cắt mô hình đã may) và xuất sang CAD/CAM LECTRA để tạo mô hình ảo (Hình 1).

3.2. Xác minh mẫu

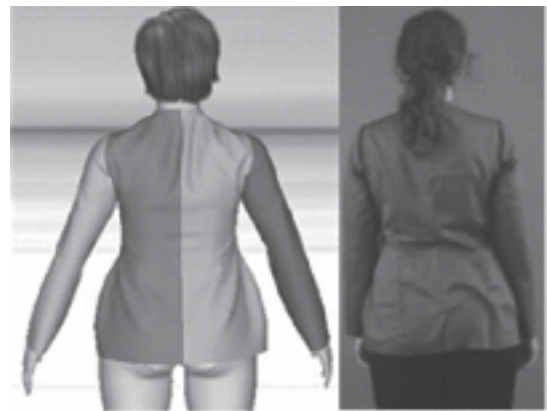
Để tạo mô hình trong môi trường ảo, một số hoạt động phải được thực hiện. Các mẫu phải được xử lý theo yêu cầu của hệ thống mô phỏng 3D. Bộ mẫu phải được xác định trong hệ thống và số mẫu và định nghĩa đối xứng phải được thực hiện trong biến thể hệ thống con của nó. Việc xác định đường may phải được thực hiện thông qua hệ thống con này trong hệ thống con 3D Fit Stitching (Hình 2), cũng như cần xác định điểm trượt cho tất cả các bộ phận cơ thể, lỗ cổ và các bộ phận khác,...



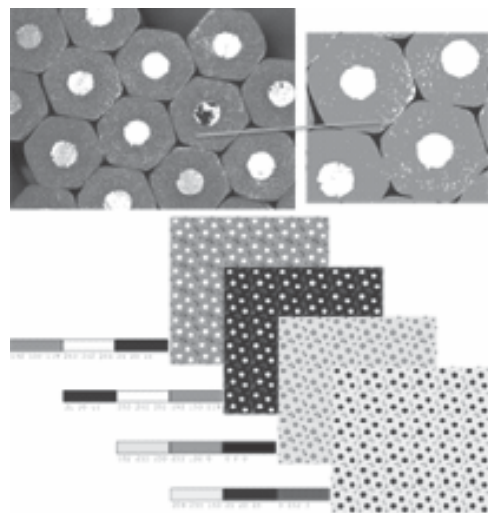
Hình 2. Định nghĩa đường may – một mảnh (Inese Pazāne)

Để có thể so sánh quần áo được may và quần áo được tạo ra ảo, một ma-nơ-canh tham số được cá nhân hóa được phát triển. Phần mềm này cung cấp các mẫu ma-nơ-canh được chế tạo khác nhau dành cho nam giới, phụ nữ và trẻ em ở các độ tuổi khác nhau. Để tham số hóa 3D của một ma-nơ-canh, việc nhập dữ liệu nhân trắc học được thực hiện và kết quả là một ma-

nơ-canh được cá nhân hóa được tạo ra trong phần mềm MODARIS 3D Fit, các điểm trượt xác định được kiểm tra, mô hình đã chuẩn bị được mở ra, một phiên bản được chọn với các kết nối đường may xác định và các điểm trượt xác định, một loại vải thích hợp được chọn, với quần áo được may bởi cấu trúc sợi và màu sắc của nó. Phần mềm phản ánh các bước của quá trình lắp ảo. Các bộ phận được tự động đặt lên ma-nơ-canh, sau đó tiến hành trải vải. Quần áo thành phẩm có thể được nhìn từ các góc độ khác nhau và có thể đo được độ căng và độ vừa vặn.



Hình 3. So sánh mô hình – nhìn từ phía sau (Annija Kesele)

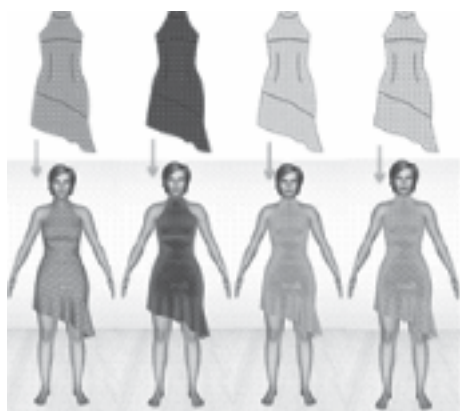


Hình 4. Mẫu in (bút chì), các biến thể hình ảnh và màu sắc được giảm thiểu

Các hình ảnh mô phỏng được phát triển phải được so sánh với ảnh mẫu may thật. Việc so sánh phải được thực hiện từ ba góc độ (mặt trước, mặt bên và mặt sau). Cần phải đánh giá hình thức và độ vừa vặn của từng mẫu (thật hay nhái) và so sánh chúng với nhau (Hình 3).

3.3. Thiết kế trực quan của một mô hình

Các bản vẽ kỹ thuật, mô tả mô hình, sơ đồ cắt đường may và thông số kỹ thuật phải được phát triển cho mô hình đã chọn. Một (hoặc một số) loại vải dệt thích hợp phải được chọn cho mẫu đã phát triển, các đặc tính của nó phải được mô tả ngắn gọn, mẫu phải được quét và thêm vào. Sự lựa chọn phải hợp lý. Một bức tranh, một đồ vật, một phong cảnh hoặc một đồ vật truyền cảm hứng khác phải được tìm thấy.



Hình 5. Phiên bản mẫu in – bản vẽ kỹ thuật và mô hình 3D

Màu hình ảnh phải được chọn trong CAD LECTRA để sử dụng nó cho việc tạo ra bộ sưu tập phiên bản màu vật liệu dệt. Tùy theo chủ đề của nguồn cảm hứng, một số (ít nhất là 3) mẫu in phải được tạo trong CAD LECTRA – sọc, ca rô, chấm, thiết kế hoa, mẫu lớn, mẫu nhỏ, v.v. Số lượng bản in phụ thuộc vào cảm hứng và các chi tiết cụ thể của mô hình. Phải tạo 2-3 phiên bản màu cho các phiên bản in đã chuẩn bị sẵn (Hình 4).

Chèn màu sắc, hình in, họa tiết vào bản vẽ mẫu theo concept. Mô hình đã chuẩn bị phải được thể hiện bằng tất cả các biến thể màu sắc (Hình 5).

4. KẾT LUẬN

Thiết kế trang phục là sự phát triển của một tổ hợp tài liệu kỹ thuật đảm bảo việc sản xuất hàng may mặc. Trong tài liệu kỹ thuật, mô hình trang phục được mô tả bằng đồ họa, số học và bằng lời nói. CAD có một vai trò quan trọng trong việc tạo ra tài liệu này.

Phần mềm CAD cho phép tạo hình ảnh và minh họa sản phẩm hai chiều và ba chiều. Có thể tạo các cấu trúc quần áo có sự hỗ trợ của máy tính, các cấp độ chuyển màu và mẫu ảo đầu tiên của mô hình. Những hoạt động có sự hỗ trợ của máy tính như vậy làm giảm đáng kể thời gian tiêu thụ và chi phí cần thiết để thiết kế một sản phẩm. Giá thành sản phẩm có thể được tính toán bằng công cụ hệ thống quản lý sản phẩm dựa trên các thông số phát triển, cách bố trí mẫu, chi phí dệt may, độ phức tạp và thông số kỹ thuật của mẫu cũng như kinh nghiệm trước đây của công ty được lưu trữ trong cơ sở dữ liệu.

Phần mềm thiết kế hiện đại có sự hỗ trợ của máy tính cung cấp khả năng tránh công việc thủ công, nâng cao độ chính xác, năng suất và tổ chức luồng thông tin. Việc sử dụng các hệ thống thiết kế hàng may mặc không bao gồm việc chuẩn bị mẫu thủ công tốn thời gian, tạo bố cục và sắp xếp lại thông tin bằng văn bản. Các hệ thống máy tính nhằm mục đích thực hiện từng quy trình đơn lẻ và tích hợp tất cả các quy trình thành một luồng chung, để tổ chức hậu cần và tính di động của các nhiệm vụ công việc.



Sau khóa học, học viên có thể nhập và xuất các khối mẫu trong các hệ thống CAD khác nhau, tạo và sử dụng các bảng phân loại cho thiết kế hàng may mặc, tạo các khối mẫu mô hình bằng phiên bản đồ họa, cũng như tạo các mẫu từ mô hình hoặc các khối cơ bản. Khả năng làm việc với các chức năng như vậy đã được thể hiện trong các phòng thí nghiệm máy tính.

Học viên có thể tạo ra các mẫu kiểu hoặc các khối cơ bản và thông số kỹ thuật. Trong dự án nghiên cứu, học viên thể hiện kỹ năng của mình để tạo ra các bước thiết kế và phát triển hợp lý và hiệu quả, đồng thời sử dụng các nguyên tắc và chức năng phát triển của hệ thống cũng như các tham số có thể thay đổi của mẫu. Học viên có thể tạo các mẫu mô hình và thực hiện mô phỏng 3D trong hệ thống CAD Lectra. Trong dự án nghiên cứu, các học viên chứng tỏ khả năng tạo mô phỏng 3D hàng may mặc chính xác, sửa lỗi và tạo ra thiết kế trực quan. ❖

Ngày nhận bài: **16/6/2024**

Ngày phản biện: **12/7/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Beazley Alison & Bond Terry. *Computer-aided pattern design & product development* [Book]. UK: Blackwell Publishing, 2003. - p. 220. - ISBN 1-4051-0283-7.
- [2]. Viļumsone Ausma & Dāboliņa Inga. *Applications of Virtual Reality 3rd chapter Virtual Garment Creation*. [Book]. Rijeka: InTech, 2012. - 210 lpp. ISBN 978-953-51-0583-1.
- [3]. D'Apuzzo Nicola. *Recent Advances in 3D Full Body Scanning With Applications to Fashion and Apparel* [Article] // Optical 3-D Measurement Techniques IX. - Vienna, Austria: 2009. - p. 10.
- [4]. Beazley Alison un Bond Terry. *Computer-aided pattern design & product development* [Book]. - UK: Blackwell Publishing, 2003. - lpp. 220. ISBN 1-4051-0283-7.
- [5]. Fan J.Yu W., Hunter L. *Clothing appearance and fit: Science and technology* [Book]. -Cambridge, England: WoodheadPublishingLimited, 2004. - lpp. 240. - ISBN0-8493-2594-3.
- [6]. Hannelore Eberle, *Hermann Hermeling un Hornberger Marianne, et.al. Clothing Technology* [Book] / red. Roland Kilgus. - Wuppertal, Germany: Verlag Europa-Lehrmittel, 1999, 2nd English Edition, p. 256. - ISBN 3-8085-6222-6.
- [7]. D'Apuzzo Nicola. *Feasibility study: Full Body Scanning, Virtual-Try-On, Face Scanning, Virtual-Make-Over with application in apparel*. [Report]. - Zürich, Switzerland: Hometrica Consulting, 2008.
- [8]. Dāboliņa Inga and Viļumsone Ausma. *Trīsdimensiju antropometriskā modelēšana/ Three dimensional anthropometrical modelling* [Article] // RTU scientific articles, 2007. - Part 9: Material Science, Vol. 2, p. 103-110. - ISSN 1691-3132-2007-2.
- [9]. Dekker L. [a.o.]. *Building Symbolic Information for 3D Human Body Modelling from Range Data* [Article] // Proceedings of the Second International Conference on 3-D Digital Imaging and Modelling. - Ottawa, Canada: [no title], October, 1999 - IEEE Computer Society, p. 388 - 397.
- [10]. Fan J. Yu W., Hunter L. *Clothing appearance and fit: Science and technology* [Book]. - Cambridge, England: Woodhead Publishing Limited, 2004. - p. 240. - ISBN 0-8493-2594-3.
- [11]. Istook Cynthia L. Hwang Su-Jeong. *3D body scanning systems with application to the apparel industry* [Article] // Journal of Fashion Marketing and Management. - Henry Stewart Publications 1361-2026, 2001, Vol. II, p. 120 - 132.
- [12]. Kang Tae Jin and Kim Sung. *Min Optimized garment pattern generation based on three-dimensional anthropometric measurement* [Magazine] // International Journal of Clothing Science and Technology. - 0955-6222: MCB University Press Ltd, 2000 - 4, Vol. 12, p. 240 -254.- ISSN: 0955-6222.
- [13]. Siegmund Jana [a.o.]. *Development of parametric virtual dummies; 3D patterning of corsetry* [Magazine] // Textile Network. - Dresden: apparel, 2007, 7 - 8. - TU Dresden.
- [14]. RazdomahinsNikolajs, ViļumsoneAusma and Dāboliņa Inga. *CAD of the clothing industry* [Article] // RTU Scientific article corpus. - Riga : 2007. – Textile and Clothing Technology – part 9: Material Science, Vol. 2. - p. 111 - 116.
- [15]. Sungmin Kim and Chang Kyu Park. *Basic garment pattern generation using geometric modelling method* [Magazine]. - South Korea: Emerald Group Publishing Limited, 2007. - Vol. 19. No.1. p. 7 - 17. - DOI 10.1108/09556220710717017.
- [16]. ViļumsoneAusma and Dāboliņa Inga. *The Possibilities of Garment 3D Designing* [Conference] // XI International Izmir Textile and Apparel Symposium. - Izmir: Ege University Textile Engineering Department, Year 2007. - p. 161 - 170. - Proceedings.

ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA TIẾT DIỆN ĐƯỜNG ỐNG VÀ KÍCH THƯỚC XI LANH CHÍNH ĐẾN SỰ CHUYỂN DỊCH CỦA PISTON XI-LANH CÔNG TÁC TRONG HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG THỦY LỰC TRÊN XE DU LỊCH

ASSESSING OF PIPING SECTION AND MASTER CYLINDER SIZE ON THE TRANSITION OF WORKING CYLINDER PISTON IN HYDRAULIC DRIVE BRAKE SYSTEM ON PASSENGER CARS

Nhã Tường Linh

Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Việt Nam là quốc gia có tỷ lệ sở hữu ô tô tăng nhanh nhất thế giới [1]. Có đến 70% số ô tô đang lưu hành là xe du lịch, xe tải cỡ nhỏ, trung bình [2] và những phương tiện này đều được trang bị hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Việc nghiên cứu về hệ thống phanh thủy lực đóng vai trò quan trọng trong việc đưa ra những giải pháp, cải tiến công nghệ nhằm giảm thiểu tai nạn, cải thiện tình hình giao thông. Trên các điều kiện thực tế kết hợp với các lý thuyết chất lỏng thủy lực, nhóm tác giả tiến hành xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả hệ thống phanh dẫn động thủy lực. Thông qua phương pháp mô phỏng tập trung xây dựng các phương trình chuyển động, phương trình dòng chảy và phương trình lưu lượng [3], phương pháp mô phỏng Runge – Kutta để mô tả chi tiết các quá trình xảy ra trong hệ thống [4]. Các kết quả về thời gian và quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết. Tiến hành khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu như: tiết diện xi lanh chính, đường ống dẫn dầu, xi lanh công tác so sánh với tiêu chuẩn ECE R13 [5] và TCVN 5658-1999 [6]. Các kết quả cho thấy, thông số kết cấu tuy không gây ảnh hưởng lớn đến độ trễ trong hệ thống nhưng lại gây quá độ, thay đổi kích thước các chi tiết dẫn đến hệ thống sẽ phải bố trí lại sao cho phù hợp với thiết kế của xe.

Từ khóa: *Hệ thống phanh dẫn động thủy lực; Mô phỏng tập trung; Mô phỏng Runge – Kutta; Kích thước xi lanh chính; Tiết diện đường ống dẫn dầu; Xi lanh công tác.*

ABSTRACT

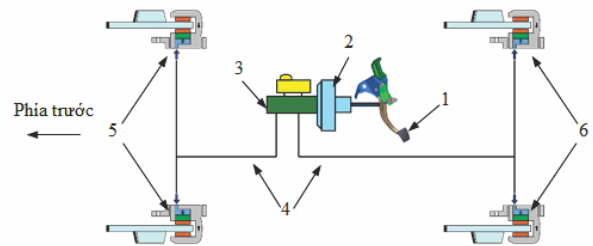
Vietnam is the country with the fastest growing car ownership rate in the world [1]. Up to 70% of cars in circulation are passenger cars and small and medium-sized trucks [2] and these vehicles are all equipped with hydraulic brake systems. Research on hydraulic brake systems plays an important role in providing solutions and technological improvements to reduce accidents and improve traffic conditions. Based on actual conditions combined with hydraulic fluid theories, the authors proceed to build a system of differential equations describing the hydraulic brake system. Through the simulation method focusing on building the equations of motion, flow equations and

flow equations [3], Runge – Kutta simulation method to describe in detail the processes occurring in the system [4]. The results on time and pressure rise law are consistent with theory. Conduct surveys and evaluate the effects of structural parameters such as: main cylinder cross-section, oil pipeline, working cylinder compared with ECE R13 standards [5] and TCVN 5658-1999 [6]. The results show that, although the structural parameters do not greatly affect the latency in the system, they do cause transients and changes in the size of details, leading to the system having to be rearranged to suit the design, vehicle design.

Keywords: Hydraulic brake system; Centralized simulation; Runge – Kutta simulation; Main cylinder size; Oil pipeline cross section; Working cylinder.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Hệ thống phanh dẫn động thủy lực sử dụng xi lanh chính hai dòng được sử dụng phổ biến hiện nay trên xe du lịch và xe tải cỡ nhỏ, trung bình. Khi người lái tác dụng lực vào bàn đạp phanh (1); thông qua bầu trợ lực chân không (2), áp lực phanh được tạo ra từ xi lanh chính (2) qua các đường ống dẫn dầu (4) đến từng xi lanh bánh phanh xe tại các cơ cấu phanh cầu trước (5) và cầu sau (6) thực hiện quá trình phanh. Trong nghiên cứu này, hệ thống dẫn động phanh này đều phải đáp ứng yêu cầu về đảm bảo chỉ tiêu là hiệu quả phanh và ổn định hướng chuyển động khi phanh. Thông thường trên những xe ô tô hiện đại có bố trí thêm các hệ thống hỗ trợ để nâng cao hiệu quả phanh như hệ thống ABS (hệ thống chống bó cứng bánh xe), van điều hòa lực phanh LSV... Với phương pháp mô phỏng hệ thống dẫn động phanh thủy lực dựa trên mô hình đàn hồi, tác giả lựa chọn sơ đồ dẫn động phanh thủy lực bố trí độc lập hai cầu và lựa chọn xe tham khảo Corolla Altis để nghiên cứu. Do vấn đề mô phỏng bầu trợ lực phanh và hệ thống ABS khá phức tạp nên trong phạm vi của bài báo này, tác giả xin không trình bày sự ảnh hưởng của những bộ phận trên, coi như lực tác dụng của bàn đạp phanh tác dụng trực tiếp vào piston xi lanh chính. Sơ đồ dẫn động của hệ thống phanh được trình bày như trên hình 1.

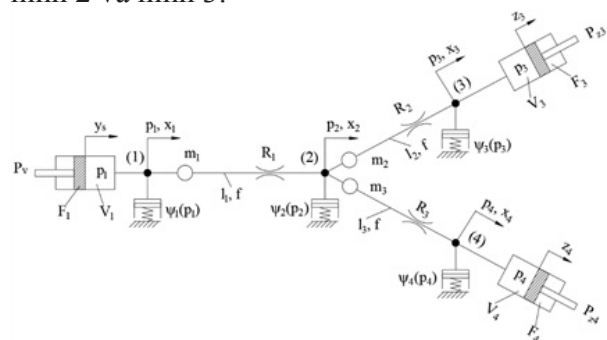


Hình 1. Sơ đồ hệ thống phanh dẫn động thủy lực trên xe du lịch 5 chỗ

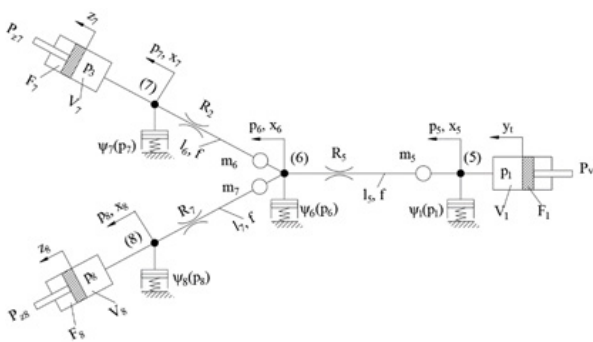
2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG THỦY LỰC

2.1. Mô hình mô phỏng hệ dẫn động phanh thủy lực hai dòng độc lập

Thông qua phương pháp mô phỏng tập trung, sơ đồ mô phỏng hệ thống phanh thủy lực sử dụng mô hình đàn hồi khi bỏ qua bầu trợ lực phanh và hệ thống ABS được trình bày trên các hình 2 và hình 3.



Hình 2. Sơ đồ mô phỏng hệ dẫn động cầu trước



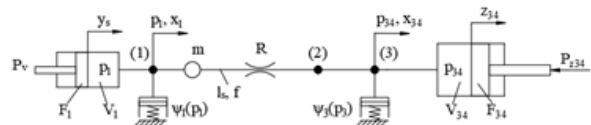
Hình 3. Sơ đồ mô phỏng hệ dẫn động cầu sau

Các thông số trong các sơ đồ hình 2 và 3 được định nghĩa như sau:

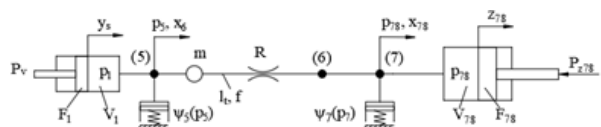
- Thể tích V_i của xi lanh chính tập trung tại nút (1), (5); Thể tích của đường ống tập trung tại nút (2);
- Thể tích khoang công tác của xi lanh phanh bánh xe V_i tập trung tại nút (i) ($i = 1, 2, 3, 4$);
- Khả năng giãn nở của hệ thống được thể hiện tập trung thông qua các xi lanh có lò xo với hệ số đàn hồi $\psi_i(p_i)$ ($i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$);
- Các nút (i) chia hệ thống làm i đoạn với chiều dài đường ống là l_i . Mỗi đoạn có khối lượng chất lỏng tương ứng là m_i và sức cản thủy lực là R_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$);
- Y_s, Y_i là các dịch chuyển piston của xi lanh chính cầu sau và trước;
- z_i là các dịch chuyển của các piston xi lanh chấp hành các bánh xe cầu sau và trước ($i = 3, 4, 7, 8$);
- x_i là các dịch chuyển của cột chất lỏng tại các nút tương ứng (i) ($i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8$);
- f là diện tích đường ống;

- P_{zi} là lực sinh công hữu ích tại các xi lanh chấp hành i ($i = 3, 4, 7, 8$);
- v là độ nhớt động học;
- ξ là hệ số cản cục bộ.

Trên cơ sở lý thuyết mô phỏng hệ thống phanh thủy lực [7, 8], hệ phương trình vi phân mô tả quá trình hoạt động của dẫn động phanh có chứa các hệ số $\psi_i(p_i)$ nên việc giải hệ phương trình vi phân này là vô cùng khó khăn. Nhận thấy việc rút gọn và đơn giản hóa hệ thống sẽ không làm ảnh hưởng nhiều đến tính chính xác quá trình làm việc của hệ thống. Quá trình hoạt động xảy ra tại piston xi lanh chấp hành bánh xe cầu sau và cầu trước đôi là giống nhau; coi độ cứng của các phần tử trong hệ thống đủ lớn, độ đàn hồi của chúng là không đáng kể; sử dụng mô hình đàn hồi 2 phần tử. Sơ đồ dẫn động cầu trước và cầu sau được rút gọn hình 4 và hình 5.



Hình 4. Sơ đồ mô phỏng hệ thống rút gọn phanh thủy lực cầu trước



Hình 5. Sơ đồ mô phỏng hệ thống rút gọn phanh thủy lực cầu sau

Hệ phương trình vi phân mô tả quá trình hoạt động của dẫn động phanh cầu trước sau khi rút gọn:

$$\begin{cases} p_1 = p_{34} + a_1 \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_2 \cdot \frac{dz_1}{dt} + a_3 \cdot \left(\frac{dz_1}{dt}\right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} \\ \frac{dy}{dt} = a_4 \frac{dz_1}{dt} + a_5 \frac{dp_1}{dt} \\ \frac{dz_1}{dt} = \frac{dz}{dt} + a_6 \cdot \frac{dz}{dt} \\ p_{34} F_{34} = C_{dh} \cdot z_1 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} p_1 = p_{78} + b_1 \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + b_2 \cdot \frac{dz_2}{dt} + b_3 \cdot \left(\frac{dz_2}{dt}\right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_2}{dt} \\ \frac{dy}{dt} = b_4 \frac{dz_2}{dt} + b_5 \frac{dp_3}{dt} \\ \frac{dz_2}{dt} = \frac{dz}{dt} + b_6 \cdot \frac{dz_2}{dt} \\ p_{78} F_{78} = C_{dh} \cdot z_2 \end{cases} \quad (2)$$

Hệ phương trình vi phân mô tả quá trình hoạt động của dẫn động phanh cầu trước sau khi rút gọn:

Bảng 1 dưới đây thể hiện các thông số đầu vào cho quá trình mô phỏng hệ thống phanh cầu trước và cầu sau:

Bảng 1. Giá trị đầu vào mô phỏng hệ thống phanh cầu trước và cầu sau [9]

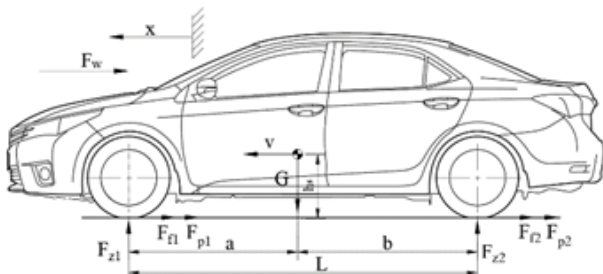
TT	Ký hiệu	Nội dung	Giá trị	Đơn vị
1	f	Tiết diện đường ống	1.26*10 ⁻⁵	m ²
2	ρ	Khối lượng riêng chất lỏng	850	kg/m ³
3	l ₁	Chiều dài đường ống cầu trước	1.5	m
4	l ₂	Chiều dài đường ống cầu sau	3.5	m
5	v	Hệ số nhớt động học chất lỏng	20.4*10 ⁻⁶	m ² /s
6	k _ε	Hệ số hiệu chỉnh	0.022	
7	ζ	Hệ số cản cục bộ	0.2	
8	F ₁	Diện tích mặt tiếp xúc xi lanh chính	3.14*10 ⁻⁴	m
9	F ₃₄	Diện tích mặt tiếp xúc xi lanh phanh	10.2*10 ⁻⁴	m
10	y _{max1}	Độ dài tương đương của xi lanh chính tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.05	m
11	y _{max2}	Độ dài tương đương của xi lanh chính tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.0243	m
12	z _{min}	Độ dài tương đương của xi lanh công tác tương ứng với thể tích chất lỏng ban đầu chứa trong chúng.	0.0035	m
13	C _{dh1}	Độ cứng đàn hồi dẫn động cầu trước	31*10 ⁶	N/m
14	C _{dh2}	Độ cứng đàn hồi dẫn động cầu sau	14,4*10 ⁶	N/m
15	ψ ₂ (p)	Hệ số giãn nở của hệ thống	1/E	m ² /N
16	k	Cường độ đạp phanh	23	1/s
17	E	Mô-đun đàn hồi chất lỏng	3.4*10 ⁹	N/m ²
18	Q _{bd}	Lực tác động lên bàn đạp	867	N
19	m	Khối lượng xi lanh công tác	0.2	kg
20	p _{max}	Áp suất cực đại	14*10 ⁶	Pa

2.2. Mô hình mô phỏng chuyển động theo phương dọc của ô tô du lịch

Khi xe chuyển động, dao động của xe ảnh hưởng đến lực tác động từ khung xe lên bánh xe từ đó ảnh hưởng đến phản lực F_z thẳng đứng từ đường lên bánh xe. Do đó, các lực bám dọc F_x và bám ngang F_y cũng bị ảnh hưởng, tác động đến hiệu quả phanh và ổn định hướng chuyển động của ô tô.

Tuy nhiên trong quá trình phanh, ảnh hưởng của dao động khung xe, dầm cầu và bánh xe rất nhỏ so với sự phân bố lại trọng lượng lên các cầu xe. Hơn nữa, do mức độ phức tạp khi mô phỏng hệ thống phanh thủy lực, và đối tượng khảo sát là quá trình phanh trên đường thẳng, bằng phẳng của xe con nên để đơn giản, các ảnh hưởng này sẽ được bỏ qua.

Các lực tác dụng vào xe khi phanh trên đường thẳng, bằng phẳng được thể hiện dưới hình gồm [10]:



Hình 6. Các lực tác dụng vào xe khi phanh trên đường thẳng, bằng phẳng

Trong quá trình phanh, xe có khối lượng m , gia tốc chuyển động của ô tô \ddot{x} chịu các phản lực từ mặt đường lên bánh xe trước, sau F_{z1} , F_{z2} ; lực cản lăn bánh xe trước, sau F_{f1} , F_{f2} ; lực phanh ở bánh xe trước, sau F_{p1} , F_{p2} ; F_w là lực cản khí động học theo phương dọc và G là trọng lượng của xe.

Phương trình chuyển động theo phương dọc của xe khi chịu tác dụng của các lực được viết như sau:

$$m\ddot{x} = F_{p1} + F_{p2} + F_w + F_{f1} + F_{f2} \quad (3)$$

Các thành phần lực cản lăn, lực cản không khí, lực phanh sinh ra tại các bánh xe trong quá trình phanh thông qua số xi lanh công tác n được đặt tại bánh xe, lực ép má phanh vào đĩa phanh P_2 , bán kính trung bình của tấm ma sát, d_1 đường kính xi lanh công tác trước, d_2 đường kính xi lanh công tác sau, hệ số cản lăn f , xe có trọng lượng G , xe có hệ số cản không khí C_w , Δ mật độ không khí, diện tích cản chính diện A và \dot{x} vận tốc tuyệt đối của ô tô so với không khí [11].

Phương trình chuyển động theo phương dọc của xe khi phanh (3) được viết lại như sau:

$$m.\ddot{x} = -\frac{n.\mu.\pi.P_2.R_{tb}.(d_1^2 + d_2^2)}{r_{bx}} - f.G - \frac{1}{2}.\Delta.C_w.A.(\dot{x})^2 \quad (4)$$

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

Từ các phương trình vi phân (1), (2), (4) đã được thiết lập ở mục 2, kết hợp sử dụng phần mềm Matlab-Simulink thiết lập các khối mô phỏng mô hình hệ dẫn động phanh thủy lực theo phương pháp mô phỏng Runge – Kutta. Chất lượng làm việc của hệ thống phanh thủy lực phụ thuộc vào nhiều thông số khác nhau. Những thông số này được chia thành hai nhóm chính: (i) Nhóm thông số kết cấu bao gồm: piston, xi lanh, đường ống, độ nhớt chất lỏng; (ii) Nhóm thông số sử dụng bao gồm: vận tốc, chất lượng mặt đường, thói quen của người lái.... Trong nội dung bài báo này, tác giả lựa chọn ba thông số kết cấu: kích thước xi lanh chính, kích thước xi lanh công tác, kích thước đường ống.

Do hoạt động của hệ thống phanh cầu trước có quy luật tương tự như hệ thống phanh cầu sau, nên trong bài báo này chỉ khảo sát các thông số cho hệ thống phanh cầu trước.

Các thông số khảo sát như sau:

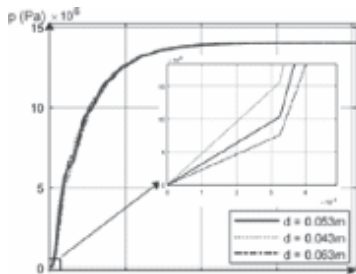
- Kích thước xi lanh công tác:
 $d_1 = 0.043\text{m}$; $d_2 = 0.053\text{m}$; $d_3 = 0.063\text{m}$;

- Kích thước đường ống:
 $d_1 = 0.002\text{m}$; $d_2 = 0.004\text{m}$; $d_3 = 0.008\text{m}$;

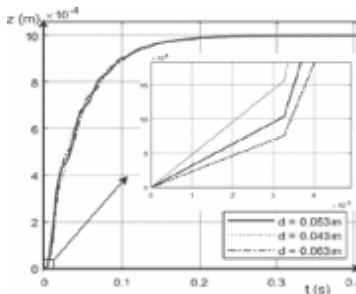
- Kích thước xi lanh chính:
 $d_1 = 0.015\text{m}$; $d_2 = 0.02\text{m}$; $d_3 = 0.025\text{m}$.

3.1. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của đường kính xi lanh công tác

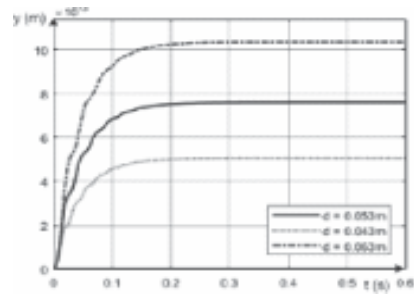
Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước xi lanh công tác: $d_1 = 0.043\text{m}$; $d_2 = 0.053\text{m}$; $d_3 = 0.063\text{m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 7. Quá trình tăng áp suất tại xi lanh công tác khi thay đổi kích thước xi lanh công tác



Hình 8. Dịch chuyển của piston xi lanh công tác khi thay đổi kích thước xi lanh công tác



Hình 9. Dịch chuyển của piston xi lanh chính khi thay đổi kích thước xi lanh công tác

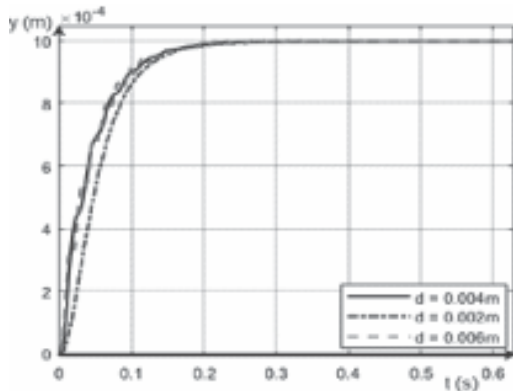
Hình 7 trình bày kết quả của quá trình tăng áp suất tại cơ cấu phanh khi thay đổi kích thước của xi lanh công tác. Kết quả cho thấy thay đổi kích thước xi lanh công tác không làm ảnh hưởng nhiều đến quá trình tăng áp suất lên hệ thống.

Hình 8 và 9 là các kết quả khảo sát dịch chuyển của piston xi lanh công tác tại cơ cấu phanh và dịch chuyển của xi lanh chính. Có thể nhận thấy rằng, các kích thước xi lanh công tác khác nhau không gây ảnh hưởng nhiều đến độ trễ tăng áp trong hệ thống, nhưng lại có sự tác động lớn đến dịch chuyển của piston xi lanh chính. Cụ thể, khi tăng đường kính xi lanh thêm 0.01 m (từ 0.053m lên 0.063m) thì dịch chuyển của piston xi lanh chính tăng từ 7.37mm lên 10.37mm, khi giảm đường kính xi lanh 0.01m (từ 0.053m xuống 0.043m) thì dịch chuyển của piston xi lanh chính giảm 2.37mm. Mặt khác, khi thay đổi kích thước xi lanh công tác sẽ làm thay đổi áp lực tác động lên các má phanh ($P_z = F.z$) và bố trí các chi tiết trong hệ thống phanh. Lực phanh quá lớn sẽ làm các bánh xe bị trượt lết, lực phanh quá nhỏ sẽ làm tăng quãng đường và thời gian phanh, không đảm bảo an toàn khi chuyển động.

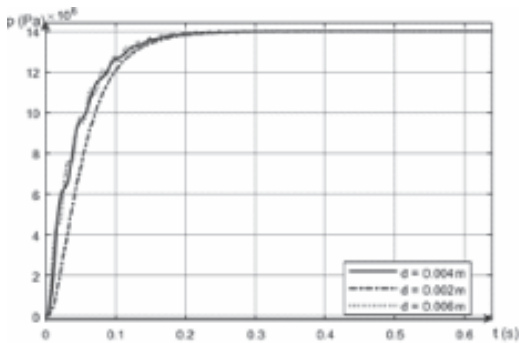
3.2. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của tiết diện đường ống

Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước

xi lanh chính: $d_1 = 0.02 \text{ m}$; $d_2 = 0.015 \text{ m}$; $d_3 = 0.025 \text{ m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 10. Dịch chuyển của piston xi lanh công tác ở cầu sau khi thay đổi kích thước ống dẫn



Hình 11. Quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước đường ống dẫn

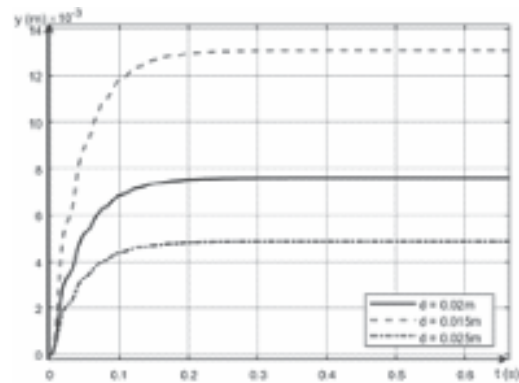
Hình 10 và 11 thể hiện quá trình chuyển động của piston xi lanh công tác và quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước ống dẫn thủy lực. Kết quả cho thấy, đường kính ống dẫn lớn sẽ làm giảm độ chậm tác dụng của hệ thống và ngược lại, đường kính ống dẫn nhỏ sẽ làm tăng độ chậm tác dụng của hệ thống.

Tuy nhiên, việc tăng kích thước ống dẫn sẽ gây ra dao động áp suất chất lỏng trong hệ thống, làm tăng thời gian quá độ của hệ thống và gây ra các tổn thất lớn. Vì vậy, kết quả này có thể được sử dụng làm cơ sở để lựa chọn các

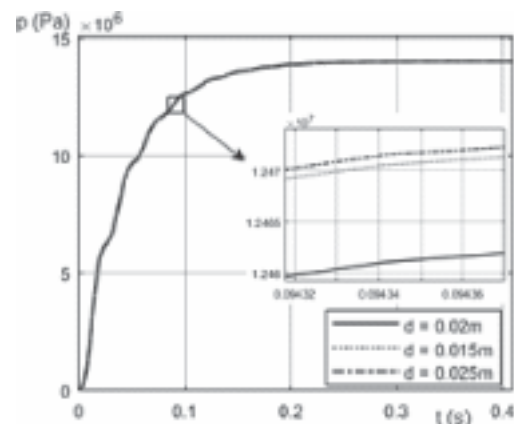
kích thước đường ống khi thiết kế cho phù hợp, giúp dễ dàng bố trí và nâng cao hiệu quả phanh.

3.3. Khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của đường kính xi lanh chính

Nhóm tác giả lựa chọn các kích thước xi lanh chính: $d_1 = 0.02 \text{ m}$; $d_2 = 0.015 \text{ m}$; $d_3 = 0.025 \text{ m}$ để khảo sát và đánh giá.



Hình 12. Dịch chuyển của piston xi lanh chính khi thay đổi kích thước xi lanh chính



Hình 13. Quá trình tăng áp suất trong hệ thống khi thay đổi kích thước xi lanh chính

Các kết quả hình 12 và 13 thể hiện chuyển động của piston xi lanh chính và quá trình tăng áp suất khi thay đổi kích thước xi lanh chính. Các kết quả cho thấy, sự thay đổi về thời gian tăng áp suất trong hệ thống không

bị ảnh hưởng nhiều khi thay đổi kích thước xi lanh chính, sự dịch chuyển của các piston trong xi lanh chính có sự thay đổi đáng kể. Cụ thể, hành trình của piston tăng lên khi kích thước xi lanh chính giảm, điều này làm cho kích thước của xi lanh chính sẽ tăng, hành trình bàn đạp sẽ dài hơn và lực tác động đầu vào của người lái lên hệ thống phanh cũng sẽ lớn hơn. Muốn lực tác động đầu vào của người lái không thay đổi thì cần thiết kế hệ thống trợ lực phanh lớn hơn, điều này sẽ làm tăng chi phí sản xuất, khó khăn trong việc bố trí các hệ thống trên ô tô. Kết quả khảo sát này có thể được sử dụng để lựa chọn xi lanh chính và bầu trợ lực.

4. KẾT LUẬN

Nhóm tác giả đã mô phỏng hoạt động, khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu trên hệ thống phanh dẫn động thủy lực và rút ra một số kết luận:

Các kết quả mô phỏng hoạt động của hệ thống phanh thể hiện được bản chất quy luật độ nhạy cao của hệ thống dẫn động thủy lực, các quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết, thời gian tăng áp từ 0 lên giá trị cực đại (p_{max}) khoảng 0.25s.

Các thông số kết cấu của hệ thống khi thay đổi sẽ ảnh hưởng tới chất lượng làm việc của hệ thống về quá trình tăng áp suất, thời gian chậm tác dụng hệ thống hành trình dịch chuyển piston xi lanh chính.

Việc đánh giá và khảo sát các thông số kết cấu có thể được sử dụng để lựa chọn các kết cấu chi tiết trên hệ thống phanh dẫn động thủy lực nhằm tối ưu hóa hệ thống và đạt được hiệu quả phanh cao nhất; Khi chuyển làn đường, người lái cần có điều khiển tùy theo trạng thái thực tế của xe.

Mô hình hóa hệ thống gồm các xi lanh chính, các đường ống và các xi lanh công tác. Sử dụng phương pháp mô phỏng tập trung xây dựng các phương trình chuyển động, phương trình dòng chảy và phương trình lưu lượng để mô tả chi tiết các quá trình xảy ra trong hệ thống. Sử dụng phương pháp mô phỏng Runge – Kutta mô phỏng quá trình hoạt động của hệ thống. Các kết quả về thời gian và quy luật tăng áp phù hợp với lý thuyết.

Kết quả khảo sát và đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu (tiết diện xi lanh chính, đường ống, xi lanh công tác) và thông số sử dụng (vận tốc trước khi phanh, điều kiện mặt đường) đến hiệu quả phanh. Các kết quả khảo sát được so sánh với tiêu chuẩn ECE R13 và TCVN 5658-1999. Các kết quả cho thấy, thông số kết cấu tuy không gây ảnh hưởng lớn đến độ trễ trong hệ thống nhưng lại gây quá độ, thay đổi kích thước các chi tiết dẫn đến hệ thống sẽ phải bố trí lại sao cho phù hợp với thiết kế của xe.

So sánh các kết quả dựa trên tính toán lý thuyết tính toán và tiêu chuẩn thực tế cho thấy kết quả thỏa mãn các điều kiện. Như vậy, phương pháp nghiên cứu mà tác giả sử dụng có độ tin cậy cao, do đó có thể sử dụng mô hình và kết quả nghiên cứu cho mục đích tính toán, kiểm tra và thiết kế hệ thống phanh thủy lực. Mặt khác, các kết quả này có thể được tham khảo để lựa chọn các chi tiết trong hệ thống phanh, cơ sở lý thuyết cho các thử nghiệm thực tế. ❖

Ngày nhận bài: 17/5/2024

Ngày phản biện: 10/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Tổ chức các nhà sản xuất Ô tô Quốc tế (OICA); *Số lượng ô tô trên 1000 người giai đoạn 2015-2020, 2020.*
- [2]. Lưu Văn Tuấn; *Kết cấu ô tô.* NXB. Giáo dục Việt Nam, 2019.
- [3]. PGS,TS. Nguyễn Trọng Hoan; *Bài giảng Động lực học các hệ thống thủy khí trên ô tô,* 2019.
- [4]. Dankan V. Gowda¹, Ramachandra A. C¹, Thippeswamy M. N¹ (2018); *Automotive braking system simulations V diagram approach,* International Journal of Engineering & Technology.
- [5]. Tiêu chuẩn châu Âu về quy định hệ thống phanh trên xe cơ giới ECE R13.
- [6]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5658-1999 về Ô tô – Hệ thống phanh – Yêu cầu chung và phương pháp thử.
- [7]. Xing-Dong Wang, Yu-Jin Hu, Cheng-Gang Li (2004), *Modelling and analysis of an air-over-hydraulic brake system,* Journal of Automobile Engineering.
- [8]. Nguyễn Trọng Hoan; *Thiết kế tính toán ô tô.* NXB. Giáo dục Việt Nam, 2019.
- [9]. Toyota Việt Nam; *Thông số kỹ thuật xe Toyota Corolla Altis 2015,* 2015.
- [10]. Võ Văn Hường, Nguyễn Tiên Dũng, Dương Ngọc Khánh, Đàm Hoàng Phúc; *Động lực học ô tô,* NXB. Giáo dục Việt Nam, 2014.
- [11]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng; *Lý thuyết ô tô máy kéo,* NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2015.

TỐI ƯU HÓA CƠ CẤU ẪN DAO CHÍNH XÁC 2 BẬC TỰ DO SỬ DỤNG THUẬT TOÁN NSGA-II VÀ ANN

OPTIMIZATION OF 2 DOF FOR HIGH PRECISION FEED DRIVE USING NSGA-II AND ANN ALGORITHM

Nguyễn Văn Khiển, Đặng Văn Hải
Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu thiết kế tối ưu cơ cấu đàn hồi 2 bậc tự do mới ứng dụng cho gia công chính xác. Trong cơ cấu đàn hồi, kết hợp khớp đàn hồi dạng bán nguyệt và các thanh đàn hồi kết hợp với các thanh cứng để tạo ra chuyển vị mong muốn. Thiết kế này được tối ưu hóa đa mục tiêu bằng kết hợp giữa RSM (Response surface methodology), ANN (Artificial Neural Network), NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm-II), TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution). Mô hình toán xấp xỉ của thiết kế được xây dựng bằng RSM-ANN và sau đó được tối ưu hóa bằng thuật toán NSGA-II, kết quả tối ưu được chọn dựa trên phân tích TOPSIS. Kết quả tối ưu hóa và mô phỏng bằng ANSYS cho thấy cơ cấu tạo được chuyển vị đầu ra $80,29 \mu\text{m}$, tần số tự nhiên đầu tiên là $617,06 \text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $62,968 \text{ MPa}$. Phương pháp đề xuất có thể được áp dụng cho các thiết kế phức tạp với các loại khớp đàn hồi khác nhau, nhiều biến thiết kế và nhiều hàm mục tiêu. Trong tương lai thiết kế tối ưu được chọn, được chế tạo bằng phương pháp cắt dây và ứng dụng gia công chính xác trên máy tiện truyền thống cũng như máy tiện CNC.

Từ khóa: Cơ cấu đàn hồi; Thuật toán di truyền; Đáp ứng bề mặt; Mạng ANN; Phương pháp TOPSIS.

ABSTRACT

This article introduces the optimal design of a new 2-degree-of-freedom compliant mechanism applied to precision machining. This paper proposes a new design of a compliant mechanism using semicircular hinges and leaf springs combined with rigid bars to create the desired displacement. This design is optimized for multiple goals by combining RSM (Response surface methodology), ANN (Artificial Neural Network), NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm-II), and TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity). The equivalent mathematical model of the design is built using RSM-ANN and then optimized using the NSGA-II algorithm, the optimal result is selected based on TOPSIS analysis. Optimization and simulation results using ANSYS show that the mechanism creates an output displacement of $80.29 \mu\text{m}$, and the first natural frequency is 617.06 Hz . The maximum stress of the compliant mechanism is 62.968 MPa . The proposed method can be applied to complex designs with different types of flexural hinges, multiple design variables, and multiple objective functions. In the future, the optimal design will be selected, manufactured by wire cutting method, and applied to precision machining on traditional lathes as well as CNC lathes.

Keywords: Compliant mechanism; NSGA-II; RSM; ANN; TOPSIS.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cơ cấu đàn hồi ngày càng được ứng dụng rộng rãi và đóng vai trò quan trọng trong các lĩnh vực kỹ thuật như: gia công cơ khí tiện chính xác [1], gia công hỗ trợ rung động bằng phương pháp phay [2], cơ cấu định vị chính xác [3], cơ cấu cân chỉnh chính xác [4], cơ cấu kẹp vật và cơ cấu gấp vật siêu nhỏ [5, 6]. Ngoài ra, cơ cấu đàn hồi còn được ứng dụng trong lĩnh vực y sinh [7], điều khiển dòng chảy chất lỏng [8], thu năng lượng [9].

Trong thiết kế cơ cấu đàn hồi, để đạt được thiết kế mong muốn, các nhà thiết kế thường sử dụng một số phương pháp như: xây dựng mô hình toán, phân tích và tối ưu hóa [10], tối ưu hóa thiết kế bằng phương pháp trực tiếp sử dụng giải thuật di truyền (genetic algorithm – GA) [1], thuật giải khác biệt (differential evolution – DE) [11], giải thuật bầy đàn (particle swarm optimization – PSO) [12], hoặc tối ưu hóa bằng phương pháp gián tiếp dựa trên thiết kế thực nghiệm kết hợp với các phương pháp tối ưu hóa như Taguchi-RSM [13], RSM-GA [14] để tìm ra thiết kế mong muốn.

Bài báo này đề xuất một thiết kế mới cho cơ cấu ăn dao chính xác 2 bậc tự do. Việc xây dựng mô hình hóa cho cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do mới kết hợp với phân tích phần tử hữu hạn dùng ngôn ngữ ADPL trong ANSYS để xây dựng mô hình cơ cấu đàn hồi. Tiếp theo tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do bằng thuật toán NSGA-II kết hợp với ANN để tối ưu hóa hàm mục tiêu mong muốn. Kết quả tối ưu được phân tích trong số Entropy bằng phương pháp TOPSIS lựa chọn lời giải tốt nhất. Phương pháp đề xuất có thể được áp dụng cho các thiết kế phức tạp với các loại

khớp đàn hồi khác nhau, nhiều biến thiết kế và nhiều hàm mục tiêu. Phương pháp thiết kế kết hợp trên được áp dụng thiết kế cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do có độ phân giải micron.

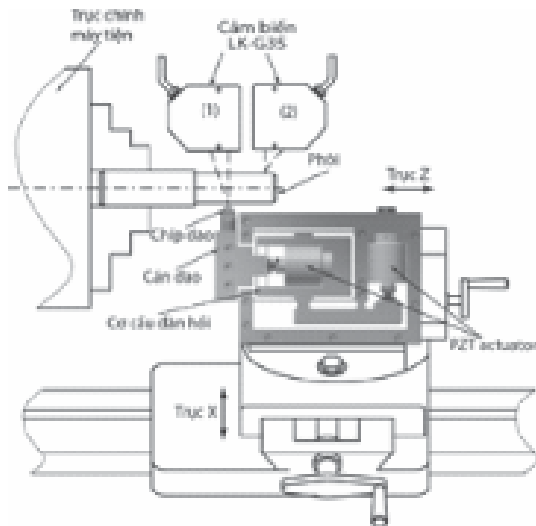
Trong tương lai, thiết kế tối ưu được chọn và được chế tạo bằng phương pháp cắt dây. Cơ cấu này sẽ được thực nghiệm và điều khiển vòng kín về chuyển vị đầu ra mong muốn của cơ cấu để gia công trên máy công cụ truyền thống cũng như máy CNC.

2. THIẾT KẾ

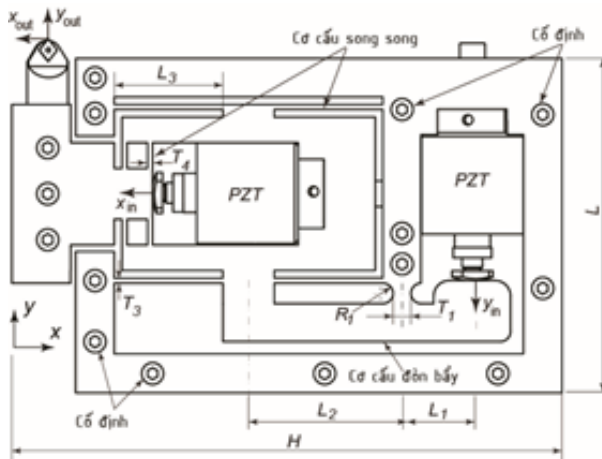
2.1. Nguyên lý hoạt động

Hình 1 và hình 2 là cơ cấu ăn dao tạo 2 chuyển động theo hai phương x và y (coi phương z và y là tương đương như nhau) độc lập với nguồn kích động là 2 PZT. Tạo chuyển vị theo phương y là sử dụng một PZT với tạo dịch chuyển đầu vào là y_{in} , nhờ cơ cấu cách tay đòn làm khuếch đại chuyển vị đầu ra, ở đầu ra của cơ cấu theo phương y có cơ cấu bốn khâu, nhằm mục đích tăng độ cứng và triệt tiêu hoàn toàn chuyển động không mong muốn theo phương x . Để tạo chuyển động theo phương x độc lập của cơ cấu ăn dao, dùng một PZT thứ hai với chuyển vị đầu vào là x_{in} và tạo chuyển vị đầu ra là x_{out} , nhờ cơ cấu bốn khâu được bố trí tạo chuyển vị theo phương x nhằm mục đích tăng độ cứng và triệt tiêu hoàn toàn chuyển động không mong muốn theo phương y . Đặc biệt của thiết kế là các chuyển động của các phương x và y được tách rời hoàn toàn, do đặc tính của thiết kế tách biệt, theo hai phương chuyển động không phụ thuộc vào nhau như hình 2.





Hình 1. Tích hợp cơ cấu ăn dao 2 bậc tự do trên máy tiện



Hình 2. Cơ cấu ăn dao chính xác hai bậc tự do dùng cơ cấu đòn bẩy

2.2. Phân tích độ khuếch đại

Trong hình 2, $(x_{in}, x_{out}, y_{in}, y_{out})$ lần lượt là các khoảng chuyển vị của cơ cấu PZT, cơ cấu đòn bẩy và cơ cấu bốn khâu song song. Từ sơ đồ động học này, mối quan hệ giữa các chuyển vị có thể dễ dàng được mô tả bởi hệ phương trình tuyến tính thuần nhất (1):

$$y_{out} - \frac{L_2}{L_1} y_{in} = 0 \quad (1)$$

Giải tìm nghiệm của hệ phương trình (1), ta có được mối quan hệ giữa y_{out} và y_{in} :

$$y_{out} = \frac{L_2}{L_1} y_{in} \quad (2)$$

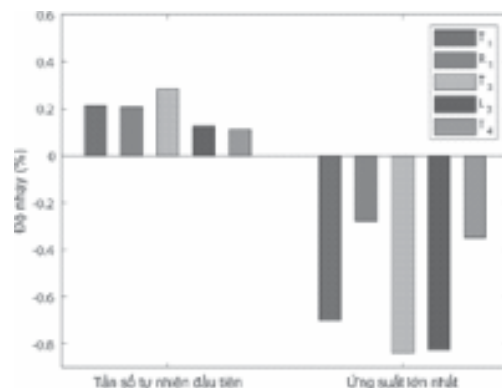
Gọi hệ số khuếch đại của cơ cấu ăn dao này là A_{amp} , hệ số này được tính theo công thức sau:

$$A_{amp} = \frac{y_{out}}{y_{in}} = \frac{L_2}{L_1} \quad (3)$$

3. TỐI ƯU HÓA

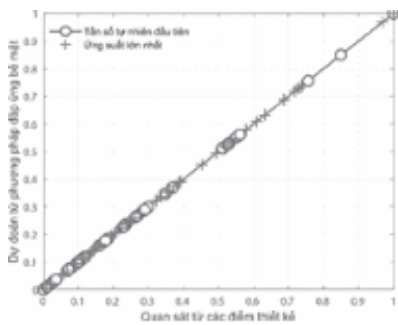
3.1. Tối ưu hóa cơ cấu ăn dao

Phân tích độ nhạy của các biến thiết kế cho phép loại bỏ các biến ít ảnh hưởng đến thiết kế và mở rộng vùng hoạt động (giới hạn) của biến thiết kế ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu mong muốn của thiết kế. Trong hình 3 cho thấy biến thiết kế T_3 có ảnh hưởng lớn nhất đến hàm mục tiêu tần số, sau đó thứ tự lần lượt là T_1, R_1, L_3, T_4 . Đối với hàm mục tiêu là ứng suất nhỏ nhất, các biến ảnh hưởng lớn nhất tới hàm mục tiêu là T_3 và L_3 , sau đó thứ tự các biến còn lại như: T_1, T_4, R_1 .



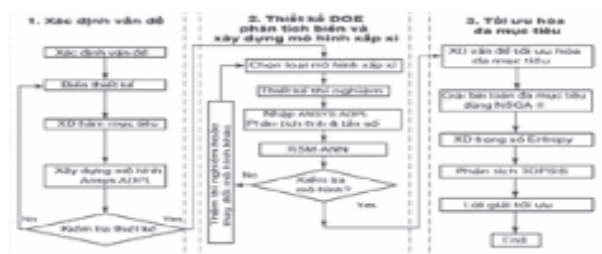
Hình 3. Độ nhạy của các biến thiết kế với các hàm mục tiêu

Trong hình 4 cho thấy các điểm dữ liệu đều nằm chính xác trên một đường thẳng. Điều đó có nghĩa là có mối tương quan rất tốt giữa các dữ liệu giám sát và dữ liệu dự đoán của các mô hình bằng cách sử dụng phương pháp kết hợp của RSM và FEA trong ANSYS. Tuy nhiên, sự biến thiên hầu như tồn tại trong bất kỳ hệ thống nào. Vì vậy, các thí nghiệm kiểm chứng sau đó sẽ tiến hành đánh giá độ chính xác dự đoán của phương pháp được đề xuất.



Hình 4. Kết quả trùng khớp giữa dữ liệu giám sát và dữ liệu dự đoán

Để đảm bảo khả năng làm việc và ứng dụng thực tế trong gia công của cơ cấu ăn dao. Tần số dao động tự nhiên cao có thể cho phép tăng tốc độ cắt gọt của cơ cấu ăn dao. Do vậy, trong bước tối ưu hóa cơ cấu đàn hồi, hàm mục tiêu được chọn là tần số tự nhiên cao và cơ cấu luôn thỏa điều kiện bền thì cực tiểu hóa ứng suất của cơ cấu là hàm mục tiêu thứ 2. Các biến thiết kế chính được thể hiện trên hình 2. Giới hạn của các biến thiết kế, điều kiện ràng buộc, hàm mục tiêu của bài toán tối ưu hóa này được thể hiện chi tiết như bảng 1.



Hình 5. Lưu đồ giải thuật tối ưu

Thuật toán tối ưu hóa như hình 5 gồm ba bước chính:

Bước 1: Xác định vấn đề thiết kế: biến thiết kế, điều kiện biên, hàm mục tiêu của thiết kế. Xây dựng mô hình hóa hình học của thiết kế bằng ADPL Ansys. Kiểm tra thiết kế ban đầu (kiểm tra điều kiện ràng buộc, chia lưới, ứng suất, hàm mục tiêu).

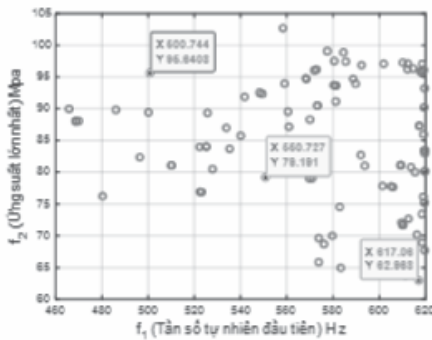
Bước 2: Chọn mô hình thiết kế gần đúng, thiết kế thực nghiệm bằng mô phỏng. Phân tích tĩnh, động lực học bằng phương pháp FEM, xây dựng mô hình toán xấp xỉ RSM-ANN. Kiểm tra mô hình phù hợp, nếu mô hình không phù hợp thì thực hiện chọn lại mô hình toán và số thí nghiệm.

Bước 3: Xây dựng bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu. Giải bài toán bằng NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto. Lựa chọn thiết kế tối ưu dùng phương pháp TOPSIS: Sử dụng thuật toán NSGA-II hướng tiếp cận tập nghiệm Pareto, tiếp theo sử dụng phương pháp TOPSIS để lựa chọn lời giải tối ưu nhất từ tập nghiệm Pareto. TOPSIS là phương pháp để đánh giá xếp hạng đối tượng được giới thiệu bởi tài liệu [15].

Bảng 1. Bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu cơ cấu ăn dao chính xác

1. Hàm mục tiêu:	
$f_1 = \text{Max}(f_0)$	(3)
$f_2 = \text{Min}(\sigma_m)$	(4)
2. Biến thiết kế: T_1, R_1, L_3, T_3, T_4	
3. Điều kiện biên:	
(i) Giới hạn biến thiết kế (mm)	
$4 \leq R_1 \leq 10$	(5)
$1.5 \leq T_1, T_3 \leq 6$	(6)
$18 \leq L_3 \leq 42$	(7)
$3 \leq T_4 \leq 6$	(8)
(ii) Hệ số khuếch đại chuyển vị $A_{amp} > 1.5$	(9)

Vật liệu của cơ cấu đàn hồi là hợp kim nhôm (7075 - T6) với các thông số của vật liệu như sau: modul đàn hồi $E = 71,7$ (GPa), hệ số Poisson là 0,33, giới hạn đàn hồi là 503 (MPa) và khối lượng riêng $\rho = 2810$ (kg/m³). Tổng số phần tử được chia lưới trong FEM cho thiết kế của bài toán là 17360 phần tử. Trong quá trình tối ưu hóa, số lượng thể hệ được thiết lập là 50 thể hệ và dân số của mỗi thể hệ là 20. Các thiết kế tối ưu của cơ cấu đàn hồi là các biến thiết kế, số lượng biến thiết kế được sử dụng trong cơ cấu này là 5 biến. Thứ tự của các biến được thể hiện cụ thể qua bảng 1.



Hình 6. Đồ thị Pareto tối ưu

Hình 6 biểu diễn đồ thị Pareto tối ưu. Mục tiêu của bài toán là cực đại hóa hàm f_1 (tần số tự nhiên) và đồng thời cực tiểu hàm f_2 (ứng suất nhỏ nhất). Tuy nhiên, trên hình 6, khi tăng tần số tự nhiên thì ứng suất lớn nhất của cơ cấu chưa thể xác định là tăng hay giảm. Như vậy có thể xảy ra sự xung đột giữa hai hàm mục tiêu này, do vậy không tồn tại một nghiệm lý tưởng vừa cực đại tần số tự nhiên, vừa đồng thời cực tiểu giá trị ứng suất của cơ cấu. Có rất nhiều sự lựa chọn các điểm thiết kế tối ưu nằm trên tập nghiệm Pareto front như trong hình 6. Vì vậy, ở đây sử dụng phương pháp TOPSIS để hỗ trợ việc ra quyết định chọn điểm nào là nghiệm tối ưu tốt nhất. Các trọng số (Weight factors) được tính toán bằng phương pháp Entropy dựa trên giá trị của các hàm mục tiêu. Trong nghiên cứu

này, trọng số và các ưu tiên của hai hàm mục tiêu của thiết kế được điều chỉnh dựa trên tầm quan trọng của mỗi mục tiêu mong muốn của nhà thiết kế. Sau khi phân tích tính toán, một số ứng viên tiềm năng được tạo ra. Các ứng cử viên được so sánh và ước tính tìm ra ứng cử viên tốt nhất của bài toán như trong bảng 2.

Bảng 2. Phân tích TOPSIS

No	f_1 (Hz)	f_2 (MPa)	Score	Ranking
73	617,060	62,968	1,0	1
50	611,279	63,721	0,9811	2
56	583,350	64,939	0,9504	3

Kết quả ứng với điểm có số 73 (điểm có đường dọc và đường ngang trên hình 6 và dòng đầu tiên ở bảng 2) là nghiệm tốt nhất. Bảng xếp hạng của các ứng viên có điểm số cao được trình bày ở trong bảng 2. Sau khi giải bài toán tối ưu, tần số tự nhiên đầu tiên tăng 38% và ứng suất của cơ cấu giảm 23% so với giá trị các thông số thiết kế được lựa chọn ngẫu nhiên ban đầu. Điều này một lần nữa chứng tỏ tối ưu hóa có nhiều lợi ích về mặt kinh tế và kỹ thuật.

Bảng 3. Kết quả tối ưu hóa

Biến thiết kế	Giá trị (mm)	Hàm mục tiêu	Giá trị
T_1	1,60	f_1	617,06 Hz
R_1	9,23	f_2	62,968 MPa
T_3	3,25	D_{max}	80,249 μ m
L_3	39,65		
T_4	4,72		

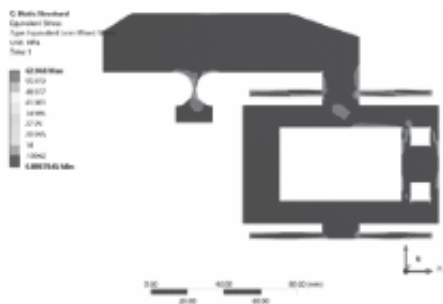
3.2. Đánh giá thiết kế tối ưu

Sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng chuyển vị, ứng suất của cơ cấu. Thông qua kết quả mô phỏng, ta có thể kiểm tra và đánh giá khả năng làm việc của cơ cấu. Thiết kế tối ưu được tìm ra trong bảng 3 được dựng lại mô hình 3D bằng phần mềm INVENTOR và được mô phỏng lại trên phần mềm ANSYS Workbench. Mục đích của bước này là kiểm tra lại kết quả của ứng suất, chuyển vị và tần số cho thiết kế tối ưu. Các kết quả mô phỏng được thể hiện qua hình 7.

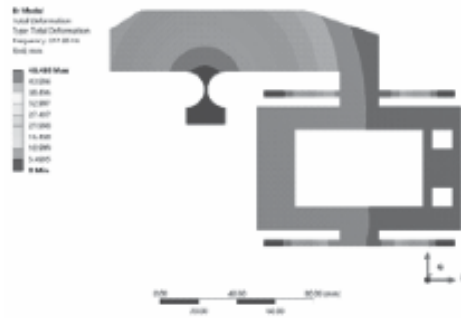
Qua hình 7 ta thấy, với chuyển vị đầu vào của cơ cấu $D_{in} = 40 \mu\text{m}$ thì chuyển vị đầu ra của cơ cấu $D_{out} = 80,29 \mu\text{m}$ tương ứng với độ khuếch đại của cơ cấu là $A_{amp} = 2$. Tần số tự nhiên đầu tiên có giá trị là $617,06 \text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $\sigma_{max} = 62,968 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu.



(a)



(b)



(c)

Hình 7. Kết quả mô phỏng: (a) chuyển vị, (b) ứng suất, (c) tần số

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, tác giả đề xuất một thiết kế mới sử dụng các thanh đàn hồi và khớp bán nguyệt để tạo ra một thiết kế 2 DOF ứng dụng cho gia công tiện chính xác cao. Thiết kế này được tối ưu hóa đa mục tiêu bằng kết hợp giữa RSM-ANN, NSGA-II, TOPSIS, kết quả tối ưu thu được như trong bảng 3. Để đảm bảo độ tin cậy của phương pháp đề xuất, kết quả tối ưu đã được mô phỏng bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong ANSYS. Kết quả cho thấy cơ cấu có thể tạo được chuyển vị đầu ra $D_{out} = 80,29 \mu\text{m}$, tần số tự nhiên đầu tiên là $617,06 \text{ Hz}$. Ứng suất lớn nhất của cơ cấu $62,968 \text{ MPa}$ thỏa mãn điều kiện ràng buộc về độ bền vật liệu của cơ cấu. Nghiên cứu này hứa hẹn sẽ mang lại hữu ích khi ứng dụng thực tế để gia công tiện chính xác cao trong tương lai. Các thực nghiệm được tiếp tục đi sâu nghiên cứu để đánh giá về nhiệt độ cắt, lực cắt trên máy tiện CNC cũng như máy tiện truyền thống và được báo cáo ở bài viết tiếp theo. ❖

Ngày nhận bài: 23/4/2024

Ngày phản biện: 20/5/2024



Tài liệu tham khảo:

- [1]. V.-K. Nguyen, H.-T. Pham, H.-H. Pham, Q.-K. Dang, “*Optimization design of a compliant linear guide for high-precision feed drive mechanisms*”, *Mechanism and Machine Theory*, 165 (2021) 104442.
- [2]. W. Chen, D. Huo, Y. Shi, J. Hale, “*State-of-the-art review on vibration-assisted milling: principle, system design, and application*”, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 97 (2018) 2033-2049.
- [3]. Q. Liu, X. Zhou, P. Xu, Q. Zou, C. Lin, “*A flexure-based long-stroke fast tool servo for diamond turning*”, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 59 (2012) 859-867.
- [4]. H. Kim, J. Kim, D. Ahn, D. Gweon, “*Development of a nanoprecision 3-DOF vertical positioning system with a flexure hinge*”, *IEEE Transactions on Nanotechnology*, 12 (2013) 234-245.
- [5]. J. Qiu, J.H. Lang, A.H. Slocum, A.C. Weber, “*A bulk-micromachined bistable relay with U-shaped thermal actuators*”, *Journal of microelectromechanical systems*, 14 (2005) 1099-1109.
- [6]. M.N.M. Zubir, B. Shirinzadeh, Y. Tian, “*Development of a novel flexure-based microgripper for high precision micro-object manipulation*”, *Sensors and Actuators A: Physical*, 150 (2009) 257-266.
- [7]. H. Pham, V. Nguyen, V. Mai, “*Shape optimization and fabrication of a parametric curved-segment prosthetic foot for amputee*”, *Journal of Science & Technologies: Technical Universities*, 102 (2014) 89-95.
- [8]. M. Ling, X. He, M. Wu, L. Cao, “*Dynamic design of a novel high-speed piezoelectric flow control valve based on compliant mechanism*”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 27 (2022) 4942-4950.
- [9]. T.-H. Ngo, I.-T. Chi, M.-Q. Chau, D.-A. Wang, “*An energy harvester based on a bistable origami mechanism*”, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 23 (2022) 213-226.
- [10]. H. Li, F. Guo, Y. Wang, Z. Wang, C. Li, M. Ling, G. Hao, “*Design and modeling of a compact compliant stroke amplification mechanism with completely distributed compliance for ground-mounted actuators*”, *Mechanism and Machine Theory*, 167 (2022) 104566.
- [11]. R.R. Torrealba, S.B. Udelman, “*Design of cam shape for maximum stiffness variability on a novel compliant actuator using differential evolution*”, *Mechanism and Machine Theory*, 95 (2016) 114-124.
- [12]. O.M. Kamel, A.A.Z. Diab, T.D. Do, M.A. Mossa, “*A novel hybrid ant colony-particle swarm optimization techniques based tuning STATCOM for grid code compliance*”, *IEEE Access*, 8 (2020) 41566-41587.
- [13]. J. Wu, Z. Jiang, L. Wan, H. Song, K. Abbas, “*Robust optimization for precision product using Taguchi-RSM and desirability function*”, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 46 (2021) 2803-2814.
- [14]. H.-T. Pham, V.-K. Nguyen, Q.-K. Dang, T.V.A. Duong, D.-T. Nguyen, T.-V. Phan, “*Design optimization of compliant mechanisms for vibration assisted machining applications using a hybrid Six Sigma, RSM-FEM, and NSGA-II approach*”, *Journal of Machine Engineering*, 23 (2023).
- [15]. D.L. Olson, “*Comparison of weights in TOPSIS models*”, *Mathematical and Computer Modelling*, 40 (2004) 721-727.

NGHIÊN CỨU ỨNG DỤNG MẠNG NƠ RON NHÂN TẠO ĐỂ DỰ ĐOÁN ĐỘ NHÁM BỀ MẶT NHẪM TỐI ƯU HÓA CÁC THAM SỐ QUÁ TRÌNH TIỆN CNC VỚI THÉP SUM24L

RESEARCH ON USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORK TO PREDICT THE SURFACE ROUGHNESS IN CNC LATHE WITH SUM24L STEEL

ThS. Nguyễn Thị Hiếu Thảo, ThS. Nguyễn Đức Văn*
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày một phương pháp để ứng dụng mạng nơ ron nhân tạo để dự đoán độ nhám bề mặt trong quá trình tiện CNC với thép Sum24L. Các kết quả thực nghiệm sau quá trình tiện CNC với thép Sum24L đã được sử dụng để huấn luyện và kiểm thử mạng nơ ron nhân tạo đề xuất. Các tham số đầu vào được lựa chọn là chiều sâu cắt, tốc độ cắt và mức chạy dao. Một mô hình mạng nơ ron truyền thẳng nhiều lớp được đề xuất với nơ ron sử dụng hàm kích hoạt ReLU để dự đoán độ nhám bề mặt sau quá trình tiện.

Từ khóa: Độ nhám bề mặt; Mạng nơ ron nhân tạo; Quá trình tiện; Hàm ReLU.

ABSTRACT

This paper presents a method for applying artificial neural networks to predict surface roughness in the CNC lathe process with Sum24L steel. Experimental results from the CNC lathe process with Sum24L steel were used to train and test the proposed artificial neural network. The selected input parameters are cutting depth, cutting speed, and feed rate. A multilayer feedforward neural network model is proposed with neurons using the ReLU activation function to predict surface roughness after the process.

Keywords: Surface Roughness; Artificial Neural Network; Lathe; ReLU function.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong những năm gần đây, các nhà sản xuất đã tập trung vào các quá trình tự động hóa trong sản xuất công nghiệp để nâng cao năng suất và chất lượng của sản phẩm. Các tiến bộ trong quá trình tự động hóa đã giúp việc quản lý chất lượng được tích hợp vào trong quá trình gia công của sản phẩm. Với yêu cầu càng ngày càng cao về chất lượng sản phẩm, các nhà sản

xuất hiện nay đang phải đối mặt với thách thức là tăng năng suất nhưng không làm giảm chất lượng của sản phẩm. Một vấn đề thường gặp của các nhà sản xuất là tối ưu các tham số của quá trình gia công để tạo ra chất lượng sản phẩm tốt nhất. Một chỉ tiêu quan trọng trong đánh giá chất lượng sản phẩm gia công là độ nhám bề mặt (Ra). Đây là một chỉ tiêu quan trọng nhưng rất khó để kiểm soát bởi vì phụ thuộc vào nhiều tham số trong quá trình gia

công của chi tiết. Các công đoạn gia công chi tiết vẫn phụ thuộc vào kinh nghiệm của người kỹ sư vận hành máy để lựa chọn các tham số tối ưu cho từng chi tiết, do đó độ nhám bề mặt tối ưu có thể không đạt được. Hiện nay, các hướng nghiên cứu về mô hình hóa và dự đoán Ra trong quá trình gia công chủ yếu bao gồm ba hướng chính: hướng nghiên cứu sử dụng mô hình thực nghiệm, sử dụng mô hình lý thuyết và sử dụng mô hình trí tuệ nhân tạo.

Hiện nay, hướng nghiên cứu sử dụng mô hình trí tuệ nhân tạo đang nhận được rất nhiều sự quan tâm với ưu điểm đạt độ chính xác cao và thời gian huấn luyện cũng tương đối nhanh chóng. Tuy nhiên, các công trình hiện nay sử dụng đa phần là các mô hình mạng nơ ron đơn giản với ít lớp và hàm kích hoạt đơn giản. Nhóm tác giả đề xuất một mô hình mạng nơ ron sâu hơn, với nhiều lớp và đánh giá độ chính xác của mô hình với hàm kích hoạt ReLU tiên tiến.

2. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

Ba yếu tố được lựa chọn để thay đổi tham số trong quá trình tiện là tốc độ cắt, lượng chạy dao và chiều sâu cắt. Các giá trị của ba yếu tố được trình bày trong Bảng 1.

Bảng 1. Các tham số đầu vào của quá trình gia công

Chiều sâu cắt (mm) t	Tốc độ cắt (m/min) v	Bước chạy dao (mm/rev) s
0.05	1000	0.05
0.1	1500	0.1
0.2	2500	0.2

Mỗi tham số đầu vào sẽ có 3 giá trị nên tổng cộng có 27 mẫu thí nghiệm. Mỗi thí nghiệm sẽ được đo độ nhám tại 5 điểm phân biệt. Bảng 2 trình bày các kết quả đo độ nhám tại tổng cộng 27 mẫu thí nghiệm. Mẫu thép được sử dụng trong thí nghiệm là thép Sum24L.

Bảng 2. Các kết quả đo độ nhám tại 5 điểm của các mẫu thí nghiệm

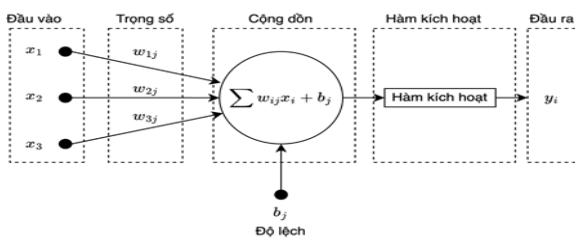
TT	Vận tốc cắt (v)	Chiều sâu cắt (t)	Bước chạy dao (s)	Độ nhám Ra				
				Ra1	Ra2	Ra3	Ra4	Ra5
1	1000	0.05	0.05	0.234	0.185	0.331	0.338	0.195
2	1000	0.05	0.1	0.567	0.531	0.559	0.577	0.632
3	1000	0.05	0.2	2.884	2.663	2.905	2.674	2.757
4	1000	0.1	0.05	0.282	0.296	0.298	0.22	0.239
5	1000	0.1	0.1	0.656	0.589	0.614	0.566	0.589
6	1000	0.1	0.2	3.061	3.037	2.905	3.085	2.876
7	1000	0.2	0.05	0.492	0.566	0.57	0.634	0.532
8	1000	0.2	0.1	0.633	0.643	0.607	0.641	0.658
9	1000	0.2	0.2	2.896	2.867	2.916	2.897	2.929
10	1500	0.05	0.05	0.82	0.83	0.754	0.751	0.695
11	1500	0.05	0.1	0.772	0.729	0.736	0.736	0.733
12	1500	0.05	0.2	3.007	3	3.054	2.933	2.996
13	1500	0.1	0.05	0.68	0.594	0.791	0.737	0.723
14	1500	0.1	0.1	0.763	0.745	0.724	0.719	0.769

15	1500	0.1	0.2	2.958	2.913	2.969	2.926	2.93
16	1500	0.2	0.05	0.759	0.78	0.637	0.683	0.704
17	1500	0.2	0.1	0.847	0.878	0.87	0.811	0.786
18	1500	0.2	0.2	2.494	2.526	2.513	2.534	2.551
19	2500	0.05	0.05	0.622	0.668	0.586	0.574	0.596
20	2500	0.05	0.1	0.778	0.768	0.812	0.815	0.783
21	2500	0.05	0.2	2.382	2.448	2.49	2.375	2.417
22	2500	0.1	0.05	0.619	0.603	0.625	0.665	0.535
23	2500	0.1	0.1	0.741	0.751	0.754	0.741	0.732
24	2500	0.1	0.2	2.667	2.479	2.449	2.485	2.446
25	2500	0.2	0.05	0.675	0.62	0.555	0.607	0.618
26	2500	0.2	0.1	0.669	0.736	0.708	0.7	0.709
27	2500	0.2	0.2	2.454	2.421	2.396	2.534	2.451

3. MÔ HÌNH MẠNG NƠ RON NHÂN TẠO

Hiện nay, mô hình mạng nơ ron nhân tạo đã được áp dụng rộng rãi trong rất nhiều lĩnh vực trong công nghiệp và đời sống. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất phương pháp sử dụng mạng nơ ron nhân tạo để dự đoán độ nhám bề mặt Ra sau quá trình tiện của thép. Mô hình mạng truyền thẳng, nhiều lớp được xây dựng và huấn luyện dựa trên những kết quả của nghiên cứu thực nghiệm.

Mô hình mạng nơ ron truyền thẳng một mô hình mạng trí tuệ nhân tạo gồm nhiều lớp, mỗi lớp gồm nhiều nơ ron. Nơ ron trong mỗi lớp đều được kết nối đầy đủ với các nơ ron ở lớp kế sau. Tuy nhiên, các nơ ron trong cùng một lớp không được kết nối với nhau. Hình 1 mô tả nguyên lý hoạt động của một nơ ron.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của một nơ ron

Mỗi nơ ron trong lớp đầu vào nhận các giá trị đầu vào từ dữ liệu đầu vào hoặc từ các nơ ron trong lớp trước đó. Các giá trị này thường được truyền qua các trọng số, được biểu diễn bằng các số thực, và được tổng hợp trong nơ ron. Các giá trị đầu vào được nhân với trọng số tương ứng của chúng và sau đó được tổng hợp lại. Trong một nơ ron trong mạng MLP, điều này thường được biểu diễn bằng một phép cộng có trọng số. Sau khi tính tổng, một hàm kích hoạt được áp dụng cho giá trị tổng. Hàm này thường là một hàm phi tuyến tính như hàm sigmoid, hàm tanh, hoặc hàm ReLU, và giúp cho nơ ron có khả năng học được các biểu diễn phức tạp. Giá trị đầu ra sau khi qua hàm kích hoạt được truyền tới các nơ ron trong lớp tiếp theo dưới dạng đầu vào, tiếp tục quá trình tính toán cho đến khi đạt được lớp đầu ra. Qua quá trình này, mỗi nơ ron trong mạng MLP đóng vai trò như một bộ lọc thông tin, học cách biểu diễn dữ liệu đầu vào một cách phức tạp và thường có khả năng phân loại, dự đoán hoặc giải quyết các vấn đề mà mạng được huấn luyện để thực hiện.

Trong quá trình huấn luyện, dữ liệu huấn luyện được đưa vào mạng, sau đó thông

qua một chuỗi các nơ ron và các lớp nơ ron khác nhau. Mỗi nơron tính toán giá trị đầu ra dựa trên trọng số của nó và đầu vào nhận được từ các nơ ron trong lớp trước. Sau đó, lỗi được tính toán thông qua so sánh giữa đầu ra dự đoán và đầu ra mong muốn. Qua quá trình lan truyền ngược, lỗi được lan truyền từ lớp cuối cùng trở lại lớp đầu tiên của mạng, và các trọng số được cập nhật dựa trên gradient của hàm lỗi. Quá trình này lặp lại qua nhiều epoch để mạng có thể học được biểu diễn dữ liệu tốt nhất cho mục tiêu huấn luyện, thường là việc phân loại hoặc dự đoán đầu ra.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả đề xuất sử dụng hai mô hình mạng nơ ron để thực hiện việc dự đoán độ nhám sau khi gia công. Mô hình mạng thứ nhất là mô hình mạng nơ ron nông gồm 1 lớp đầu vào, 2 lớp ẩn, mỗi lớp gồm 10 nơ ron, và 1 lớp đầu ra gồm 5 nơ ron tương ứng với 5 đầu ra. Các nơ ron sử dụng hàm kích hoạt ReLU. Mô hình này được sử dụng để đánh giá hiệu quả của mô hình mạng nơ ron nông ít lớp. Mô hình mạng thứ hai được huấn luyện là mô hình mạng nơ ron sâu với 5 lớp ẩn, mỗi lớp gồm 10 nơ ron. Nhóm tác giả có sử dụng hàm kích hoạt ReLU và Sigmoid để đánh giá hiệu quả của hai hàm này trong mô hình mạng. Bảng 2 mô tả tóm tắt các tham số của mạng và quá trình huấn luyện của mạng. Việc huấn luyện và thử nghiệm đánh giá kết quả của mạng được thực hiện với bộ thư viện Tensorflow.

Bảng 3. Các tham số của hai mô hình mạng đề xuất

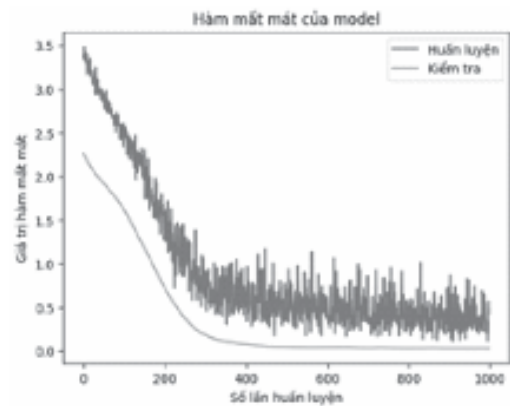
Tham số	Mô hình mạng 1	Mô hình mạng 2
Số nơ ron đầu vào	27	27
Số nơ ron đầu ra	5	5
Số nơ ron lớp ẩn	10	10
Số lớp ẩn	2	5

Hàm kích hoạt	ReLU	Sigmoid/ReLU
Số mẫu huấn luyện	20	20
Số mẫu kiểm tra	7	7
Số chu kỳ huấn luyện	1000	1000

4. KẾT QUẢ DỰ ĐOÁN

4.1. Kết quả dự đoán của mô hình mạng 1

Hình 2 mô tả biểu đồ của hàm mất mát với tập huấn luyện và tập kiểm tra khi đánh giá với mô hình mạng 1.

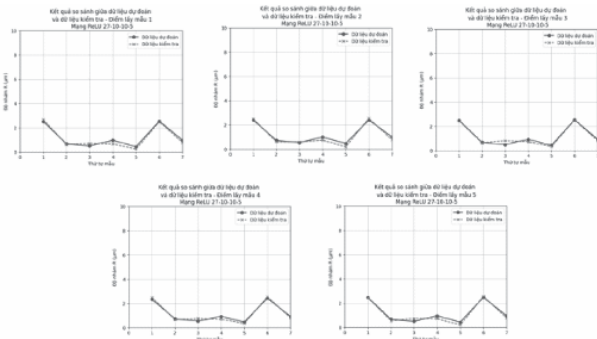


Hình 2. Hàm mất mát của mô hình mạng theo số lần huấn luyện

Hàm mất mát được sử dụng trong các đánh giá là hàm MSE (Mean Squared Error), là hàm rất phổ biến trong các nghiên cứu về mạng nơ ron nhân tạo. Qua hình 2 có thể thấy hàm mất mát đã hội tụ khá nhanh với cả tập dữ liệu huấn luyện và tập kiểm tra, với trung bình tầm 300 chu kỳ (epoch) huấn luyện là mô hình đã hội tụ với mức MSE < 0.01. Điều này chứng tỏ mô hình mạng nơ ron nông có thể được huấn luyện khá nhanh và thích hợp với việc triển khai trong các mô hình sản xuất vốn yêu cầu năng suất và sản lượng cao.

Hình 3 mô tả mức độ chính xác của mô hình mạng nơ ron với 7 mẫu được sử dụng để

kiểm tra độ chính xác của mô hình. Mô hình sẽ dự đoán độ chính xác tại 5 điểm đo.

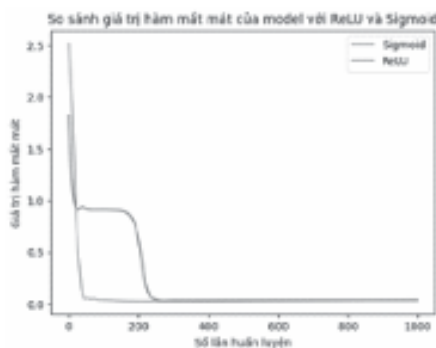


Hình 3. Kết quả so sánh giữa dữ liệu dự đoán và dữ liệu trong tập kiểm tra, mô hình mạng nơ ron thứ nhất tại 5 điểm đo

Qua hình 3, có thể thấy mô hình đã dự đoán với độ chính xác cao tại 7 mẫu dùng để kiểm tra. 7 mẫu này hoàn toàn không được sử dụng để huấn luyện mạng và sẽ tương đương với các mẫu mới trong quá trình sản xuất. Tỷ lệ chính xác trong dự đoán (sau khi lấy trung bình với cả 5 điểm đo) là khoảng 88%.

4.2. Kết quả dự đoán của mô hình mạng 2

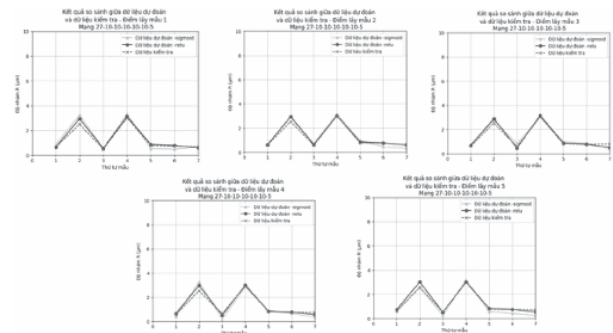
Hình 4 mô tả biểu đồ của hàm mất mát của mô hình 2 theo số lần huấn luyện, với hàm kích hoạt là ReLU và Sigmoid.



Hình 4. Biểu đồ của hàm mất mát theo số lần huấn luyện của mô hình 2, với hàm kích hoạt ReLU và Sigmoid

Qua hình 4, ta có thể thấy mô hình mạng nơ ron tiếp tục hội tụ khá nhanh đối với cả hàm ReLU và hàm Sigmoid. Tuy nhiên, hàm ReLU có lợi thế hơn ở việc hội tụ rất nhanh, chỉ sau khoảng 50 chu kỳ huấn luyện, so với khoảng 250 chu kỳ huấn luyện với hàm Sigmoid.

Hình 5 mô tả độ chính xác của mô hình mạng nơ ron thứ 2, và so sánh độ chính xác giữa nơ ron sử dụng hàm kích hoạt ReLU và hàm Sigmoid. Tập kiểm tra vẫn bao gồm 7 mẫu và được đo tại 5 điểm.



Hình 5. Kết quả so sánh giữa dữ liệu dự đoán và dữ liệu trong tập kiểm tra, mô hình mạng nơ ron thứ hai tại 5 điểm đo, với nơ ron sử dụng hàm ReLU và hàm Sigmoid

Kết quả từ hình 5 cho thấy mạng nơ ron sâu với 5 lớp vẫn cho kết quả tốt và hàm ReLU có độ chính xác lớn hơn so với hàm Sigmoid, với độ chính xác lần lượt là 92% và 82%.

5. KẾT LUẬN

Trong công trình này, nghiên cứu thực nghiệm đã được sử dụng để xây dựng bộ dữ liệu huấn luyện và kiểm tra cho mô hình mạng nơ ron nhằm dự đoán độ nhám bề mặt của chi tiết sau khi tiện. Kết quả xây dựng và đánh giá mạng cho thấy, các mô hình mạng được đánh giá đều có khả năng huấn luyện nhanh, không gây gián đoạn nếu đưa vào quá trình sản xuất. Mô hình mạng nơ ron nông vẫn hoạt động hiệu quả với

độ chính xác 88%. Mô hình mạng nơ ron sâu hơn đạt độ chính xác tốt hơn với mức 92% và mô hình sử dụng hàm ReLU tỏ ra vượt trội so với mô hình sử dụng Sigmoid, về mặt thời gian huấn luyện lẫn độ chính xác của mô hình.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải (ĐH GTVT) trong đề tài mã số T2024-CK-008. ❖

Ngày nhận bài: **28/5/2024**

Ngày phản biện: **25/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Karayel, Durmus; “*Prediction and control of surface roughness in CNC lathe using artificial neural network*”. Journal of materials processing technology 209.7 (2009): 3125-3137.
- [2]. Mohammed Ameen, Mushtaq, et al. “*Prediction and optimization of surface roughness using artificial neural network and Taguchi method*”. Proceedings of the International Conference on Aerospace & Mechanical Engineering (ICAME 21), 2022.
- [3]. Lu, Chen. “*Study on prediction of surface quality in machining process*”. Journal of materials processing technology 205.1-3 (2008): 439-450.

THIẾT KẾ, CHẾ TẠO CƠ CẤU GÁ KẸP BÊN TRONG ỐNG LIỀU ĐẠN PHÁO CỖ 85MM

DESIGN AND MANUFACTURE OF AN INTERNAL CLAMPING MECHANISM FOR AN 85MM ARTILLERY SHELL CASING

Lê Anh Tuấn, Nguyễn Văn Công

Trung tâm Huấn luyện 125 Vĩnh Phúc, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả tính toán thiết kế cơ cấu gá kẹp bên trong ống liều đạn pháo cỡ 85mm. Phương án áp dụng cơ cấu gá kẹp kiểu đòn bẩy giúp cho cơ cấu có thể chui qua phần miệng ống có kích thước nhỏ và sau đó có thể bung kẹp để kẹp giữ chắc chắn tại vị trí có kích thước lớn hơn trong phần thân ống. Sản phẩm đã được chế tạo và được thử nghiệm hoạt động trong điều kiện thực tế. Kết quả thử nghiệm đã chứng minh thiết kế là hợp lý, sản phẩm đáp ứng tốt với điều kiện làm việc.

Từ khóa: Cơ cấu gá kẹp; Ống liều thông minh; Đò gá trong ống.

ABSTRACT

This article presents the results of calculating the design of the clamping mechanism inside the 85mm artillery shell casing. The plan to apply a lever-type clamping mechanism allows the mechanism to pass through a small sized pipe mouth and then release the clamp to firmly hold the clamp at a larger sized position in the pipe body. The product has been manufactured and tested to operate under real conditions. Test results have proven that the design is reasonable and the product responds well to working conditions.

Keywords: Clamping structure; Smart artillery shell casing; Jig in tube.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ống liều đạn pháo là một kết cấu cơ khí có dạng hình trụ, phần lỗ miệng ống nhỏ hơn phần thân ống, đáy ống bịt kín và chỉ có lỗ ren ở giữa đáy để lắp bộ lửa. Trong quá trình cải tạo ống liều học tập thành ống liều thông minh phục vụ huấn luyện, chúng tôi cần gá các thiết bị như loa phát âm thanh, mạch xử lý tín hiệu, pin nguồn vào bên trong của ống liều. Điều này đặt ra một nhiệm vụ là cần thiết kế một kết cấu

cơ khí có thể thực hiện việc gá đặt chắc chắn các thiết bị như đã kể trên.

Ống liều đạn pháo 85mm có một số đặc điểm như phần miệng ống liều có đường kính $\Phi 84\text{mm}$, phần thân ống liều có đường kính trong thay đổi từ $\Phi 91,7\text{mm}$ đến $\Phi 95,7\text{mm}$. Sự chênh lệch lớn nhất về đường kính giữa hai phần là $11,7\text{mm}$, tương ứng với sự chênh lệch về bán kính là $5,85\text{mm}$. Do sự chênh lệch giữa đường kính miệng ống và đường kính phần

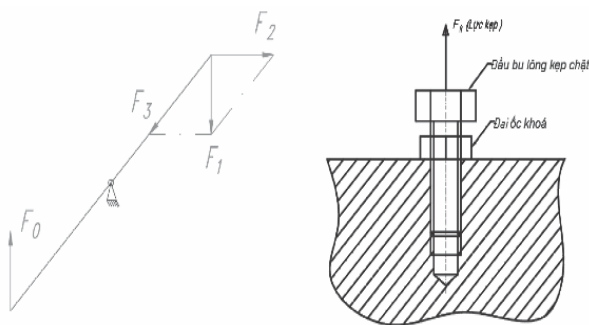
thân ống nên cơ cấu gá kẹp cần có khả năng kẹp bung để ban đầu nó có thể được chui qua miệng ống, sau đó mới bung kẹp để gá chắc chắn tại một vị trí trong thân ống.

2. THIẾT KẾ, CHẾ TẠO CƠ CẤU GÁ KẸP

2.1. Một số dạng cơ cấu kẹp bung

Một số dạng kết cấu cơ khí đơn giản có thể thực hiện chức năng kẹp bung, đó là: kết cấu dạng đòn bẩy; kết cấu dạng nêm; kết cấu dạng ren vít. Ngoài ra, các kết cấu phức tạp hơn như kiểu khí nén, thủy lực, ly tâm vv... khi được thiết kế thích hợp cũng hoàn toàn có thể thực hiện chức năng kẹp bung.

Nguyên lý cơ cấu kẹp kiểu đòn bẩy được thể hiện trên hình 1-a. Khi tác động lực F_0 vào đầu bên này của thanh đòn thì tại đầu bên kia sẽ tạo ra lực F_1 có tác dụng kẹp giữ. Nguyên lý kiểu đòn bẩy còn có một ưu điểm rất quan trọng đó là dễ dàng áp dụng tự động hoá trong quá trình kẹp và nhả kẹp. Tốc độ kẹp và nhả thường cũng rất nhanh.



a) Kiểu đòn bẩy

b) Kiểu ren vít

Hình 1. Nguyên lý kẹp

Cơ cấu kẹp kiểu ren vít có nguyên lý được thể hiện trên hình 1-b. Khi thay đổi chiều cao của đầu bu lông kẹp bằng cách vặn vào hoặc vặn ra thân bu lông, ta sẽ tạo ra lực kẹp ở đầu bu lông.

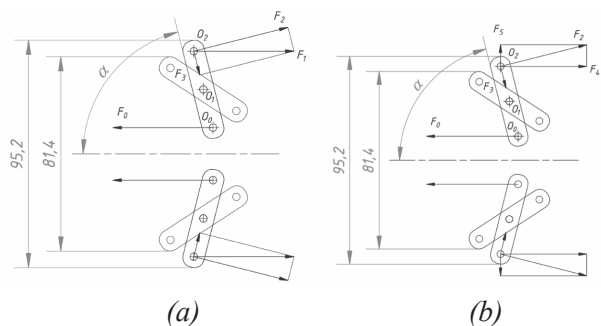
2.2. Lựa chọn kiểu cơ cấu kẹp

Với những phân tích về đặc điểm của ống liều, cùng với các ưu, nhược điểm của một số dạng kết cấu kẹp bung. Chúng tôi nhận thấy, áp dụng cơ cấu kẹp kiểu đòn bẩy là phù hợp.

2.3. Thiết kế chi tiết cơ cấu gá

Sử dụng cơ cấu gá bung kiểu đòn bẩy, bố trí đối xứng qua tâm ống liều, nguyên lý cơ cấu kẹp được thể hiện trong hình 2(a). Với điểm O_1 cố định, ta nhận thấy khi tác động một lực F_0 tại đầu O_0 thì sẽ tạo ra một lực F_1 tại đầu O_2 . Với cánh tay đòn $O_1O_0 = O_1O_2$ thì giá trị của $F_0 = F_1$.

Ràng buộc về kích thước mà cơ cấu cần thỏa mãn đó là: khi thu gọn thì kích thước đối xứng của cơ cấu phải nhỏ hơn 84mm; khi bung kẹp, cơ cấu cần tỳ được vào bề mặt trong ống liều tại vị trí có đường kính lớn nhất là 95,7mm.



Hình 2. Sơ đồ tính toán lực kẹp giữ

Lực F_1 được phân tích thành hai thành phần là F_2 và F_3 . Trong đó, F_3 là thành phần lực nén dọc theo trục của tay đòn. Thành phần lực F_2 lại tiếp tục được phân tích thành hai thành phần F_4 và F_5 , thể hiện như trong hình 2(b). Trong đó, F_5 là thành phần tác dụng vuông góc vào bề mặt tỳ, chính là bề mặt bên trong của thành ống liều. Lực này tạo ra lực ma sát để kẹp giữ chắc chắn cơ cấu bên trong ống liều.

Để dàng chỉ ra các mối quan hệ như sau:

$$\begin{cases} F_1 = F_0 \\ F_2 = F_1 \cdot \sin \alpha \\ F_5 = F_2 \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{Do đó: } F_5 = F_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

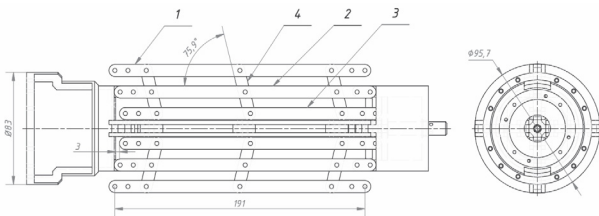
Ta tính được lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc (chính là lực kẹp giữ) theo công thức (3).

$$F_{ms} = \mu \cdot F_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (3)$$

Trong đó, μ là hệ số ma sát giữa hai bề mặt tiếp xúc. Trong trường hợp này, hai bề mặt tiếp xúc là giữa thép và thép nên ta chọn $\mu = 0,4$.

Tại vị trí đường kính trong lớn nhất của ống liều là 95,7mm, ta tính được giá trị góc nghiêng α của tay đòn là $\alpha = 75,9^\circ$.

Để tăng bề mặt tiếp xúc nhằm tránh biến dạng ống liều tại vị trí tay đòn tỳ vào, chúng tôi sử dụng kết cấu thanh thẳng chạy dọc theo ống liều, đồng thời tăng cường số lượng tay đòn dọc theo thanh dọc lên 3 thanh nhằm làm tăng tính ổn định trong quá trình hoạt động. Kết quả thiết kế sơ bộ được thể hiện trong hình 3.



Hình 3. Kết quả thiết kế cơ cấu gá kẹp

Căn cứ vào các đại lượng như lực cần thiết để tổng ống liều vào buồng đạn (F_c); khối lượng ống liều gồm cả cơ cấu gá; khối lượng

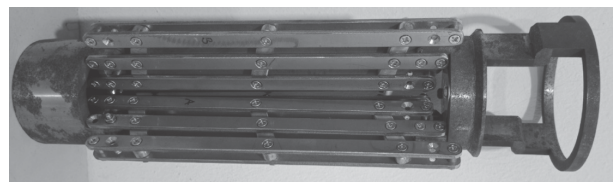
riêng cơ cấu gá, chúng tôi đã tính được các giá trị cần thiết. Các kết quả được thể hiện trong bảng 1.

Bảng 1. Giá trị các đại lượng cơ bản khi tính toán cơ cấu kẹp

Đại lượng	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Hệ số ma sát	μ	0,4	
Lực tổng đạn cần thiết	F_{TD}	100	N
Khối lượng tổng của ống liều và cơ cấu gá kẹp	M	6	kg
Khối lượng cơ cấu gá kẹp	m	2	kg
Gia tốc	a	16,7	m/s ²
Lực quán tính gây trượt cơ cấu gá kẹp	F_{QT}	33,4	N
Lực ma sát cần thiết	F_{ms}	50	N
Áp lực	F_5	125	N
Lực đẩy dọc trục	F_0	532,5	N

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Một mô hình sản phẩm đã được tạo ra từ kết quả thiết kế. Hình ảnh cụm cơ cấu gá kẹp được thể hiện trong hình 4.



Hình 4. Mô hình cơ cấu gá kẹp

Sau khi lắp cơ cấu vào trong ống liều, chúng tôi tiến hành vận hành thử nghiệm. Kết quả thử nghiệm cho thấy cơ cấu gá kẹp có vị trí ổn định, việc gá kẹp đảm bảo độ chắc chắn.

Như vậy, bài báo đã trình bày quá trình tính toán, thiết kế và chế tạo cơ cấu gá kẹp

thiết bị bên trong ống liều cỡ 85mm. Sản phẩm sau khi được chế tạo hoàn thiện đã được thử nghiệm để dẫn tới kết luận rằng, cơ cấu gá kẹp đảm bảo thực hiện được chức năng định vị và kẹp giữ tại một vị trí nhất định bên trong ống liều. Lực kẹp giữ được phân bố hợp lý để đảm bảo đủ khả năng kẹp giữ và cũng không làm biến dạng ống liều. ❖

Ngày nhận bài: **18/5/2024**

Ngày phản biện: **25/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Văn Địch (2008); *Công nghệ chế tạo máy*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Trần Văn Địch (2006); *Đồ gá*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Lưu Đức Bình (2012); *Công nghệ gia công trên máy CNC*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [4]. Phan Nguyên Thiệu (2007); *Giáo trình trang bị điển hình pháo mặt đất*, NXB. Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ĐẶC TÍNH KHÍ ĐỘNG CỦA KHÍ CẦU TREO DẠNG HELIKITE

SIMULATION RESEARCH ON AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF HELIKITE BALLOON

Đinh Tấn Hưng

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Trong vòng một thế kỷ trở lại đây, thiết bị bay sử dụng khí (nhẹ hơn không khí, LTA-Lighter Than Air) đã được sử dụng cho nhiều mục đích khác nhau, chẳng hạn như tuần tra biên giới, ứng phó thảm họa thiên nhiên, khảo sát địa hình, giám sát quân sự và nghiên cứu khí quyển. Để phục vụ các mục đích này, khí cầu có thể được trang bị camera, radar và các cảm biến khác có thể cung cấp thông tin theo thời gian thực cho mặt đất, cho phép đưa ra các quyết định một cách kịp thời. Bài báo này nghiên cứu mô phỏng số hai dạng hình dạng của khí cầu treo lai gồm bóng bay – điều hay còn gọi là Helikite, tương tự mô hình đã được sản xuất trước đó bởi công ty Allsopp Helikite UK.

Từ khóa: *Nhẹ hơn không khí; Helikite; Khí cầu; Allsopp; Mô phỏng.*

ABSTRACT

Over the past century, air-powered aircraft (LTA-Lighter Than Air) have been used for a variety of purposes, such as border patrol, disaster response nature, topographic survey, military surveillance and atmospheric research. For these purposes, airships can be equipped with cameras, radar and other sensors that can provide real-time information to the ground, allowing decisions to be made in a timely manner. This article studies the numerical simulation of two shapes of a hybrid balloon-kite airship, also known as Helikite, similar to the model previously produced by Allsopp Helikite UK.

Keywords: *LTA; Helikite; Air Balloon; Allsopp; Simulation.*



1. GIỚI THIỆU

Khí cầu treo là một loại thiết bị nhẹ hơn không khí (LTA) được cố định với trạm mặt đất thông qua dây buộc và không có động cơ, thiết bị này có thể bay trên không nhờ sử dụng khí LTA [1]. Hiện nay, với tiến bộ trong khoa học vật liệu và điện tử, khí cầu treo được sử dụng trong công việc giám sát, liên lạc không dây, hoạt động cứu trợ khẩn cấp, giám sát và bảo vệ cánh đồng nông nghiệp, ghi dữ liệu khí quyển, phát điện, chụp ảnh trên không và khám phá không gian. Đây là thiết bị cung cấp các ứng dụng trên với chi phí thấp do mức tiêu thụ điện năng thấp. Chúng lơ lửng trong không trung mà không cần bất kỳ nguồn năng lượng nào; dây buộc duy trì vị trí của chúng và lực nâng được tạo ra bởi khí LTA. Nguồn điện duy nhất cần thiết cho hoạt động của chúng là dành cho tải trọng và, nếu cần, cho khí cầu hoạt động duy trì áp suất bên trong của chúng. Năng lượng có thể được cung cấp thông qua năng lượng mặt trời hoặc pin tích hợp.

Trong điều kiện không có gió, khí cầu treo và bóng bay thông thường sử dụng lực nâng của khí LTA để nâng toàn bộ tải lên theo phương thẳng đứng. Tuy nhiên, khi gặp gió lớn, các khí cụ bay truyền thống sinh ra lực cản lớn làm chúng lệch khỏi vị trí cân bằng, dẫn đến mất độ cao khi bay. Hiện tượng này gọi là blow-by [2]. Để khắc phục hiện tượng blow-by, khí cầu phải sinh ra lực nâng lớn vượt quá cần thiết để giữ cân bằng. Điều này đòi hỏi khí cầu phải có kích thước lớn để chứa đủ lượng khí Heli cần thiết, dẫn đến tăng khối lượng, tăng chi phí vận hành, gây khó khăn trong việc điều khiển. Một nhược điểm khác của khí cầu thông thường là lực nâng của chúng bị hạn chế do chi phí thuộc vào khí LTA. Để khắc phục nhược điểm của các khí cụ bay thông thường, mô hình điều kết hợp bóng bay, gọi là Helikite, đã được phát triển bởi Sandy Allsopp [3]. Helikite ngoài

việc có thiết kế độc đáo, các mô hình này còn nhẹ hơn và nhỏ gọn hơn so với các loại khí cầu khác nhờ vào các vật liệu cấu thành và hình dáng khí động độc đáo. Helikite có ưu điểm ổn định trong gió, tiết kiệm năng lượng, thời gian bay kéo dài, không có tiếng ồn và dễ vận hành hơn so với khí cầu có dây buộc thông thường [4], [5].

Trong bài báo này, hai mô hình Helikite được lựa chọn nghiên cứu gồm mô hình Helikite dạng cầu và mô hình Helikite dạng elip.

2. NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG

Mô hình Helikite gồm [3]:

- Bóng: Hình elip hoặc hình tròn, làm bằng vải hoặc vật liệu nhẹ để chứa khí heli hoặc khí hydro để tạo nên khối lượng nhẹ hơn không khí. Phần bóng giúp Helikite bay lên không trung ở điều kiện không có gió: trong hang động, trong rừng cây, địa hình thấp, khuất gió... Theo thống kê của [3], tỷ lệ chiều dài trên chiều rộng của Helikite phổ biến nằm trong khoảng từ 0,83 đến 1,67. Trong đó, tỷ lệ 1,5 được sử dụng nhiều nhất cho Helikite. Vậy nên, mô hình Helikite trong bài báo được thiết kế theo tỷ lệ này;

- Cánh điều: Được làm bằng vải hoặc các loại vật liệu bền, được gắn vào phần bóng của khí cầu. Sau khi Helikite đạt được độ cao nhờ phần bóng, cánh điều tạo ra lực nâng giúp Helikite duy trì độ cao. Ngoài ra, cánh điều giúp tăng sự ổn định và kiểm soát của Helikite trong khi bay;

- Đuôi đứng: Có hình dạng tam giác phẳng, đặt phía dưới của điều, bao gồm khung và vải. Phần đuôi đứng này có tác dụng như một bề mặt ổn định của máy bay giúp khí cầu ổn định khi có sự thay đổi hướng gió;

- Dây: Giống như khí cầu treo khác, Helikite có cuộn dây đi kèm để kết nối với mặt đất, thường được làm bằng dây cước hoặc các loại vật liệu mỏng nhẹ có khả năng chịu lực. Dây buộc giúp kết nối Helikite với mặt đất và cố định phạm vi hoạt động của Helikite;

- Tải có ích: Phục vụ các mục đích khác nhau, tải có ích khác nhau. Khả năng mang tải của một Helikite có thể thay đổi tùy thuộc vào mẫu cụ thể và kích thước của khí cầu.

2.1. Mô hình Helikite

a. Helikite dạng cầu

Mô hình Helikite dạng cầu có phần bóng với đường kính 80 cm. Hình dạng và kích thước của Helikite dạng cầu được tổng hợp trong Hình 1.

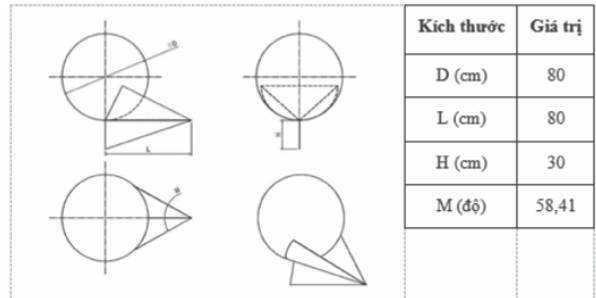
b. Helikite dạng elip

Mô hình này được thiết kế với phần bóng dạng khí Heli dạng elip dẹt, cùng thể tích chứa khí Heli so với mô hình dạng cầu nhằm mục đích so sánh, phát triển sản phẩm. Tỷ lệ D1/D2 của mô hình (Hình 2) được thiết kế dựa trên mô hình Helikite của công ty Allsopp [3]. Chiều dài H và góc M được giữ nguyên so với mô hình Helikite dạng cầu.

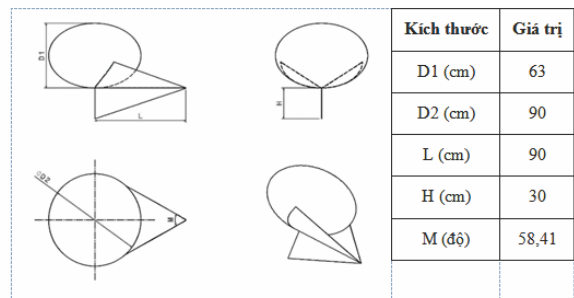
2.2. Thiết lập mô phỏng

Nghiên cứu mô phỏng ứng xử của dòng chảy qua Helikite được thực hiện với sự trợ giúp của phần mềm ANSYS. Đặc tính khí động của mô hình Helikite dạng cầu và elip được so sánh với nhau và so sánh với bóng hình cầu không có điều (Hình 3) ở vận tốc gió 5 m/s, với góc tấn α thay đổi từ -20° đến 60° . Góc tấn này được định nghĩa là góc vĩnh của Helikite so với phương gió thổi như minh họa trong Hình 4.

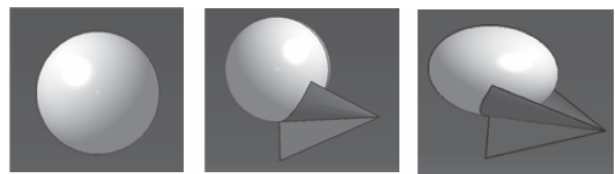
Miền tính toán là hình hộp chữ nhật với kích thước xác định trong Hình 5 [6].



Hình 1. Hình dạng và kích thước Helikite dạng cầu



Hình 2. Hình dạng và kích thước Helikite dạng elip

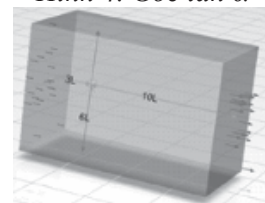


a. Bóng hình cầu b. Helikite dạng cầu c. Helikite dạng elip

Hình 3. Mô hình Helikite

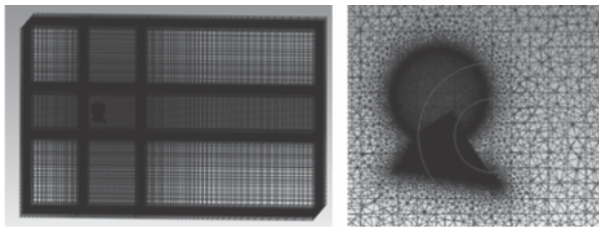


Hình 4. Góc tấn α



Hình 5. Miền tính toán

Tiếp theo, miền tính toán được chia lưới để tính toán mô phỏng. Chia lưới là một công đoạn quan trọng trong quá trình mô phỏng, ảnh hưởng trực tiếp đến thời gian mô phỏng và đặc biệt là kết quả bài toán. Thêm vào đó hình dạng của Helikite phức tạp, có nhiều điểm nối với kích thước nhỏ, nhất là ở phần liên kết giữa cánh điều và vỏ bóng nên lưới không cấu trúc dạng tứ diện được lựa chọn sử dụng. Tổng số lưới thu được là 2.498.341 phần tử (Hình 6).



Hình 6. Chia lưới Helikite

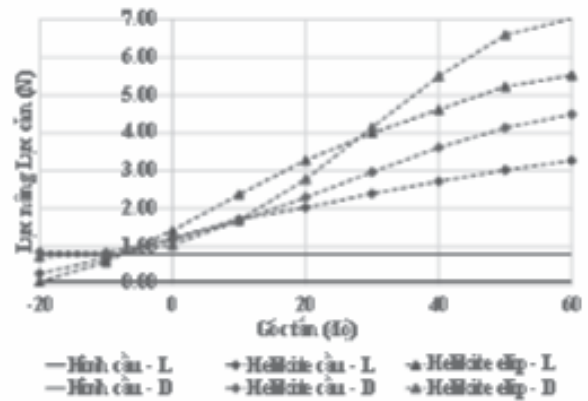
Mô hình rối k-ε được lựa chọn sử dụng trong bài báo. Đây là mô hình rối phổ biến nhất được sử dụng trong mô phỏng dòng chảy qua vật thể [6].

3. KẾT QUẢ

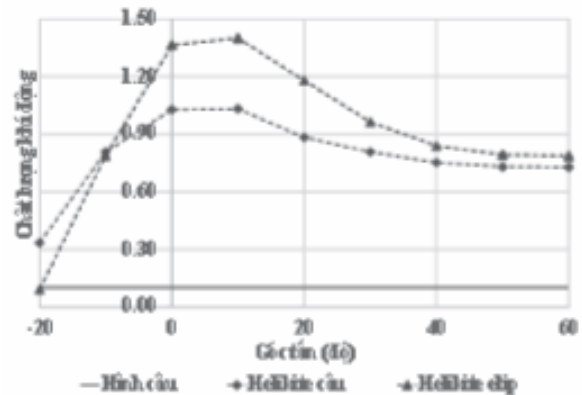
Đối với bóng hình cầu, phương gió tạo với hình cầu tại mọi phương đều như nhau, vì vậy ta chỉ mô phỏng một trường hợp duy nhất đối với bóng hình cầu. Đối với hai mô hình Helikite, các góc tấn thay đổi từ -20° đến 60°.

Kết quả lực nâng và lực cản của hai mô hình Helikite tăng dần theo góc tấn (Hình 7). Lực nâng và lực cản của hai mô hình Helikite nhỏ hơn so với bóng hình cầu ở góc tấn -20°, xấp xỉ bóng hình cầu ở góc tấn -10° và lớn hơn bóng hình cầu từ góc tấn 0° đến 60°. Mặc dù lực cản của Helikite lớn hơn mô hình bóng không điều, tuy nhiên việc kết hợp điều với bóng cũng tạo ra lực nâng lớn hơn bóng hình cầu. Điều này khiến Helikite giữ độ cao trong điều kiện gió lớn tốt hơn bóng hình cầu. Lực cản của hai

mô hình tăng tuyến tính trong khoảng từ 0° đến 40° và tăng chậm dần trong khoảng từ 40° đến 60°. Lực nâng và lực cản của mô hình Helikite dạng elip lớn hơn so với mô hình Helikite dạng cầu.



Hình 7. Lực nâng và lực cản Helikite



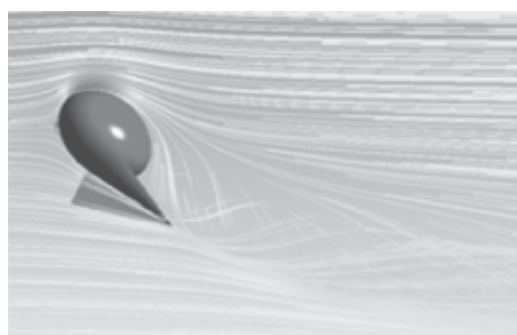
Hình 8. Chất lượng khí động Helikite

Mô hình Helikite dạng elip có hệ số chất lượng khí động tốt hơn mô hình Helikite dạng cầu (từ -10° đến 60°) (Hình 8). Hệ số chất lượng khí động của hai mô hình đạt cực đại trong khoảng 0° đến 10° và giảm đột ngột khi góc tấn âm. Nguyên nhân là do khi góc tấn âm, phần điều bị bóng cản làm mất lực nâng của cánh điều. Vì vậy, góc tấn của điều cần được chọn trong khoảng từ 10° đến 30° nhằm đảm bảo độ ổn định của điều.

Đường dòng của dòng chảy qua hai mô hình tại góc tấn 30° , vận tốc 5 m/s được biểu diễn trong hình 9. Dòng khí đi từ mặt trên của phần bóng đi xuống kết hợp với dòng khí đi từ dưới cánh điều đi lên tạo một vùng xoáy sau bóng. Các dòng xoáy này có thể ảnh hưởng đến hiệu suất bay của Helikite.



a. Helikite dạng cầu



b. Helikite dạng elip

Hình 9. Đường dòng qua Helikite

4. KẾT LUẬN

Bóng hình cầu do tính đối xứng nên phương gió tạo với hình cầu tại mọi phương đều như nhau và gần như không tạo lực nâng. Helikite, khí cầu treo kết hợp bóng và điều, cho lực nâng, lực cản lớn hơn và đồng thời cũng tạo ra chất lượng khí động tốt hơn nhiều so với bóng hình cầu. Lực nâng, lực cản và chất lượng khí động của mô hình Helikite dạng elip lớn hơn so với mô hình Helikite dạng cầu với góc tấn từ -10° đến 60° . ❖

Ngày nhận bài: **28/4/2024**

Ngày phản biện: **23/5/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Atlas LTA Advanced Technology, <https://atlas-lta.com/>
- [2]. K. Mahmood, N. A. Ismail, “*Application of multibody simulation tool for dynamical analysis of tethered aerostat*”, Journal of King Saud University - Engineering Sciences, Vol 34, Issue 3, pp. 209-216, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2020.09.005>.
- [3]. Allsopp Helikites LTD, <https://www.helikites.com/>
- [4]. M. E. Rogers, “*Helikite elevated platform (Final report HEP Phase I)*”, Topic A00-134, Small Business Innovative Research (SBIR), Carolina Unmanned Vehicles Inc., 4105 Graham-Newton Road, Raleigh, NC 27606, 2001.
- [5]. G. Verhoeven, J. Loenders, F. Vermeulen, R. Docter, *Helikite aerial photography “A versatile means of unmanned, radio controlled, low-altitude aerial archaeology”*, Archaeological Prospection Vol 16, Issue 2, pp. 125-138, 2009, <https://doi.org/10.1002/arp.353>.
- [6]. ANSYS User’s Guide, Lecture 09: “*Domains, Boundary Conditions and Sources*”.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ THÔNG SỐ KẾT CẤU HỆ THỐNG TREO ĐẾN DAO ĐỘNG CỦA XE Ô TÔ ĐIỆN CỖ NHỎ

STUDY ON THE EFFECTS OF VARIOUS SUSPENSION SYSTEM STRUCTURAL PARAMETERS ON THE VIBRATIONS OF SMALL ELECTRIC VEHICLES

Trương Văn Thuận

Trường Đại học Phenikaa

TÓM TẮT

Xe điện là loại phương tiện đang được các nhà sản xuất trên thế giới ưu tiên tập trung nghiên cứu và phát triển. Đối với xe điện cỡ nhỏ, với đặc trưng tải trọng nhỏ và chuyển động với vận tốc trung bình, cần thiết phải đánh giá tính tiện nghi và ổn định động lực học của ô tô khi đi trên các loại mặt đường có mấp mô khác nhau [1]. Chính vì vậy, việc nghiên cứu khảo sát dao động xe ô tô điện cỡ nhỏ khi chuyển động trên đường mấp mô là một vấn đề có ý nghĩa khoa học và thực tiễn. Mô phỏng dao động và khảo sát đánh giá độ cứng lò xo và hệ số cản giảm chấn dao động của ô tô điện cỡ nhỏ khi đi trên đường có mấp mô theo tiêu chuẩn.

Từ khóa: *Hệ số cản giảm chấn; Độ cứng lò xo; Mô phỏng dao động; Dao động xe điện cỡ nhỏ.*

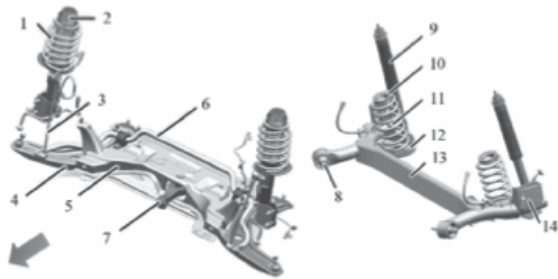
ABSTRACT

Electric vehicles (EVs) have become a priority for automotive manufacturers globally, with significant focus on research and development. For small electric cars, which are characterized by light payloads and moderate speeds, it is essential to evaluate ride comfort and dynamic stability on various uneven road surfaces. Consequently, studying the vibration response of small electric cars on bumpy roads is of scientific and practical significance. This includes simulating vibrations and analyzing the spring rate and shock absorber damping coefficients of the suspension system as the vehicle navigates standardized uneven terrains.

Keywords: *Shock absorber damping coefficient; Spring rate; Oscillation simulation; Oscillation of small electric vehicles.*

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Xe điện cỡ nhỏ đang trở thành một xu hướng phát triển quan trọng trong ngành công nghiệp ô tô tại Việt Nam, đặc biệt trong bối cảnh gia tăng nhu cầu về các giải pháp giao thông bền vững và giảm thiểu ô nhiễm môi trường. Theo báo cáo từ Hiệp hội các nhà sản xuất ô tô Việt Nam (VAMA), doanh số xe điện đã tăng 200% trong năm 2023, với các mẫu xe cỡ nhỏ chiếm tỷ trọng lớn nhất [3]. Báo cáo này cho thấy sự ưa chuộng của người tiêu dùng đô thị đối với các mẫu xe có thiết kế nhỏ gọn, linh hoạt, dễ dàng di chuyển trong các khu vực đông đúc. Ngoài ra, chính sách hỗ trợ của Chính phủ Việt Nam, như miễn thuế nhập khẩu và giảm thuế tiêu thụ đặc biệt cho các loại xe điện, đã góp phần thúc đẩy sự phát triển của thị trường này. Theo Bộ Công Thương, các biện pháp này không chỉ giúp giảm giá thành xe điện mà còn góp phần vào việc giảm lượng khí thải CO₂, cải thiện chất lượng không khí và giảm thiểu tiếng ồn trong các khu vực đô thị [2].



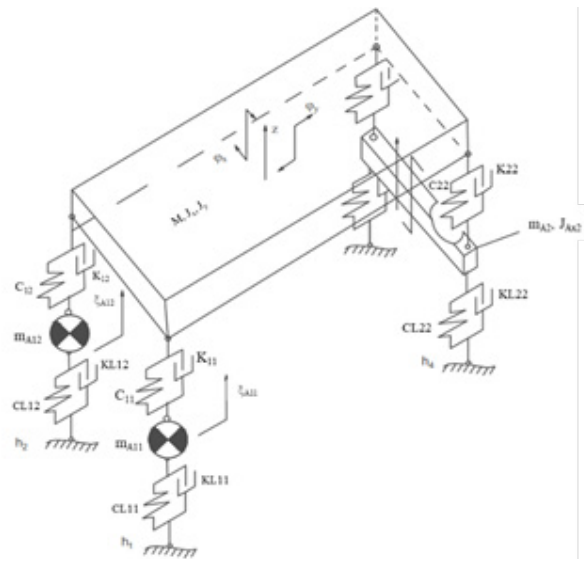
Hình 1. Hệ thống treo trước trên xe điện cỡ nhỏ Vinfast VF34

1. Cụm giảm chấn trước; 2. Gói đỡ trên (cao su);
3. Rotuyn cân bằng; 4. Cụm tay đòn dưới trước;
5. Dầm trước; 6. Thanh cân bằng; 7. Giá đỡ sau động cơ; 8. Ụ cao su; 9. Giảm chấn sau; 10. Đế lót đầu trên lò xo; 11. Lò xo trụ sau; 12. Đế lót đầu dưới lò xo; 13. Dầm xoắn sau; 14. Mặt bích

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG CỦA XE Ô TÔ ĐIỆN CỖ NHỎ

2.1. Mô hình mô phỏng hệ dẫn động phanh thủy lực hai dòng độc lập

Xe ô tô điện cỡ nhỏ đòi hỏi tính êm dịu cao, vì vậy để mô tả động lực học, bài báo sử dụng mô hình động lực học không gian tổng quát áp dụng cho ô tô điện 5 chỗ do Việt Nam sản xuất có 2 cầu (cầu trước chủ động) là đối xứng theo trục dọc của xe, thân xe là một tấm phẳng có khối lượng M đặt tại trọng tâm [3].



Hình 2. Mô hình không gian của xe ô tô điện VF34

Trong bài toán xét dao động của xe khi chuyển động thẳng, thân xe có 3 chuyển động (3 bậc tự do) gồm: chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng z , góc lắc ngang φ_x – quay quanh trục x và góc lắc dọc φ_y – quay quanh trục y ; Thân xe được nối với các cầu xe thông qua hệ thống treo đặc trưng bởi các độ cứng C_{ij} và hệ số cản giảm chấn K_{ij} ($i:1 - \text{trước}, 2 - \text{sau}; j=1 \div 2$); Các cầu xe (cầu trước – 1, cầu sau – 2) là các khối lượng không được treo được coi như các chất điểm có khối lượng m_{A11}, m_{A12}

m_{A2} đặt tại trọng tâm của chúng. Các cầu xe có chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng ($\xi_{A11}, \xi_{A12}, \xi_{A2}$); Bánh xe đàn hồi là bộ phận liên kết cầu xe với mặt đường bằng, đặc trưng bởi độ cứng $CLij$; Bỏ qua thành phần cản của lốp; Bỏ qua tác động của gió đến chuyển động của xe; Bánh xe tiếp xúc điểm với mặt đường. Với các giả thiết cấu trúc như vậy thì mô hình động lực học xe ô tô điện cỡ nhỏ có thể được mô tả theo các thể hiện như hình 2 [4].

2.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động xe

2.2.1. Phương trình vi phân mô tả chuyển động của các vật

Bằng phương pháp tách vật và đặt các ngoại lực lên từng vật là các phản lực liên kết giữa các vật, sau đó thiết lập các phương trình vi phân mô tả chuyển động của từng vật theo các

toạ độ suy rộng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe. Các phương trình này được thiết lập nhờ phương pháp cân bằng lực và mô-men tác động lên vật [5].

Hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe được mô tả như sau:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12} + F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22} \\ J_y\ddot{\phi}_y = -I_1(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) + I_2(F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_x\ddot{\phi}_x = b_1(F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12}) + w_2(F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22}) \\ m_{A2}\ddot{\xi}_{A2} = (F_{CL21} + F_{CL22}) - (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_{Ax2}\ddot{\phi}_{xA2} = b_2(F_{CL21} - F_{CL22}) + w_2(F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21}) \\ m_{A11}\ddot{\xi}_{A11} = F_{CL11} - (F_{C11} + F_{K11}) \\ m_{A12}\ddot{\xi}_{A12} = F_{CL12} - (F_{C12} + F_{K12}) \end{cases} \quad (I)$$

Trong sử dụng một số thông số kết cấu ở bảng 1, với một số thông số tham khảo từ xe nguyên bản Vinfast Vfe34, một số thông số được xác định từ phương pháp đo trực tiếp và quy đổi.

Bảng 1. Thông số sử dụng trong tính toán mô phỏng động lực học [6]

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Gia tốc trọng trường	g	9,81	m/s ²
2	Hệ số cản lăn	f	0,02	
3	Bán kính tĩnh bánh xe	rt	0,325	m
4	Độ cứng hệ thống treo trước	C_{11}, C_{12}	31250	N/m
5	Độ cứng hệ thống treo sau	C_{21}, C_{22}	58200	N/m
6	Hệ số cản giảm chấn trước	K_{11}, K_{12}	1090	N.s/m
7	Hệ số cản giảm chấn sau	K_{21}, K_{22}	1450	N.s/m
8	Độ cứng hướng kính lốp trước	C_{L11}, C_{L12}	62500	N/m
9	Độ cứng hướng kính lốp sau	C_{L21}, C_{L22}	62500	N/m
10	Khối lượng không được treo trước	m_{A1}	140	kg
11	Khối lượng không được treo sau	m_{A2}	200	kg
12	Khối lượng toàn bộ xe đầy tải	M	1860	kg
13	Khối lượng toàn bộ phân cho cầu trước	M_{c1}	870	kg
14	Khối lượng toàn bộ phân cho cầu sau	M_{c2}	670	kg
15	Chiều dài toàn bộ của xe	L_w	4,3	m

16	Chiều rộng toàn bộ của xe	B_w	1,77	m
17	Chiều cao toàn bộ của xe	H_w	1,61	m
18	Chiều dài cơ sở	L	2,61	m
19	Một nửa khoảng cách vết bánh xe trước	b_1	0.745	m
20	Một nửa khoảng cách vết bánh xe sau	b_2	0.745	m
21	Một nửa khoảng cách treo sau	w_2	0.67	m
22	Mô-men quán tính khối lượng của thân xe quanh trục dọc x	J_x	1400	Kg.m ²
23	Mô-men quán tính khối lượng của thân xe quanh trục ngang y	J_y	2600	Kg.m ²
24	Mô-men quán tính khối lượng của cầu sau quanh trục dọc x	J_{Ax2}	250	Kg.m ²

Trong các thông số trên, các thông số về khối lượng, kích thước được tham khảo từ catalog của nhà sản xuất và đo trực tiếp trên xe. Các mô-men quán tính được tính gần đúng theo phương pháp khối đồng chất. Các thông số của hệ thống treo, lò xo như độ cứng, hệ số cản giảm chấn được tham khảo.

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

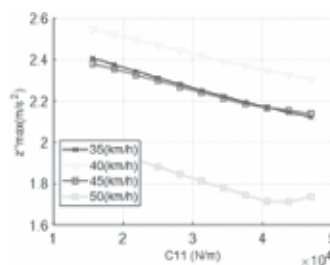
Những nghiên cứu trước đây đã chỉ ra rằng: các thông số kết cấu của hệ thống treo có thể ảnh hưởng đến các chỉ tiêu dao động là độ cứng C và hệ số cản K. Dưới đây sẽ lần lượt trình bày một số khảo sát ảnh hưởng của các thông số trên đến dao động của xe. Để khảo sát, hàm kích động cũng là mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO [7]. Các thông số khảo sát trên một mô-đun cho cầu sau. Nghiên cứu trên loại đường trung bình (C-D) cho xe chạy với vận tốc 35-50 km/h.

3.1. Nghiên cứu ảnh hưởng của độ cứng C

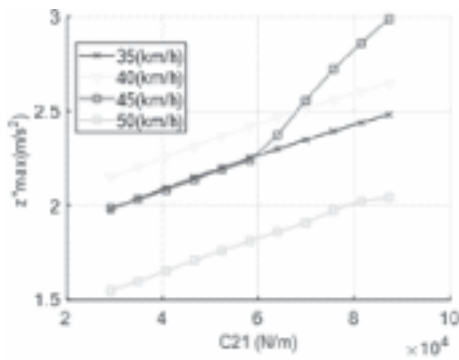
Khảo sát độ cứng lò xo trước C_1 và sau C_2 thay đổi trong dải $[0,5:1,5]*C_1$, $[0,5:1,5]*C_2$ với bước hệ số là 0,1 xác định được giá trị các thông số: gia tốc thẳng đứng cực đại của thân xe (\ddot{z}_{max}), hệ số tải trọng động cực đại ($k_{di,max}$),

hệ số tải trọng động cực tiểu ($k_{di,min}$) để đánh giá.

Kết quả khảo sát ảnh hưởng của độ cứng C_1 , C_2 của hệ thống treo trước và sau đến gia tốc dao động thẳng đứng cực đại của thân xe thể hiện trên đồ thị hình 3 và hình 4. Kết quả cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D), với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, gia tốc cực đại của khối lượng được treo đều vượt ngưỡng can thiệp. Khi C_{11} tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại giảm dần. Như vậy, trong thiết kế để cải thiện độ êm dịu cho hành khách, cần chọn độ cứng sao cho phù hợp. Khi C_{21} tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại cũng tăng dần và tất cả các giá trị đều dưới ngưỡng cảnh báo. Như vậy, xe đảm bảo được chỉ tiêu an toàn cho hàng hóa và người ngồi trên xe.

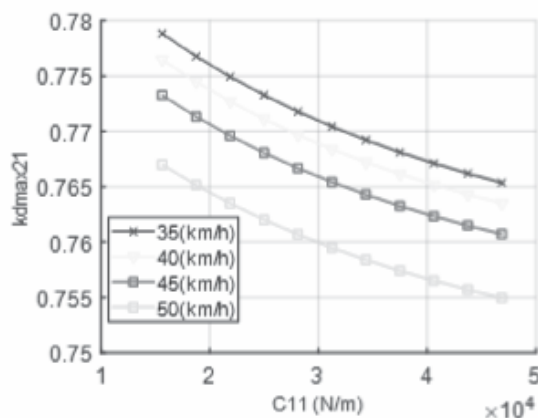


Hình 3. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

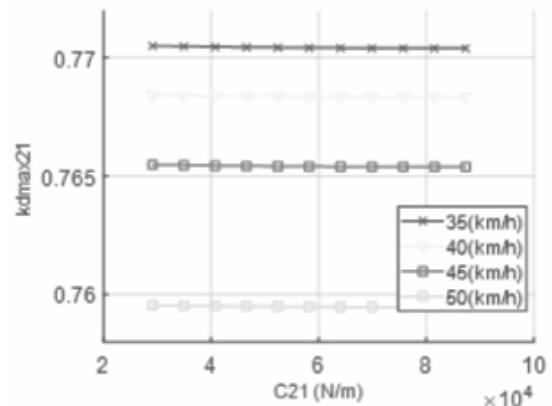


Hình 4. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát trên hình 5, khi C_{11} tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại có xu hướng giảm dần. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát trên hình 6, khi C_{21} tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại nhìn chung không thay đổi. Như vậy, khi tăng độ cứng của hệ thống treo trước và sau sẽ không làm tăng giá trị tải trọng động tác động của bánh xe phía sau và đường. Dĩ nhiên, cần phải kết hợp với một nghiên cứu tổng thể về tính toán thiết kế và khảo nghiệm độ bền kết cấu ô tô để có được phương án hợp lý.

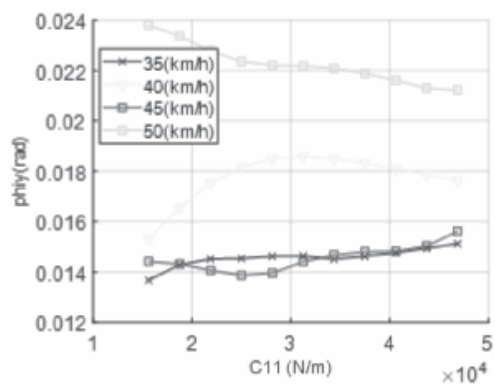


Hình 5. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

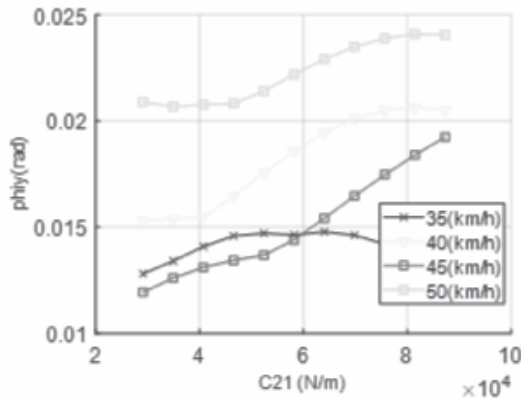


Hình 6. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

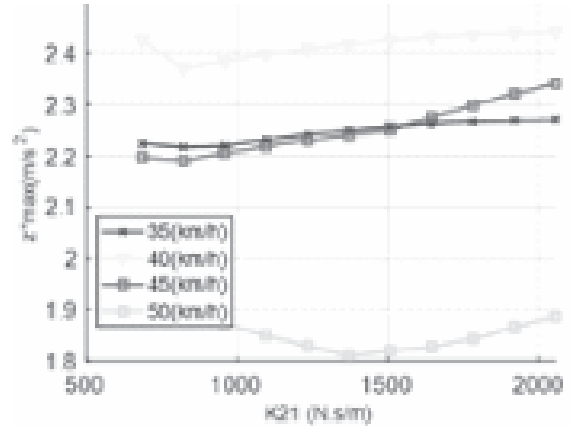
Khi C_{11} tăng dần thì các giá trị góc lắc dọc cũng tăng dần, cũng có nghĩa là khi tăng độ cứng của hệ thống treo trước sẽ làm tăng hệ số ϕ_{y2} , việc này sẽ ảnh hưởng đến dao động của xe thể hiện trên hình 7. Vì thế, trong thiết kế nên giảm độ cứng C_{11} của hệ thống treo trước. Khi C_{21} tăng dần thì các giá trị góc lắc dọc cũng tăng dần, cũng có nghĩa là khi tăng độ cứng của hệ thống treo sau sẽ làm tăng hệ số ϕ_{y1} , việc này sẽ ảnh hưởng đến dao động của xe. Chính vì thế, trong thiết kế nên giảm độ cứng C_{21} của hệ thống treo sau thể hiện trên hình 8. Cần phải kết hợp với một nghiên cứu tổng thể về tính toán thiết kế và khảo nghiệm độ bền kết cấu ô tô để có được phương án hợp lý.



Hình 7. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{11} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D



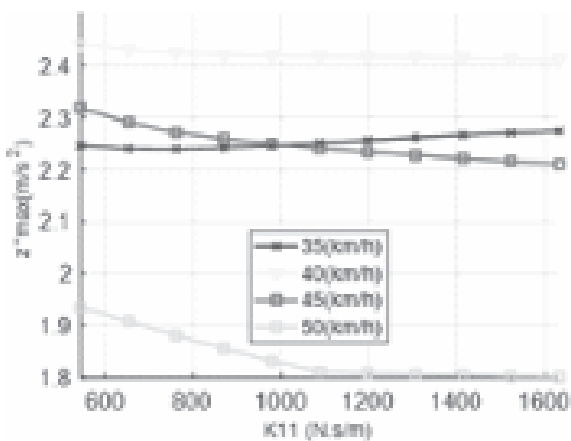
Hình 8. Khảo sát sự ảnh hưởng của C_{21} đến hệ số φ_y trên mặt đường C-D



Hình 10. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

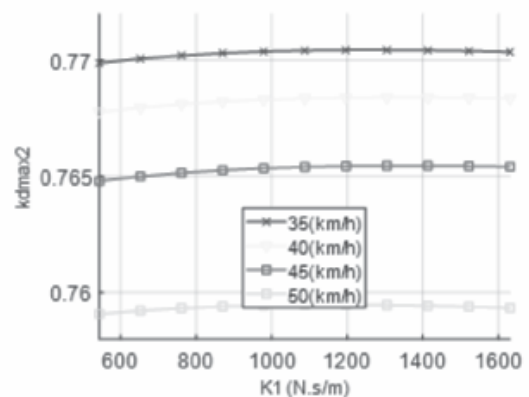
3.2. Ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn

Trong khảo sát này, xe chạy với các vận tốc từ 35-50 km/h trên loại đường trung bình (C-D). Cho K_1 , K_2 thay đổi trong dải $[0,5; 1,5] \cdot K_1$, $[0,5; 1,5] \cdot K_2$ với bước hệ số là 0,1 xác định được các giá trị để đánh giá bao gồm gia tốc thẳng đứng cực đại của thân xe (\ddot{z}_{max}), hệ số tải trọng động cực đại ($k_{dij,max}$), hệ số tải trọng động cực tiểu ($k_{dij,min}$).



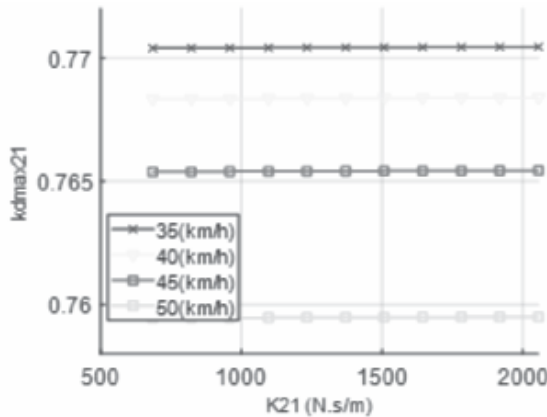
Hình 9. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến gia tốc cực đại trên mặt đường C-D

Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_1 tăng dần, gia tốc dao động thẳng đứng cực đại sẽ giảm dần. Chính vì thế, trong thiết kế để cải thiện độ an toàn cho hàng hóa, nên tăng hệ số cản giảm chấn K_1 của hệ thống treo trước. Kết quả cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D), với giá trị vận tốc khảo sát 35-50 km/h, khi K_2 tăng dần, tất cả giá trị gia tốc dao động thẳng đứng cực đại sẽ đều dưới ngưỡng cảnh báo. Chính vì thế, trong thiết kế để cải thiện độ an toàn cho hàng hóa, nên chọn hệ số cản giảm chấn K_2 của hệ thống treo sau sao cho phù hợp.



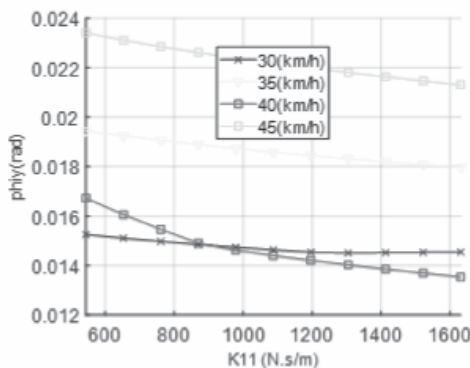
Hình 11. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D



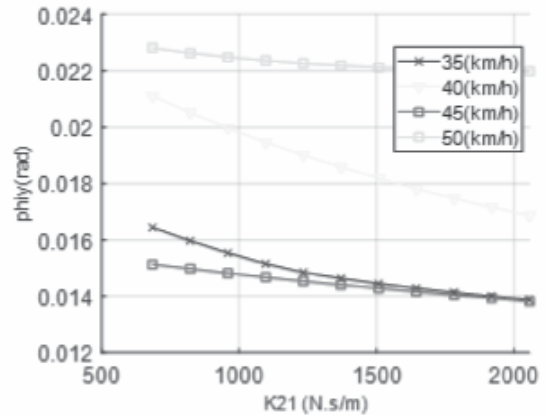


Hình 12. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến hệ số tải trọng động trên mặt đường C-D

Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_1 tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe sẽ giảm dần. Như vậy, khi tăng hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau sẽ làm giảm giá trị tải trọng động tác động đến xe và đường, việc này làm giảm mức độ ảnh hưởng xấu đến độ bền của các chi tiết trên xe và ảnh hưởng đến cầu đường. Chính vì thế, trong thiết kế nên tăng hệ số cản K_1 của hệ thống treo trước.



Hình 13. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{11} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D



Hình 14. Khảo sát sự ảnh hưởng của K_{21} đến hệ số ϕ_y trên mặt đường C-D

Hình 14 thể hiện kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn K_{11} đến góc lắc dọc $\phi_{y\max}$ của bánh sau sau khi ô tô chuyển động trên loại đường trung bình C-D trong dải vận tốc khảo sát từ 35-50 km/h. Trên đồ thị, khi tăng hệ số cản giảm chấn thì góc lắc dọc cực đại có xu hướng giảm dần, như vậy tốt cho dao động của xe, tăng sự êm dịu. Vì vậy, để tăng sự êm dịu trong thiết kế sẽ tăng hệ số cản giảm chấn K_1 .

Kết quả trên các hình vẽ cho thấy: Khi ô tô đi trên đường trung bình (C-D) với mọi giá trị vận tốc từ 35-50 km/h, mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe đều dưới ngưỡng 2,5. Với mỗi giá trị vận tốc khảo sát, khi K_2 tăng dần, hệ số tải trọng động cực đại của phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác động lên các bánh xe nhìn chung không thay đổi. Như vậy, khi tăng hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau sẽ làm giảm giá trị tải trọng động tác động đến xe và đường, việc này làm giảm mức độ ảnh hưởng xấu đến độ bền của các chi tiết trên xe và ảnh hưởng đến cầu đường.

Hình 3.23 thể hiện kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản giảm chấn K_{21} đến

góc quay φ_y cực đại của bánh sau sau khi ô tô chuyển động trên loại đường trung bình C-D trong dải vận tốc khảo sát từ 35-50 km/h. Trên đồ thị, khi tăng hệ số cản giảm chấn thì góc lắc dọc cực đại có xu hướng giảm dần, như vậy tốt cho dao động của xe, tăng sự êm dịu. Vì vậy, để tăng sự êm dịu trong thiết kế sẽ tăng hệ số cản giảm chấn K_2 .

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã khảo sát ảnh hưởng của độ cứng và hệ số cản giảm chấn của hệ thống treo sau. Kết quả theo các chỉ tiêu về an toàn động lực học và an toàn hàng hóa cho thấy rằng, hệ treo mềm cùng với hệ số cản lớn sẽ có lợi hơn.

Kết quả nghiên cứu đã đánh giá dao động ô tô điện cỡ nhỏ dựa trên phần mềm mô phỏng Matlab Simulink. Các thông số đánh giá được lựa chọn theo các chỉ tiêu dao động và được xác định bằng cách tính toán mô phỏng dựa trên mô hình động lực học tổng quát của ô tô điện với các điều kiện chuyển động thẳng trên các loại mặt đường theo tiêu chuẩn ISO.

Đã xây dựng mô hình động lực học tổng quát của ô tô với kích động từ mấp mô mặt đường là ngẫu nhiên được xác định theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016 để đánh giá dao động của ô tô điện. Sử dụng công cụ Simulink trong phần mềm chuyên dụng Matlab để giải các phương trình vi phân chuyển động và cho kết quả là chuyển vị, vận tốc, gia tốc của các khối lượng, các kết quả tải trọng động chính là hệ số tải trọng động. Kết quả khảo sát dao động động lực học được xác định trong điều kiện ô tô điện chuyển động trên loại đường C-D cho thấy ô tô đã đạt yêu cầu về dao động.

Bài báo sử dụng biên dạng mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:2016, chưa có được sự thí nghiệm thực tiễn của sự mấp mô đường thực tế ở Việt Nam để có được kết quả nghiên cứu sát thực hơn. Chưa phân tích dao động của ô tô trong một số bài toán thực tế khi xe chạy trên đường như tăng tốc, phanh hay quay vòng. Cần có một nghiên cứu hoàn chỉnh hơn để đánh giá dao động ô tô trong các trường hợp này. ❖

Ngày nhận bài: **25/6/2024**

Ngày phản biện: **27/7/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Huỳnh Hội Hoa Đăng (2017); Luận văn thạc sĩ: “Nghiên cứu dao động xe tải nhẹ dưới tác động của mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO”, Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [2]. Lưu Văn Tuấn (2018); “*Lý thuyết ô tô*”, NXB. Giáo dục.
- [3]. Nguyễn Quốc Triều (2012); Luận văn thạc sĩ: “*Nghiên cứu dao động xe tải*”, Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [4]. Võ Văn Hùng, Nguyễn Tiến Dũng, Dương Ngọc Khánh, Đàm Hoàng Phúc (2014); “*Động lực học ô tô*”, NXB. Giáo dục.
- [5]. International Organisation of Standardisation. ISO 8608:2016, Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data. Geneva, Switzerland.
- [6]. Thông số kỹ thuật xe ô tô điện Vfe34.
- [7]. Tiêu chuẩn ISO 2631-1: 1997.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VỊ TRÍ CÁC ĐỆM KHÍ CỦA Ổ ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HƯỚNG TÂM SỬ DỤNG TRONG THIẾT BỊ CHUẨN MÔ MEN LỰC

RESEARCH DESIGN OF THE LOCATION OF AIR CUSHION POSITION OF AIR BEARING RADIAL FORCE USED IN TORQUE STANDARDS DEVICE

Vũ Văn Duy, Trần Trọng Thắng
Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

TÓM TẮT

Thiết bị chuẩn mô men lực là thiết bị tạo ra mô men chuẩn, thiết bị này có một trục quay gắn với cánh tay đòn và ổ quay. Để tạo ra mô men chuẩn thì yêu cầu quan trọng đó là mô men ma sát của ổ quay phải rất nhỏ. Vì vậy, giải pháp sử dụng ổ đệm khí là một phương án hiệu quả để đáp ứng yêu cầu trên.

Đối với thiết bị chuẩn mô men kiểu trục ngang thì ổ đệm khí được sử dụng là dạng ổ chịu lực hướng tâm, do đó việc nghiên cứu kết cấu của ổ đệm khí chịu lực hướng tâm sẽ đưa ra các phương án đáp ứng các yêu cầu về khả năng chịu tải; khe hở ổ đệm khí đối với yêu cầu cụ thể của thiết bị chuẩn mô men lực.

Từ khóa: *Ổ đệm khí chịu lực hướng tâm; Khả năng tải của ổ đệm khí; Khe hở ổ đệm khí; Thiết bị chuẩn mô men.*

ABSTRACT

A torque standard device is a device that creates a standard torque, this device has a rotating shaft attached to the lever arm and rotating bearing. To create a standard torque, the important requirement is that the friction moment of the rotating bearing must be very small. Therefore, the solution of using air bearings is an effective solution to meet the above requirements.

For horizontal shaft-type moment reference devices, the air bearing used is a radial force bearing, so studying the structure of the radial force air bearing will provide options to meet the requirements load-bearing capacity requirements; air bearing clearance for the specific requirements of the torque standard device.

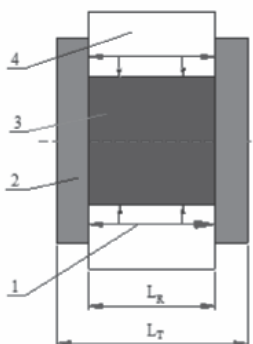
Keywords: *Air bearing radial force; Load capacity of air bearing; Air bearing clearance; Torque standard device.*

1. Ô ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HƯỚNG TÂM

Ô đệm khí là loại ô quay sử dụng màng mỏng khí nén với một áp suất nhất định để cản trở sự tiếp xúc trực tiếp giữa hai bề mặt. Do không có tiếp xúc cơ khí giữa bề mặt bạc đệm khí và bề mặt trục quay nên các vấn đề về ma sát, sự mài mòn, bôi trơn... sẽ được giải quyết khi ứng dụng ô đệm khí [3]. Tuy nhiên, do không khí luôn được thoát ra từ các khe hở nên phải duy trì liên tục áp suất để tạo lực nâng thắng được lực tải làm việc của ô.

Cấu tạo cơ bản của ô đệm khí gồm hai phần chính: rotor (trục quay) và stator (bạc, lỗ đệm khí). Trong đó, stator được gia công các lỗ dẫn, rãnh thoát không khí. Stator có biên dạng lỗ đồng dạng với biên dạng của rotor và có tác dụng dẫn khí với áp suất cao vào khoảng trống giữa rotor và stato nhằm tạo ra một lớp màng khí nén giữa hai bề mặt. Mô hình ô đệm khí như hình 1 và hình 2 [2].

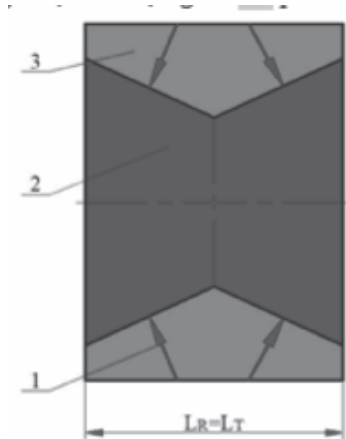
+ Ô đệm khí dạng chữ H: Khi đó, bề mặt của rotor gồm bề mặt trụ có chiều dài L_R được chặn bởi hai mặt phẳng ở hai đầu (hình 1). Lớp khí nén được cấp vào phần bề mặt trụ và mặt phẳng giữa rotor và stator.



Hình 1. Ô đệm khí dạng chữ H [2]

*Chú thích hình 1: 1 – Đường dẫn khí; 2 – Đĩa chặn; 3 – Rotor; 4 – Stator; L_R – Độ dài của rotor; L_T – Độ dài của ô đệm khí.

+ Ô đệm khí dạng chữ X: Bề mặt nằm giữa trục quay rotor và ổ đỡ stator có dạng chữ X nên không cần mặt chặn ở hai đầu rotor (hình 2). Ngoài ra, để thuận tiện trong quá trình lắp ráp ô đệm khí thì stator ở đây thường được cấu tạo gồm hai phần lắp ghép với nhau.



Hình 2. Ô đệm khí dạng chữ X [2]

*Chú thích hình 2: 1 - Đường dẫn khí; 2 - Rotor; 3 - Stator; L_R - Độ dài của rotor; L_T - Độ dài của ô đệm khí.

Trong quá trình làm việc, loại ô này chủ yếu chịu tải trọng hướng tâm. Đối với ô đệm khí tĩnh dùng cho máy chuẩn mô men [4], tải trọng hướng tâm là trọng lượng của một số bộ phận trên máy chuẩn mô men (trọng lượng của trục, cánh tay đòn, quang treo và các quả tải tạo mô men). Vấn đề đặt ra khi sử dụng loại ô trên là cần nâng cao khả năng tải của ô.

Theo [5] thì khả năng tải của ô được xác định dựa trên công thức mang tính nguyên tắc: Khả năng tải = (Diện tích bề mặt) x (áp suất cấp) x (hiệu suất).

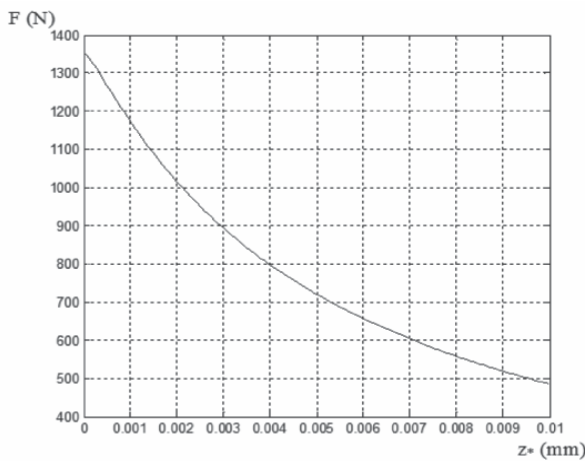
Từ công thức trên, ta nhận thấy để ô có khả năng tải lớn thì một trong các giải pháp là tăng diện tích bề mặt tiếp xúc với trục quay. Để đạt được mục đích này, có thể áp dụng hai giải pháp sau:

+ Tăng đường kính của trục quay: Phương án này làm tăng mô men ma sát tại ổ quay, nhưng do hệ số ma sát khí rất nhỏ nên lượng tăng này sẽ không đáng kể.

+ Tăng chiều dài của ổ đệm khí, trục quay: Phương án này có khó khăn khi chế tạo ổ đệm khí.

2. CÁC PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ ĐỆM KHÍ CỦA Ổ ĐỆM KHÍ CHỊU LỰC HƯỚNG TÂM

Ổ đệm khí được cấu tạo bởi các đệm khí bề mặt trụ. Theo [1], quan hệ giữa giá trị lực nâng (F) và khe hở (z) tại vị trí trung tâm của ổ đệm khí bề mặt trụ như hình 3:



Hình 3. Quan hệ giữa lực nâng F và khe hở z* ở tâm của ổ đệm khí [1]

Trục được đỡ bởi hai ổ đệm khí ở hai đầu trục. Nội dung bài báo này sẽ khảo sát số lượng và phương án bố trí các đệm khí bề mặt trụ (làm việc với khe hở ổ đệm khí trong khoảng từ 2,1 μm đến 9,5 μm – không có tiếp xúc cơ khí) để cấu thành một ổ đệm khí với các thông số:

+ Trọng lực của trục, cánh tay đòn và quang treo tác dụng lên một ổ là: F_T ;

+ Trọng lực của các quả tải tạo mô men tác dụng lên một ổ: F_T ;

+ F_i : Lực đẩy của đệm khí i (i là vị trí đặt vị trí, ở đây các vị trí là A, B, C...).

2.1. Bố trí 03 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 1)

Phương án đơn giản nhất là mỗi đầu trục bố trí 03 đệm khí. Đồng thời, để tăng khả năng chịu tải là trọng lực, bố trí phía bên dưới hai đệm khí sát vào nhau, phía bên trên bố trí một đệm khí, như hình 4.

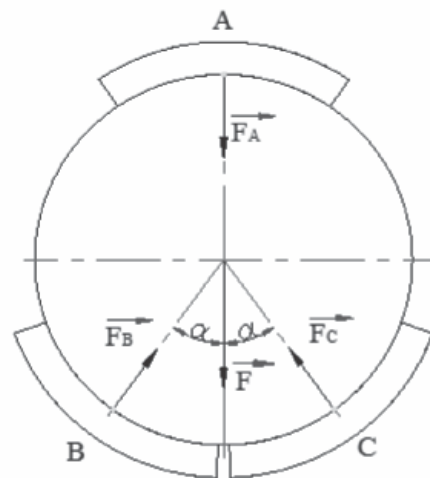
Khi đó, lực tác dụng lên trục quay của ổ đệm khí gồm những lực sau:

$\vec{F}_A, \vec{F}_B, \vec{F}_C$ là lực nâng hoặc đẩy của từng đệm khí tác dụng theo phương hướng tâm.

\vec{F}_T là trọng lực của quả tải.

\vec{F}_{Tr} là trọng lượng của trục, cánh tay đòn và quang treo phân chia trên mỗi đầu trục.

\vec{F} là tải trọng của ổ, ($\vec{F} = \vec{F}_T + \vec{F}_{Tr}$).



Hình 4. Sơ đồ bố trí 03 đệm khí trên một đầu trục.

Từ sơ đồ lực tác dụng lên trục quay (hình 4), ta có quan hệ về trị số: $F_B = F_C$ (do tính đối xứng, trị số lực tại hai đệm khí B, C bằng nhau).

Cũng do tính đối xứng về tải trọng và kết cấu, nên áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$\begin{aligned} F_A + F_T + F_{Tr} &= 2.F_B \cdot \cos\alpha \\ F_T &= 2.F_B \cdot \cos\alpha - F_A - F_{Tr} \end{aligned} \quad (1)$$

Tổng trọng lượng của trục, cánh tay đòn và quang treo của thiết bị thử nghiệm được xác định là 550 N. Mặt khác, do trục được đỡ bởi hai ổ đệm khí như nhau tại hai đầu trục, nên tại mỗi đầu trục, ta có: $F_{Tr} = 550/2 = 275$ N.

Xét trường hợp chịu tải lớn nhất ($F = F_{Max}$) thì khe hở nhỏ nhất ở B và C vẫn phải đảm bảo để đệm khí làm việc. Lựa chọn $z_B = z_C = 2,1 \mu\text{m}$. Khi đó, ta có:

$F_B = F_C = F_1 = 1000$ N, thay vào (1), ta có:

$$F_{Max} = F_T = 2.1000 \cdot \cos\alpha - F_A - 275. \quad (2)$$

Từ phương trình (2) ở trên, ta nhận thấy lúc này phải chọn F_A sao cho z_A còn nằm trong vùng khảo sát của đệm khí, xác định được giá trị lớn nhất của lực F_T là F_{Max} . Chọn $z_A = 9,5 \mu\text{m}$, khi đó căn cứ vào đường đặc tính chịu tải của đệm khí [1], ta tìm được $F_A = 500$ N. Mặt khác, do tất cả các đệm khí được thiết kế ở đây có góc chấn cung là $\varphi = 60^\circ$ nên suy ra $\alpha = 30^\circ$.

Thay số vào (2), ta có:

$$F_{Max} = 2.1000 \cdot \cos 30^\circ - 500 - 275 = 957 \text{ N}$$

Suy ra, tải trọng lớn nhất của cả hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: 1914 N.

Với cánh tay đòn là $L = 500$ mm nên mô men lớn nhất trong trường hợp này là:

$$T_{Max} = 1914.0,5 = 957 \text{ N.m}$$

Nhận thấy giá trị mô men lớn nhất này lớn hơn giá trị mô men chuẩn cần tạo ra theo yêu cầu ($T_{yêu,cầu} = 500$ N.m), do đó khi đạt giá trị mô men chuẩn là 500 N.m thì khe hở tại B và C sẽ lớn hơn $2,1 \mu\text{m}$. Điều này chứng tỏ sẽ không có tiếp xúc cơ khí trong trường hợp có tải trọng tạo mô men chuẩn.

Tuy nhiên, cần xét thêm trường hợp khi không có tải trọng tạo mô men chuẩn mà chỉ có tải trọng của trục và cánh tay đòn thì trục sẽ được nâng lên một khoảng δ (theo phương thẳng đứng). Theo phương trình (1), ta có:


$$F_T = 2.F_B \cdot \cos\alpha - F_A - 275 \quad (3)$$

Khi không có tải trọng tạo mô men thì $F_T = 0$, khe hở tại điểm A sẽ giảm đi một khoảng bằng δ , theo sơ đồ bố trí ổ như hình 4, khe hở tại B và C sẽ tăng lên một khoảng là $\delta \cdot \cos\alpha$. Các giá trị lực tải của các đệm khí tại A; B; C tương ứng với khe hở của từng đệm khí phải thỏa mãn điều kiện đó là thay vào phương trình (3) sẽ cho kết quả $F_T = 0$.

Phương pháp xác định gần đúng giá trị δ , được trình bày như sau:

Chọn bước tính $\delta = n \cdot x$, trong đó x là bước tính ($x = 0,1 \mu\text{m}$), n là hệ số ($n = 1, 2, 3, \dots$).

Lần lượt lấy các giá trị $n = 1, 2, 3, \dots$ để tính các khe hở của đệm khí tại các vị trí A, B, C theo sơ đồ bố trí của ổ đệm khí.

Xác định lực tải của các đệm khí tương ứng theo khe hở dựa trên đường đặc tính hình 3. 

Thay các giá trị lực tải của đệm khí tại các vị trí tương ứng vào phương trình (3), ta thu được giá trị F_T , độ dịch chuyển của trục khi không tải được xác định gần đúng là giá trị δ tại bước tính có kết quả theo phương trình (3) cho giá trị F_T gần bằng không.

Cụ thể, với $n = 1$, ta có $\delta = 0,1 \mu\text{m}$, khi đó khe hở tại A giảm đi và có giá trị là: $\delta_A = 9,5 - 0,1 = 9,4 \mu\text{m}$.

Theo sơ đồ bố trí ổ đệm khí hình 4, khe hở tại B và C (được coi là bằng nhau do tính chất đối xứng) tăng lên và có giá trị là: $\delta_B = \delta_C$

$$= 2,1 + \delta \cdot \cos 30^\circ = 2,1 + 0,1 \cdot \cos 30^\circ = 2,2 \mu\text{m}.$$

Theo đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3), với khe hở là $9,4 \mu\text{m}$, ta có lực tải là 550 N , với khe hở là $2,2 \mu\text{m}$ cho ta lực tải của đệm khí 990 N , do đó ta có: $F_A = 550 \text{ N}$, $F_B = F_C = 990 \text{ N}$.

Thay vào phương trình (3), ta có:

$$F_T = 2 \cdot 990 \cdot \cos 30^\circ - 550 - 275 = 890 \text{ N}$$

Lặp lại, lần lượt cho n bằng các giá trị 2, 3,... ta có giá trị tương ứng như bảng 1, như sau:

Bảng 1. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 1)

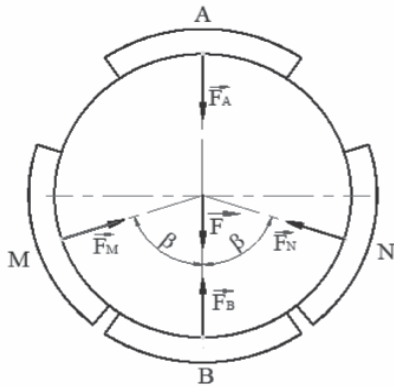
TT (n)	δ (μm)	z_A (μm)	z_B, z_C (μm)	F_A (N)	F_B, F_C (N)	F_T (N)
0	0	9,5	2,1	500	1000	957
1	0,1	9,4	2,2	550	990	890
...
52	5,2	4,3	6,6	775	630	41
53	5,3	4,2	6,7	780	625	27
54	5,4	4,1	6,8	790	620	9
55	5,5	4,0	6,9	800	610	19
56	5,6	3,9	6,9	805	610	24

F_T có giá trị âm, khi đó lực F_T có chiều từ dưới lên trên theo phương thẳng đứng, nhìn vào bảng giá trị trên có thể lấy giá trị $\delta = 5,4 \mu\text{m}$, khi đó lực F_T có giá trị gần bằng không.

Như vậy, khi trọng lực tạo mô men chuẩn thay đổi từ 957 N đến 0 N (trường hợp không có tải trọng tạo mô men chuẩn) thì khe hở của đệm khí tại A giảm từ $9,5 \mu\text{m}$ xuống $4,1 \mu\text{m}$; khe hở tại các vị trí B và C tăng từ $2,1 \mu\text{m}$ đến $6,8 \mu\text{m}$, tâm trục dịch chuyển theo phương thẳng đứng một khoảng là $\delta = 5,4 \mu\text{m}$.

2.2. Bố trí 04 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 2)

Với mục đích tăng khả năng chịu tải của ổ đệm khí, PA2 thiết kế mỗi đầu trục sẽ được bố trí 4 đệm khí. Trong đó, một đệm ở phía trên để tăng độ cứng vững, ba đệm được bố trí liên nhau (góc $\beta = 60^\circ$), sơ đồ bố trí đệm khí được thể hiện trên mặt cắt ngang đi qua tâm các đệm khí, hình 5.



Hình 5. Sơ đồ bố trí 04 đệm khí trên một đầu trục.

Các đệm khí tại A, B, M, N có lực nâng tổng hợp của mỗi đệm là: $\vec{F}_A, \vec{F}_B, \vec{F}_M, \vec{F}_N$. Từ sơ đồ phân tích các lực tác dụng lên trục quay trên hình 5, ta nhận thấy: $F_M = F_N$.

Áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$F_A + F_T + F_{Tr} = F_B + 2.F_M \cdot \cos\beta$$

$$\text{Suy ra: } F_T = F_B + 2.F_M \cdot \cos\beta - F_A - F_{Tr} \quad (4)$$

Khi F đạt giá trị lớn nhất, giả thiết $F_B = F_M = F_N = F_1 = 1000 \text{ N}$, tương ứng khe hở bằng $2,1 \mu\text{m}$; $F_A = F_2 = 500 \text{ N}$, tương ứng khe hở

bằng $9,5 \mu\text{m}$.

Thay số vào phương trình (4), ta có:

$$F_{\text{Max}} = F_T = 1000 + 2.1000 \cdot \cos 60^\circ - 500 - 275 = 1225 \text{ N}$$

Suy ra, tải trọng lớn nhất của hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: $2.1225 = 2450 \text{ N}$

$$\text{Mô men lớn nhất là: } T_{\text{Max}} = 2450 \cdot 0,5 = 1225 \text{ N.m}$$

Khi không có tải trọng tạo mô men chuẩn thì trục được nâng lên một khoảng δ , theo sơ đồ hình 5 thì khe hở đệm khí tại A giảm đi một khoảng bằng với khoảng của khe hở đệm khí tại B tăng lên một khoảng là δ , theo tính chất đối xứng khe hở tại M và N tăng lên một lượng như nhau là $\delta/\cos\beta$ ($\beta = 60^\circ$).

Áp dụng phương pháp xác định δ tương tự như trường hợp ổ đối với phương án 1, để xác định khe hở tại các đệm khí tại các vị trí thuộc ổ đệm khí, dựa vào đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3) để xác định được lực tải của các đệm khí tương ứng với khe hở. Sau đó, ta thay các giá trị lực tải vào phương trình (4) để xác định gần đúng δ , cho kết quả như bảng 2.

Bảng 2. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 2)

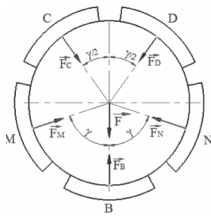
TT(n)	$\delta(\mu\text{m})$	$z_A(\mu\text{m})$	$z_B(\mu\text{m})$	$z_M, z_N(\mu\text{m})$	$F_A(\text{N})$	$F_B(\text{N})$	$F_M, F_N(\text{N})$	$F_T(\text{N})$
0	0,0	9,5	2,1	2,1	500	1000	1000	1225
1	0,1	9,4	2,2	2,2	505	990	990	1200
...
66	6,6	2,9	8,7	5,4	905	530	690	40
67	6,7	2,8	8,8	5,5	920	530	685	20
68	6,8	2,7	8,9	5,5	930	525	685	5
69	6,9	2,6	9,0	5,6	940	520	680	-15
70	7,0	2,5	9,1	5,6	950	515	680	-30



Như vậy, khi trọng lực tạo mô men chuẩn thay đổi từ 1225 N đến 0 N (trường hợp không có tải trọng tạo mô men chuẩn) thì khe hở của đệm khí tại A giảm từ 9,5 μm xuống 2,7 μm; khe hở tại các vị trí B tăng từ 2,1 μm đến 8,9 μm, tâm trục dịch chuyển theo phương thẳng đứng một khoảng là δ = 6,8 μm.

2.3. Bố trí 05 đệm khí trên mỗi đầu trục (PA 3)

Trong phương án này, với mục đích tăng độ ổn định của ổ đệm khí, mỗi đầu của trục được bố trí 05 đệm khí cách đều nhau, như hình 6.



Hình 6. Sơ đồ bố trí 05 đệm khí trên một đầu trục

Các đệm khí B; M; N; C; D có lực nâng của mỗi đệm lần lượt là $\vec{F}_B, \vec{F}_M, \vec{F}_N, \vec{F}_C, \vec{F}_D$. Từ sơ đồ đặt lực ở hình 6 nhận thấy: $F_M = F_N; F_C = F_D$ (do tính chất đối xứng).

Áp dụng phương trình cân bằng lực theo phương y trong mặt cắt ngang của một đầu trục, ta có:

$$F_T + F_{Tr} + 2.F_C \cdot \cos(\gamma/2) = F_B + 2.F_M \cdot \cos(\gamma)$$

$$F_T = F_B + 2.F_M \cdot \cos(\gamma) - F_{Tr} - 2.F_C \cdot \cos(\gamma/2) \quad (5)$$

Trong trường hợp này, do 5 đệm bố trí cách đều nhau trên chu vi của trục nên ta có:

$$\gamma = \frac{360^\circ}{5} = 72^\circ$$

Tương tự như các trường hợp 1 và trường hợp 2, chọn $F_A = F_M = F_N = F_I = 1000$ N, tương ứng với khe hở 2,1 μm; $F_C = F_D = 500$ N tương ứng với khe hở 9,5 μm. Khi đó, ổ chịu tải trọng lớn nhất. Thay các giá trị tính toán vào phương trình cân bằng (5) ở trên, ta có:

$$F_{Max} = F_T = 1000 + 2.1000 \cdot \cos 72^\circ - 275 - 2.500 \cdot \cos 36^\circ = 534 \text{ N}$$

Tổng tải trọng lớn nhất của hai ổ đệm khí ở hai đầu trục là: $2.F_T = 2.534 = 1068 \text{ N}$

Để xác định các thông số khi không có khối lượng quả tải, khảo sát các vị trí của khe hở đệm khí, dựa vào đồ thị quan hệ giữa lực nâng và khe hở của đệm khí (hình 3) để xác định được lực tải của các đệm khí tương ứng với khe hở. Thay các giá trị lực tải vào phương trình (5) để được xác định khi giá trị F_T gần bằng không, ta có kết quả các giá trị như bảng 3.

Bảng 3. Các giá trị tương ứng với khe hở của ổ đệm khí (PA 3)

TT(n)	δ(μm)	z _B (μm)	z _N , z _M (μm)	z _C , z _D (μm)	F _B (N)	F _M , F _N (N)	F _C , F _D (N)	F _T (N)
0	0,0	2,1	2,1	9,5	1000	1000	500	534
1	0,1	2,2	2,2	9,4	990	990	505	516
...
29	2,9	5,0	3,0	7,2	730	890	590	50,4
30	3,0	5,1	3,0	7,1	720	890	595	32,3
31	3,1	5,2	3,1	7,0	710	885	600	11,1
32	3,2	5,3	3,1	6,9	700	885	610	-15,0
33	3,3	5,4	3,1	6,8	690	885	620	-41,2

3. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ THIẾT KẾ Ổ ĐỆM KHÍ CỦA MÁY CHUẨN MÔ MEN

3.1. Một số thông số cơ bản của các phương án thiết kế ổ đệm khí

Trên cơ sở tính toán cho các phương án ở trên, ta có bảng tổng hợp kết quả thông số cơ bản của các dạng ổ đệm khí, theo bảng 4.

Bảng 4. Những thông số cơ bản của các dạng ổ đệm khí

TT	Sơ đồ bố trí đệm khí	$2.F_{Tmax}$ (N)	δ (μm)
1		1914	5,4
2		2450	6,8
3		1068	3,1

3.2. Lựa chọn phương án bố trí bạc đệm khí trên trục dùng trong chuẩn mô men lực

Trên cơ sở bảng các thông số cơ bản của ba dạng ổ đệm khí (bảng 4), ta nhận thấy:

- Trường hợp bố trí các đệm khí theo phương án 2, ổ đệm khí có khả năng tải lớn nhất, khoảng cách dịch chuyển của tâm trục quay giữa trường hợp có tải và không tải lại có giá trị lớn nhất.

- Trường hợp bố trí các đệm khí theo phương án 3, ổ đệm khí có khả năng tải nhỏ đủ để tạo ra mô men chuẩn đến 500 N.m, nhưng khoảng nâng hạ của trục khi có tải và không có tải lại nhỏ nhất. Nguyên nhân do lực nâng của đệm khí tại B; M; N đóng góp vào lực nâng với hệ số $(1 + 2 \cdot \cos 72^\circ) = 1,618$ nhưng lực nâng của đệm khí tại C và D lại có tác dụng đẩy trục xuống với hệ số là $2 \cdot \cos 36^\circ = 1,618$.

4. KẾT LUẬN

Với thiết kế đệm khí theo phương án 3, trong mỗi ổ đệm khí có 03 đệm khí ở phía dưới có tác dụng tạo lực nâng, 02 đệm khí ở phía trên tạo lực ngược chiều với lực nâng có tác dụng tăng độ cứng vững của hệ thống. Hai cặp đệm khí ở hai đầu trục được bố trí đối xứng nhau qua đường thẳng theo phương thẳng đứng đi qua tâm trục. Ngoài ra, ở mỗi mặt đáy của trục bố trí một đệm khí để hạn chế bậc tự do tịnh tiến theo phương thẳng đứng. Khi đó, nhận thấy các lực tác dụng của 05 đệm khí bố trí trên mặt trụ ở hai đầu trục quay sẽ hướng vào tâm trục quay. ❖

Ngày nhận bài: 19/6/2024
Ngày phản biện: 01/7/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Vũ Văn Duy, Vũ Toàn Thắng, Vũ Văn Quang; “Xác định lực nâng của đệm khí mặt trụ chịu lực hướng tâm theo phương pháp điện khí tương đương”, Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 4, năm 2017.
- [2]. Calibration Engineering Hohmann Company (2013); “New X type air bearing for torque calibration machines up to 20 kN.m with higher load capacity”. Datasheet catalog.
- [3]. Diedert Peschel, Dietmar Mauersberger, Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Braunschweig, Germany (1994). “Determination of the friction of aerostatic radial bearings for the lever-mass system of torque standard machines”. XIII IMEKO WORLD CONGRESS, Torino, Italy, September 5 – 9, 1994.
- [4]. H. Gassmann, T. Allgeier and U. Kolwinski. “A new design of primary torque standard machines”. GTM Gassmann Thesis Messtechnik, GmbH 64404 Bickenbach, Germany.
- [5]. H.L.WUNSCH (1961). “The design of air bearing and their application to measuring instruments and machine tools”. Int. J. Math. Tool Des. Res. Vol. 1, 10p. 198-212. Printed in Great Britain.

THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN ĐÁNH LỖ ĐIỆN TỬ CÁC CẢM BIẾN TRÊN ĐỘNG CƠ PHUN XĂNG TRỰC TIẾP (GDI) PHỤC VỤ CÔNG TÁC ĐÀO TẠO VÀ NGHIÊN CỨU KHOA HỌC

DESIGN OF ELECTRONIC ERROR CONTROLLER FOR SENSORS ON DIRECT INJECTION GASOLINE ENGINE (GDI) FOR TRAINING AND SCIENTIFIC RESEARCH

Phạm Anh Tuấn, Nguyễn Mạnh Hùng, Lê Văn Trung, Lại Việt Anh
Viện Cơ khí Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Động cơ phun xăng trực tiếp (GDI) nổi bật với những ưu điểm về hiệu suất, tiết kiệm nhiên liệu và điều khiển động cơ hoạt động ở các chế độ thông qua hệ thống các cảm biến gửi tín hiệu liên tục về bộ điều khiển trung tâm ECU. Trên mô hình có thiết kế một bộ đánh lỗi động cơ bằng cơ khí, giúp cho học viên, sinh viên trực tiếp thông qua các dấu hiệu hoạt động bình thường hoặc bất thường của động cơ để chẩn đoán hư hỏng của động cơ, từ đó đề ra phương hướng, biện pháp khắc phục hư hỏng. Tuy nhiên, trong quá trình khai thác bộ đánh lỗi cơ khí, một số vấn đề nảy sinh cũng như những nhược điểm đặt ra yêu cầu cần phải cải tiến hoặc thiết kế mới một bộ đánh lỗi khác khắc phục được những nhược điểm và vấn đề đó. Bài báo nghiên cứu thiết kế nhằm thay thế bộ đánh lỗi cơ khí thành bộ đánh lỗi điện tử các cảm biến trên động cơ phun xăng trực tiếp, đáp ứng yêu cầu phục vụ công tác đào tạo và nghiên cứu khoa học.

Từ khóa: Động cơ phun xăng trực tiếp GDI; Bộ đánh lỗi điện tử.

ABSTRACT

Direct Injection Gasoline Engine (GDI) stands out with advantages in performance, fuel efficiency, and engine control through the operation of modes via a system of sensors continuously sending signals to the central control unit (ECU). The model is designed with a mechanical engine fault simulator, allowing students to directly diagnose engine faults through normal or abnormal operating signs of the engine, thereby proposing solutions to rectify the faults. However, during the exploitation of the mechanical fault simulator, several issues arose, as well as disadvantages that necessitate improvement or the design of a new fault simulator that overcomes these drawbacks and problems. The research paper aims to design an electronic fault simulator to replace the mechanical fault simulator for sensors on the direct injection gasoline engine, meeting the training and scientific research requirements.

Keywords: Direct Injection Gasoline Engine (GDI); Electronic fault simulator.



1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong những năm gần đây, các hãng sản xuất ô tô ngày càng sử dụng phổ biến loại động cơ kiểu GDI trên những sản phẩm của mình vì tính kinh tế cũng như khả năng điều khiển tối ưu của nó [1], [2]. Phục vụ yêu cầu, nhiệm vụ đào tạo, dạy học, các cơ sở đào tạo đã được trang bị một mô hình động cơ phun xăng trực tiếp. Tuy nhiên, trong quá trình khai thác bộ đánh lửa cơ khí, một số vấn đề nảy sinh cũng như những nhược điểm đặt ra yêu cầu cần phải cải tiến hoặc thiết kế mới một bộ đánh lửa khác phục được những nhược điểm và vấn đề đó. Các vấn đề gặp phải trong quá trình khai thác bộ đánh lửa cơ khí đó là:

- Bộ đánh lửa sử dụng công tắc cơ khí, khi đóng hoặc ngắt tín hiệu cảm biến, dòng điện biến thiên đột ngột sinh ra từ trường gây nhiễu cho các thiết bị điện tử khác cũng như gây nhiễu cho chính các tín hiệu từ cảm biến gửi về, làm sai lệch, ảnh hưởng đến hoạt động của động cơ và các thiết bị điện tử trên xe.

- Với bộ đánh lửa cơ khí hiện tại, để đảm bảo yêu cầu này, giáo viên mỗi khi thực hiện thao tác đánh lửa cần đảm bảo học viên, sinh viên không thấy được hành động của mình hoặc phải yêu cầu học viên, sinh viên không được quan sát. Điều này là thực sự bất tiện.

Cùng với sự phát triển của khoa học, công nghệ, việc thực hiện các thao tác đơn giản như vậy nên được thay thế bằng giải pháp tự động hóa hoặc điều khiển thông qua máy tính, điện thoại hoặc các thiết bị điện tử thông minh, vừa thuận tiện, giảm bớt sức lực cũng như thời gian thực hiện, quá trình học tập, giảng dạy cũng từ đó mà trở nên khách quan, thú vị hơn.

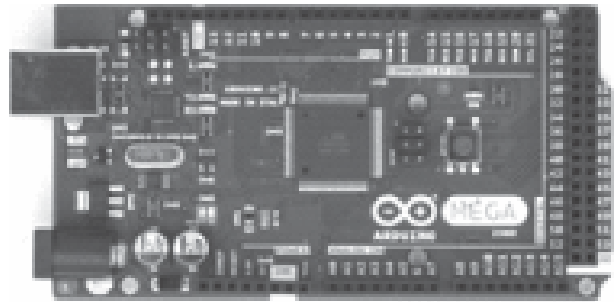
2. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN ĐÁNH LỬA ĐIỆN TỬ CÁC CẢM BIẾN TRÊN ĐỘNG CƠ PHUN XĂNG TRỰC TIẾP

Bộ đánh lửa sử dụng vi điều khiển là khối điều khiển trung tâm, có khả năng kết nối và giao tiếp với máy tính, nhận lệnh từ máy tính để điều khiển các cơ cấu chấp hành là cụm những linh kiện với vai trò như những công tắc đóng ngắt cơ khí truyền thống. Qua nghiên cứu thực nghiệm trên mô hình động cơ GDI, nhóm tác giả đã lựa chọn phương án sử dụng vi điều khiển Arduino để thiết kế bộ điều khiển đánh lửa điện tử các cảm biến trên động cơ phun xăng trực tiếp.

2.1. Tính toán thiết kế, lựa chọn các linh kiện, thành phần

a. Vi điều khiển Arduino

Sau quá trình nghiên cứu, tìm hiểu mô hình, nhóm tác giả lựa chọn vi điều khiển Arduino Mega 2560. Vi điều khiển này có ưu điểm nổi bật là có nhiều chân giao tiếp, điều khiển, đáp ứng được nhiệm vụ đóng ngắt tất cả các tín hiệu cảm biến trên mô hình động cơ [4].



Hình 1. Vi điều khiển Arduino Mega 2560

b. Tính chọn nhóm phần tử chấp hành

Để thực hiện nhiệm vụ đóng ngắt dòng điện, thông thường sử dụng các công tắc điện

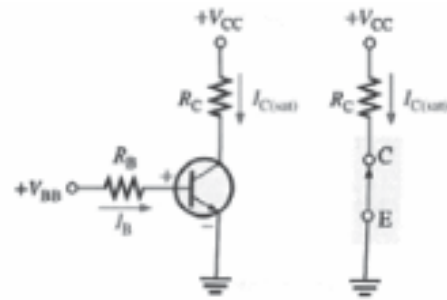
cơ khí. Tuy nhiên, việc sử dụng các công tắc này cho mô hình động cơ trên phòng trang bị nảy sinh một số vấn đề và bất tiện như đã nêu. Nhóm tác giả đã nghiên cứu thay thế các công tắc cơ khí đó bằng những “công tắc” điện tử. Trên thực tế, có nhiều linh kiện điện tử có thể đáp ứng được chức năng này, đồng thời, có thể điều khiển đóng ngắt bằng cách đặt một điện áp hoặc dòng điện vào nó.

Transistor, mosfet hay relay, mỗi loại linh kiện có những ưu và nhược điểm riêng. Tuy vậy, các linh kiện bán dẫn thường làm việc và chịu được những dòng điện có cường độ, điện áp thấp hoặc công suất không cao lắm. Trên ô tô, các thiết bị điện sử dụng nguồn điện từ ắc quy hoặc máy phát điện, điện áp có thể lên tới 24V và cường độ dòng điện lên tới vài ampe, biến động trong suốt quá trình sử dụng. Qua nghiên cứu và tìm hiểu, nhóm tác giả lựa chọn phương án sử dụng kết hợp cả transistor và relay trong cơ cấu chấp hành để đảm bảo vừa đáp ứng được yêu cầu đặt ra của bộ đánh lỗi.

2.2. Tính toán lựa chọn linh kiện, xây dựng nguyên lý hoạt động

a. Transistor

Transistor có thể hoạt động như một bộ khuếch đại hoặc một khóa điện. Để sử dụng như một khóa điện (chức năng đóng ngắt), ta phải tính toán, đưa transistor hoạt động trong vùng bão hòa. Với điều kiện này xem như cực thu và phát kín mạch và được ký hiệu bằng khóa điện tương đương kín mạch. Khi transistor đạt đến mức bão hòa, giá trị điện áp rơi trên transistor trong khoảng 0,3 V đến 0,5 V.



Hình 2. Nguyên lý hoạt động của transistor ở chế độ đóng ngắt

Transistor cũng như các linh kiện điện tử khác đều có giới hạn trong phạm vi hoạt động. Các giới hạn này được xác định theo thông số định mức quy định bởi các nhà sản xuất và trình bày trong các tài liệu kỹ thuật. Theo tiêu chuẩn, giá trị tối đa cho phép của các thông số transistor bao gồm điện áp: V_{CB} , V_{CE} , V_{BE} , dòng I_C và công suất tiêu tán P_D [3].

Trong đó:

$$P_D = V_{CE} I_C \tag{1}$$

Tích số của V_{CE} và I_C không được vượt quá mức công suất tiêu tán cực đại cho phép P_{Dmax} và các giá trị V_{CE} và I_C không thể đạt giá trị tối đa cùng lúc.

Vì vậy, để transistor hoạt động tốt ở chế độ đóng ngắt, cần đảm bảo dòng điện điều khiển I_B lớn hơn giá trị đã tính toán. Thông thường, giá trị khuếch đại của transistor trong khoảng 100 đến 200, giá trị I_C là cường độ dòng điện cảm biến, có giá trị vài trăm mA cho đến vài A. Như vậy, giá trị dòng I_B lớn hơn 100 mA để đảm bảo transistor làm việc tốt ở chế độ đã chọn.

Giá trị cực đại của điện trở R_B , áp dụng phương trình cân bằng áp phía cực nền, ta có:

3. KẾT LUẬN

Dựa trên cơ sở lý thuyết đo lường, bài báo đã thiết kế ra được một bộ điều khiển đánh lỗi các cảm biến trên mô hình động cơ phun xăng trực tiếp (GDI). Bộ điều khiển đã thay thế bộ đánh lỗi kiểu cơ khí với nhiều ưu điểm vượt trội hơn cũng như khắc phục được những nhược điểm mà bộ đánh lỗi kiểu cơ khí còn tồn tại. Sản phẩm đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật đặt ra và thuận tiện hơn trong quá trình giảng dạy, đào tạo. Bộ điều khiển đánh lỗi điện tử là công cụ có giá trị khoa học cho các nghiên cứu sâu hơn có liên quan đến chẩn đoán chuyên sâu trên động cơ phun xăng trực tiếp. ❖

Ngày nhận bài: 12/6/2024

Ngày phản biện: 30/7/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hà Quang Minh; “*Lý thuyết động cơ đốt trong*”, NXB. Quân đội Nhân dân, 2002.
- [2]. Lương Đình Thi, Vi Hữu Thành; “*Giáo trình kết cấu tính toán động cơ đốt trong*”, NXB. Quân đội Nhân dân, 2017.
- [3]. Nguyễn Văn Trà; “*Cơ sở đo lường và thử nghiệm phương tiện cơ giới*”, NXB. Quân đội Nhân dân, 2017.
- [4]. Phạm Minh Tuấn; “*Hướng dẫn lập trình Arduino cho người mới bắt đầu*”, 2020.
- [5]. Cẩm nang sửa chữa Toyota GDI/TCCS.

THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM MẠCH ĐIỀU PHỐI NĂNG LƯỢNG ỨNG DỤNG CHO UAV NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI

DESIGN, FABRICATION AND TESTING OF A MPPT CIRCUIT FOR APPLICATION
IN SOLAR UAV

Đinh Tấn Hưng

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Với nhiều ưu điểm, máy bay không người lái (UAV) đang được nghiên cứu, phát triển trên toàn thế giới và có nhiều ứng dụng trong cả dân sự và quân sự. Hầu hết các UAV dân dụng đều có thời gian bay dưới 1 giờ, điều này hạn chế khả năng ứng dụng của chúng. Vì vậy, nhiều nhà khoa học tập trung vào việc tăng thời gian làm việc của UAV để mở rộng phạm vi ứng dụng. Và, UAV sử dụng năng lượng mặt trời là một trong những giải pháp giúp tăng thời gian bay. Để hệ thống pin năng lượng mặt trời trên UAV hoạt động với công suất tối ưu, mạch MPPT (Maximum Power Point Tracking) được lựa chọn sử dụng trên UAV năng lượng mặt trời. Bài báo này nhằm mục đích: (i) Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mạch MPPT; và (ii) Tích hợp mạch MPPT trên mẫu UAV năng lượng mặt trời đã được phát triển. Mạch MPPT tích hợp trên UAV đầu tiên được kiểm tra tĩnh trên mặt đất để đánh giá độ ổn định của mạch trong hệ thống hoàn chỉnh và sau đó thử nghiệm trên các chuyến bay của UAV để đánh giá khả năng tăng thời gian bay trong các điều kiện thời tiết khác nhau.

Từ khóa: Mạch MPPT; Điều khiển sạc năng lượng mặt trời; Năng lượng mặt trời; UAV năng lượng mặt trời.

ABSTRACT

With many advantages, unmanned aerial vehicle (UAV) is being studied, developed worldwide and has many applications in both civilian and military. Most developed civil UAVs has a flight time less than 1 hours which limit their applications. Thus, many scientists focus on extending the endurance of UAV to open a wide range of application. And solar powered UAV is one of the solutions to increase the flight time. For solar battery systems on UAV operate with optimal power, the MPPT circuit is used on solar UAV. The aims of this paper consist of (i) Design, fabrication and testing of a MPPT circuit; (ii) Integration of the MPPT circuit on the solar UAV prototype. The MPPT circuit integrated on the UAV was first static test on the ground to evaluate the stability of the circuit in complete system and then flight testing to evaluate the increased endurance in different weather conditions.

Keywords: MPPT circuit; Solar Charge Controller; Solar power; Solar UAV.

1. GIỚI THIỆU

Là một nguồn năng lượng tái tạo, năng lượng mặt trời đang ngày càng trở nên phổ biến trong đời sống hiện đại. Nó hoàn toàn có thể thay thế các nguồn năng lượng không tái tạo như than đá, dầu mỏ và năng lượng hạt nhân. Năng lượng mặt trời không ô nhiễm, tin cậy và có thể sản xuất năng lượng bất cứ nơi nào có mặt trời chiếu sáng. Nó thậm chí còn có lợi thế hơn các nguồn năng lượng tái tạo khác như gió và năng lượng nước. Năng lượng mặt trời được tạo ra từ các tấm pin, không cần bất kỳ bộ phận cơ khí truyền động lớn như tuabin gió, không gây ồn và bảo trì đơn giản. Tuổi thọ của các tấm pin mặt trời có thể kéo dài đến vài chục năm mà không cần thay thế. Mặt khác, khối lượng của một hệ thống pin mặt trời là khá nhẹ so với các hệ thống cung cấp năng lượng khác với cùng một công suất. Từ những ưu điểm của năng lượng mặt trời, việc ứng dụng nó trên UAV để kéo dài thời gian bay là hoàn toàn khả thi. Thực tế, trên thế giới đã có các nghiên cứu về lĩnh vực này và đã có các sản phẩm khá thành công, kéo dài thời gian bay của UAV lên đến 1 tuần [1]. Tuy nhiên, năng lượng điện mặt trời luôn bị ảnh hưởng bởi điều kiện thời tiết (nhiệt độ, cường độ sáng), để khắc phục điều này, pin mặt trời sẽ được kết hợp với pin lưu trữ để đảm bảo công suất đầu ra cho tải trên UAV. Vậy, việc nghiên cứu và thiết kế mạch dò tìm điểm công suất làm việc tối ưu cho hệ thống pin mặt trời ở các điều kiện thời tiết khác nhau, phối hợp nguồn năng lượng pin mặt trời và pin lưu trữ trên UAV là rất cần thiết và là vấn đề đang được nghiên cứu hiện nay.

Trên thế giới đã có nhiều nghiên cứu về mạch MPPT được công bố, tuy nhiên các nghiên cứu chủ yếu tập trung cho hệ thống pin mặt trời và acquy đặt tĩnh tại mặt đất, chưa có nhiều nghiên cứu về mạch MPPT cho UAV

năng lượng mặt trời. Vì thế cần thiết phải nghiên cứu về mạch MPPT cho Solar UAV.

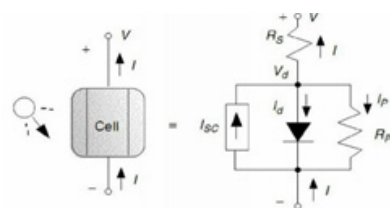
Mục tiêu của bài báo bao gồm:

- Thiết kế, chế tạo và thử nghiệm mạch MPPT ứng dụng cho mẫu solar UAV;
- Tích hợp mạch trên solar UAV và tiến hành thử nghiệm:
 - + Thử nghiệm tĩnh để đánh giá độ ổn định của mạch trong một hệ thống hoàn chỉnh;
 - + Thử nghiệm bay để đánh giá thời gian bay tăng thêm trong các điều kiện thời tiết khác nhau.

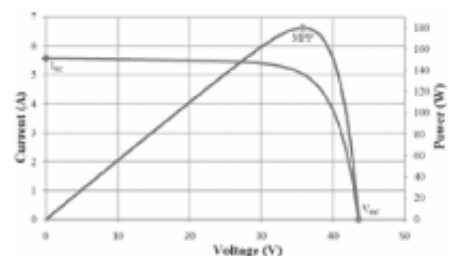
2. LÝ THUYẾT

2.1. Đường đặc tính làm việc của pin mặt trời

Về mặt nguyên lý, pin mặt trời tương đương với sơ đồ mạch gồm nguồn dòng thực mắc song song với diode như trong Hình 1 và đường đặc tính I-V như trong Hình 2.



Hình 1. Sơ đồ mạch của pin mặt trời



Hình 2. Đường đặc tính I-V của pin mặt trời

Quan hệ giữa điện áp (V) và dòng điện (I) của pin mặt trời như sau (Hình 2):

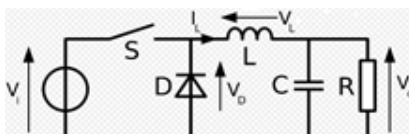
$$I = I_{sc} - I_d - I_p$$

$$= \alpha E - I_s \left[\exp\left(\frac{qV}{n_d k_B T}\right) - 1 \right] - \frac{V}{R_p} \quad (1)$$

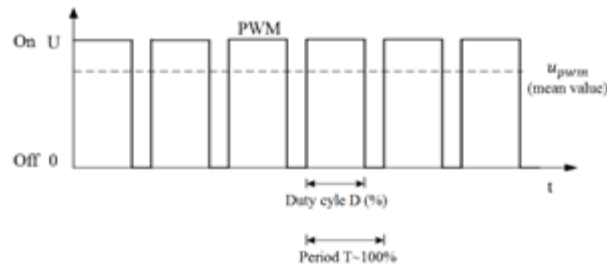
Trong đó, I_{sc} là dòng quang điện, tỷ lệ (α) với cường độ chiếu sáng của mặt trời (E) và đo được thực nghiệm bằng cách đo dòng ngắn mạch; I_d là dòng qua diode tuôn theo hàm mũ với I_s là dòng bão hòa qua diode, phụ thuộc đặc tính của từng diode; I_p là dòng qua trở R_p .

2.2. Nguyên lý dung hợp tải

Khi pin mặt trời được mắc trực tiếp với tải, điểm làm việc của pin sẽ là giao điểm giữa đường đặc tính I-V của pin và đường đặc tính I-V của tải. Trên đường đặc tính P-V của pin luôn có một điểm công suất cực đại (MPP). Khi đó, điện trở tải $R = V_{out} / I_{out}$ với V_{out} , I_{out} là điện áp và dòng điện ra; Tải lớn nhất của pin $R_{opt} = V_{MPP} / I_{MPP}$ với V_{MPP} , I_{MPP} là điện áp và dòng điện tại điểm công suất cực đại MPP. Khi giá trị của tải khớp với giá trị R_{opt} thì công suất truyền từ pin đến tải sẽ là công suất lớn nhất. Tuy nhiên, điều này thường hiếm khi đạt được trong thực tế, nên hệ không sinh ra công suất lớn nhất. Mạch MPPT sẽ điều khiển điện áp hai đầu pin mặt trời để điểm làm việc dao động quanh điểm MPP. Phương pháp MPPT có thể xác định chính xác đến 97% điểm MPP. Trong bài báo này, mạch giảm áp Buck [2] (Hình 3) với xung điều khiển (Hình 4) được sử dụng để phối hợp trở kháng.



Hình 3. Mạch giảm áp Buck



Hình 4. Xung điều khiển

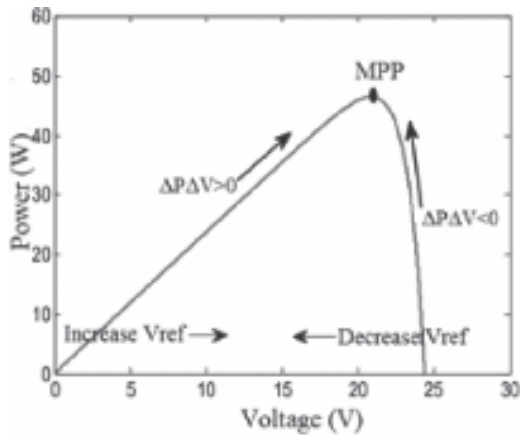
Như vậy:

$$R_{in} = \frac{V_{in}}{I_{in}} = \frac{V_{out} / D}{D I_{out}} = \frac{R}{D^2} \quad (2)$$

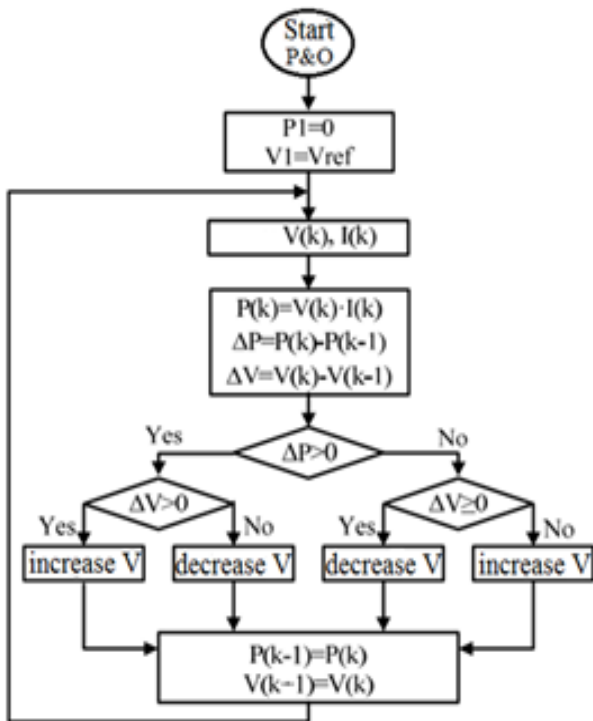
Với D là tỉ số giữa thời gian khóa S đóng và chu kỳ T.

2.3. Thuật toán bám điểm làm việc có công suất lớn nhất (MPPT)

Có nhiều phương pháp để thực hiện thuật toán MPPT, trong bài báo này, ta sử dụng phương pháp nhiễu và quan sát (Perturb and Observe – P&O). Đây là phương pháp đơn giản và được sử dụng thông dụng nhất nhờ sự đơn giản trong thuật toán và việc thực hiện dễ dàng. Thuật toán này xem xét sự tăng, giảm điện áp theo chu kỳ để tìm được điểm làm việc có công suất lớn nhất. Nếu sự biến thiên của điện áp làm công suất tăng lên thì sự biến thiên tiếp theo sẽ giữ nguyên chiều hướng tăng hoặc giảm. Ngược lại, nếu sự biến thiên làm công suất giảm xuống thì sự biến thiên tiếp theo sẽ có chiều hướng thay đổi ngược lại. Khi điểm làm việc có công suất lớn nhất được xác định trên đường cong đặc tính thì sự biến thiên điện áp sẽ dao động xung quanh điểm làm việc có công suất lớn nhất đó.



Hình 5. Phương pháp P&O



Hình 6. Lưu đồ thuật toán P&O

Cụ thể nhìn vào Hình 5, ta thấy nếu $\Delta P \Delta V > 0$, điểm làm việc đang nằm bên trái điểm MPP, ta cần tăng giá trị điện áp (V_{ref} hay tỉ lệ D) để điểm làm việc tiến gần tới điểm MPP. Ngược lại, điểm làm việc đang nằm bên phải điểm MPP, ta cần giảm điện áp. Điều này dẫn đến dao động của điểm làm việc xung quanh điểm MPP, gây tổn hao một phần công suất. Để

giảm sự dao động này, ta có thể giảm bước biến thiên của D, tuy nhiên như vậy mạch lại đáp ứng chậm với sự thay đổi của điều kiện thời tiết. Hình 6 là lưu đồ thuật toán P&O.

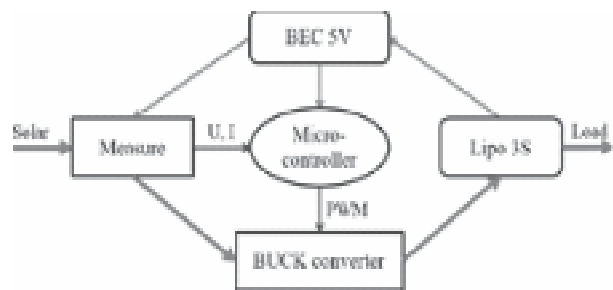
3. THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ THỬ NGHIỆM MẠCH MPPT

3.1. Thiết kế, chế tạo mạch MPPT

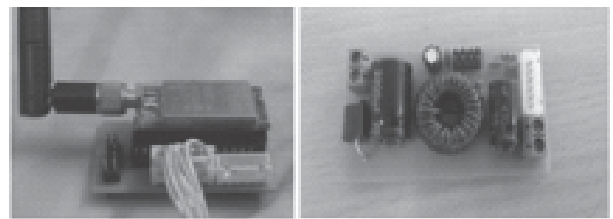
Mạch MPPT hoạt động theo nguyên lý của mạch giảm áp Buck DC-DC Converter với chỉ tiêu thiết kế:

- Điện áp đầu vào (pin mặt trời) 15-30V;
- Đầu ra kết nối pin Lipo 2-4S (7,4V – 14,8V);
- Dòng điện lớn nhất 15A, có chống dòng xả ngược;
- Công suất 150W;
- Sai số điện áp đầu ra không quá 5%.

Sơ đồ khối mạch MPPT được thể hiện trong Hình 7 và mạch MPPT thiết kế được thể hiện trong Hình 8.



Hình 7. Sơ đồ khối mạch MPPT

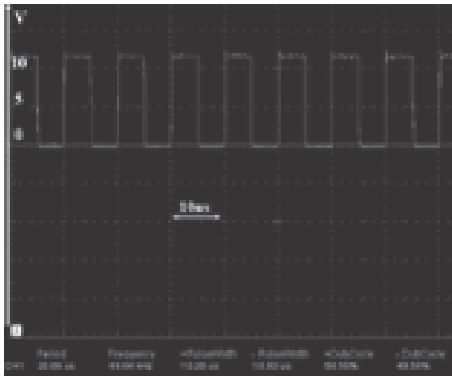


Hình 8. Mạch MPPT

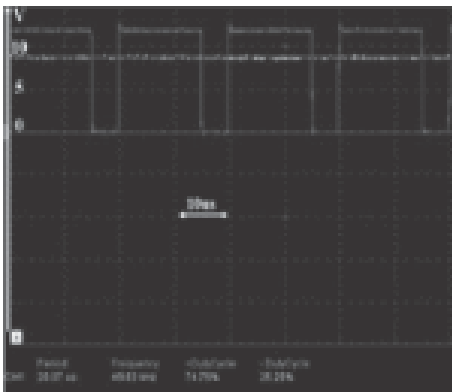
3.2. Thử nghiệm tĩnh và hiệu chỉnh mạch MPPT

a. Kiểm tra xung PWM của cầu Mosfet

Sử dụng oscilloscope kiểm tra tín hiệu xung PWM của cầu Mosfet với $D = 50\%$. Các kết quả cho thấy tín hiệu PWM không nhiễu, không méo và chính xác (Hình 9).



Hình 9. Xung ra từ Mosfet



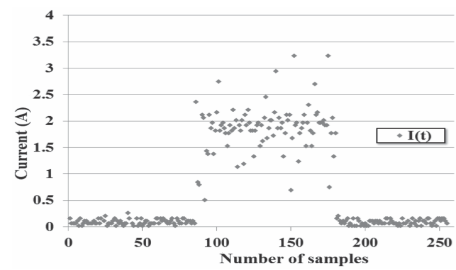
Hình 10. Kết quả Buck ở độ rộng xung 75%

b. Kiểm tra độ chính xác của mạch Buck

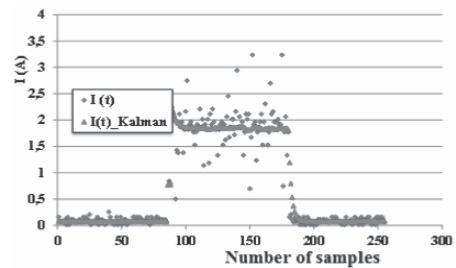
Cấp đầu vào là Pin Lipo 3S điện áp đo được 11,889V, sau đó chọn độ rộng xung D là 75%. Xung tín hiệu thu được ở điện áp ra Hình 10 có giá trị điện áp đầu ra ổn định 8,942V so với lý thuyết là 8,917V. Sai số bằng 0,28% là rất nhỏ, phù hợp chỉ tiêu thiết kế đã đưa ra.

c. Dùng bộ lọc Kalman xử lý tín hiệu cảm biến

Tiến hành thử tải và lấy mẫu giá trị dòng điện đo được từ cảm biến dòng (tốc độ lấy mẫu 10 lần/s) với việc dùng và không dùng bộ lọc Karman [3-4]. Không sử dụng bộ lọc Karman (Hình 11a), giá trị dòng điện đo được không ổn định và có nhiễu (do linh kiện, điện áp nguồn...). Còn với bộ lọc Karman (Hình 11b), các giá trị ước lượng tương đối ổn định và chính xác, giá trị nhiễu đã bị loại bỏ.



a. Kết quả không bộ lọc Karman



b. Kết quả với bộ lọc Kalman

Hình 11. Kết quả cảm biến

3.3. Thử nghiệm

a. Thử nghiệm tĩnh

Thử nghiệm tĩnh được tiến hành trên mặt đất với hai phương án: (1) Chỉ pin Lipo đơn thuần; và (2) Kết hợp pin Lipo với pin mặt trời. Kết quả đo đạc ở Bảng 1 cho thấy, việc sử dụng pin mặt trời với mạch điều phối đã cho kết quả rất tốt ở cả hai chế độ tiêu thụ năng lượng 50% ga và 70% ga. Thời gian sử dụng pin Lipo kết hợp với pin mặt trời trong các lần

thử nghiệm có sự chênh lệch lớn do điều kiện nắng trong mỗi lần thử nghiệm khác nhau. Kết quả thử nghiệm cho thấy, thời gian hoạt động có thể lên tới 133 phút ở chế độ 50% ga (đây là mức công suất của động cơ khi máy bay bay bằng) cho thấy mạch MPPT đã hoạt động ổn định trong một thời gian khá dài.

Bảng 1. Kết quả thử nghiệm tĩnh

Mức ga	Chỉ pin Lipo		Kết hợp pin Lipo và pin mặt trời	
	Lần 1	Lần 2	Lần 1	Lần 2
50%	20 phút	20 phút	63 phút	133 phút
70%	8 phút	8 phút	11 phút	30 phút

b. Thử nghiệm bay thực tế với mạch MPPT

Thử nghiệm bay tự động UAV năng lượng mặt trời của [5] với trường hợp sử dụng pin Lipo kết hợp với pin năng lượng mặt trời. Kết quả thời gian bay với mạch MPPT tăng gấp hơn hai lần từ 15 phút lên 35-40 phút trong điều kiện có nắng (Bảng 2). Kết quả hiện tại đã chứng tỏ mạch hoạt động tốt và ổn định, phát huy tác dụng của pin mặt trời.

Bảng 2. Kết quả bay thử nghiệm với pin mặt trời và mạch MPPT

Điều kiện thời tiết khi bay thử	Lần 1	Lần 2	Lần 3
	Nắng nhẹ, ít mây, gió cấp 1-2	Nắng nhẹ, ít mây, gió cấp 1-2	Nắng gắt 40°C, ít mây, gió nhẹ
Thời gian thử nghiệm	3 giờ chiều	3 giờ chiều	1 giờ chiều
Tải có ích trên	0 g	0 g	800 g
Thời gian bay thử	35 phút	40 phút	40 phút

4. KẾT LUẬN

Máy bay không người lái sử dụng năng lượng mặt trời là một trong những giải pháp giúp tăng thời gian bay và mở ra phạm vi ứng dụng rộng rãi của UAV. Mạch MPPT được thiết kế thành công, hoạt động ổn định, chính xác và phù hợp với yêu cầu của UAV năng lượng mặt trời. Kết quả bài báo cho thấy mạch MPPT đóng vai trò quan trọng trong việc phối hợp nguồn năng lượng mặt trời và pin Lipo với tải hệ thống trên UAV. Khi kết hợp mạch MPPT và pin năng lượng mặt trời, thời gian bay tăng hơn gấp đôi. Kết quả này là cơ sở để phát triển mạch MPPT ứng dụng trong UAV năng lượng mặt trời ở quy mô lớn hơn trong tương lai. ❖

Ngày nhận bài: 19/4/2024

Ngày phản biện: 23/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. André North, “Design of solar powered airplanes for continuous flight”, Thesis of doctor of Technical Sciences, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, 2009.
- [2]. “LC selection guide for the DC-DC synchronous Buck converter”, Application note, Semiconductor Components Industries, LLC, 2013.
- [3]. “The scalar Kalman filter”, Swarthmore College; <https://cheever.domains.swarthmore.edu/Ref/Kalman/ScalarKalman.html>
- [4]. S. M. Bozic, “Digital and Kalman filtering: an introduction to discrete-time filtering and optimum linear estimation”, Edward Arnold, 1994.
- [5]. Nguyễn Văn Dinh, Bùi Đức Xuân; “Nghiên cứu ứng dụng pin mặt trời trong chế tạo UAV dạng tàu lượn với tải trọng có ích 1kg”, Đồ án tốt nghiệp, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2015.

GIẢI PHÁP TỰ ĐỘNG QUẤN VÒNG ĐAI CỐ ĐỊNH CHO CUỘN DÂY TRONG TRONG LOA ÂM THANH

A SOLUTION TO AUTOMATIC COLLAR WRAPPING TO FIX THE WINDING OF VOICE-COIL IN LOUDSPEAKER

Trần Thị Thanh Hải

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu hệ thống tự động quấn vòng đai để cố định cuộn dây của côn loa âm thanh. Dây đai được quấn quanh côn loa theo nguyên lý, côn loa di chuyển trên băng tải đồng thời được quay tròn khi quấn đai nhờ cơ cấu ma sát của các con lăn, côn loa lăn cuốn theo dây đai. Dây đai bằng giấy Kraft được phủ keo trên một mặt, lớp keo này bị tan khi tiếp xúc với cồn 90° làm dây đai sẽ dính chặt vào bề mặt côn loa. Sử dụng bộ điều khiển PLC S7-1200 để điều khiển hoạt động của thiết bị. Hệ thống đáp ứng năng suất quấn vòng đai cho 20 sản phẩm/phút, đường kính của côn loa từ 10 mm đến 40 mm.

Từ khóa: Côn loa; Vòng đai; Cuộn dây; PLC.

ABSTRACT

This paper presents the automatic collar wrapping system to fix the winding of voice-coil in loudspeaker. The collar strap is wrapped around the coil according the principle that the coil moves along the belt conveyor and at the same time rotates while wrapping the collar by the friction mechanism of the rollers, the coil rolls along the strap. The Kraft paper strap is coated with glue on one side. This layer of glue dissolves when exposed to 90° alcohol, causing the strap to stick tightly to the coil surface. Use PLC controller S7-1200 to control system operation. The system responds to the capacity of 20 products/minute, the diameter of the coil ranges from 10 mm to 40 mm.

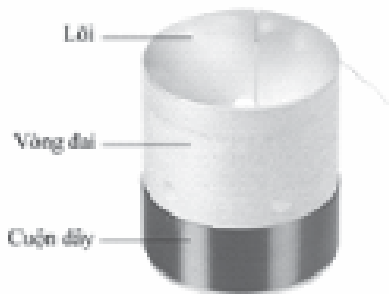
Keywords: Coil; Collar; Winding; PLC.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

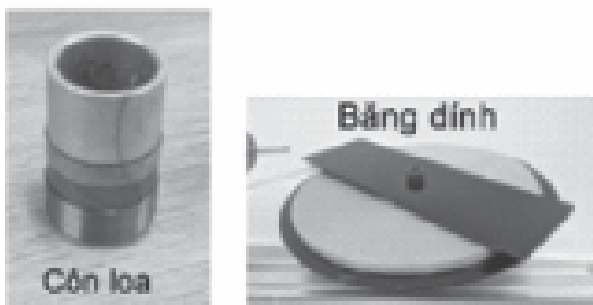
Cuộn dây loa, hay còn gọi là côn loa, là một thành phần quan trọng trong hệ thống loa âm thanh. Côn loa (Hình 1) gồm một cuộn dây đồng được quấn quanh một lõi bằng chất liệu không từ tính, khi dòng điện đi qua cuộn dây

tạo ra lực từ để di chuyển màng loa và tạo ra âm thanh. Vòng đai dạng băng dính giấy được quấn quanh lõi để giữ cho cuộn dây không bị rơi lỏng, hoặc tuột ra khỏi lõi và cũng định vị cuộn dây chính xác trong khoảng không gian của lõi từ nhằm đảm bảo lực từ được tạo ra bởi cuộn dây truyền hiệu quả vào màng loa.

Việc quấn vòng đai của côn loa được thực hiện hoàn toàn thủ công, vì vậy, nghiên cứu này đề xuất xây dựng thiết bị tự động quấn vòng đai cho côn loa. Phôi côn loa hay côn loa ban đầu và gọi là côn loa đã được quấn các vòng dây đồng và phôi vòng đai (bằng dính giấy) ở dạng cuộn (Hình 2). Côn loa sẽ được phun côn 90° để kích hoạt lớp keo trên dây đai khiến dây đai bám dính vào côn loa khi quấn. Côn loa có khối lượng 50 g, đường kính 14 mm, chiều cao 24 mm với phần quấn dây đai 14 mm. Dây đai bằng chất liệu giấy Kraft, dày 0,3 mm.



Hình 1. Cấu tạo côn loa âm thanh

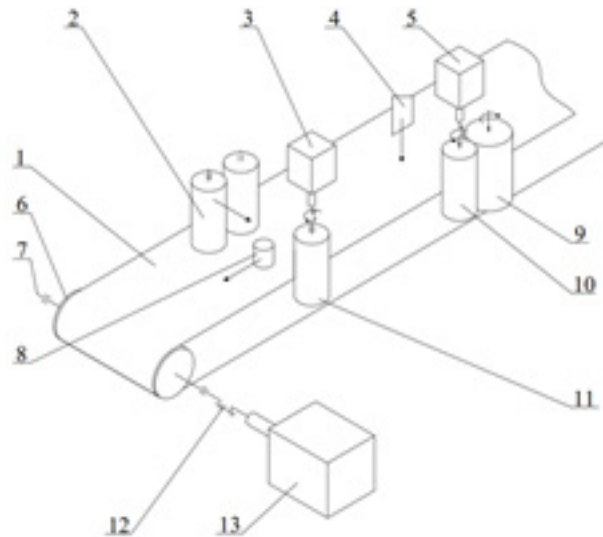


Hình 2. Côn loa âm thanh và phôi bằng dính

2. HỆ THỐNG QUẤN VÒNG ĐAI CÔN LOA

Hình 3 là sơ đồ nguyên lý hệ thống quấn vòng đai cố định cho cuộn dây trong loa âm thanh. Động cơ (13) dẫn động cho băng tải

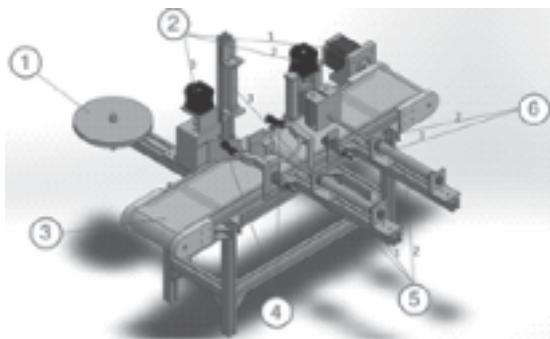
(1) thông qua khớp nối (12), trục (7) và tang (6), băng tải mang côn loa (8) cần quấn vòng đai. Hai con lăn (9) và (10) được dẫn động bởi động cơ (5) có nhiệm vụ cấp dây đai, khi hai con lăn quay, vòng đai được dẫn theo khe giữa hai con lăn. Khi dây đai được cố định với côn loa, dao cắt (4) sẽ di chuyển xuống để cắt dây đai, sau đó côn loa sẽ được di chuyển đến vị trí giữa cặp con lăn bị động (2) và con lăn chủ động (11) được dẫn động bởi động cơ (3) (các con lăn này tạo thành cơ cấu quấn đai). Cặp con lăn (2) được di chuyển theo hướng vuông góc với băng tải để đẩy côn loa tiếp xúc với con lăn (11), nhờ lực ma sát, côn loa sẽ quay tròn và dây đai được quấn quanh côn loa tạo thành vòng đai, sau đó cặp con lăn (2) lùi về vị trí ban đầu và côn loa được đưa đến cuối băng tải, kết thúc chu trình quấn vòng đai cho côn loa.



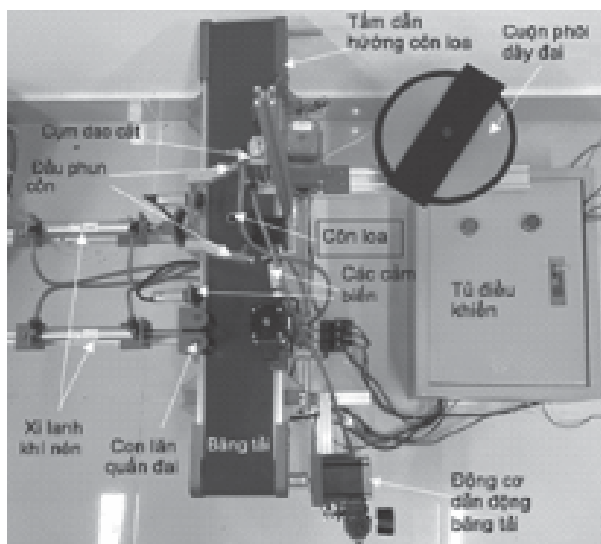
Hình 3. Sơ đồ nguyên lý quấn đai côn loa

Hệ thống cần đáp ứng năng suất quấn vòng đai cho 20 sản phẩm/phút, đường kính của côn loa từ 10 mm đến 40 mm. Mô hình hệ thống có kết cấu như Hình 4. Khi cảm biến (6-1) xác định có côn loa, hệ thống phun côn sẽ hoạt động và phun côn vào côn loa, đồng thời xi lanh (5-1) đẩy ép côn loa dính vào dây

đai và chờ một giây, sau đó cơ cấu dao cắt sẽ cắt dây đai, sau 0,5 giây, xi lanh lùi về và động cơ nhả dây đai hoạt động để đẩy đoạn dây đai mới ra vị trí chờ. Lúc này, côn loa có gắn dây đai tiếp tục di chuyển theo băng tải đi đến vị trí quấn dây đai. Khi cảm biến (6-2) phát hiện có côn loa, cơ cấu quấn đai được kích hoạt và thực hiện quấn đai quanh côn loa. Ảnh chụp hệ thống quấn vòng đai như Hình 5. Điều khiển hoạt động của hệ thống thông qua điều khiển các động cơ, các xi lanh khí nén và bơm cùn sử dụng bộ điều khiển PLC. Các chi tiết và cụm chi tiết của hệ thống được thiết kế, chế tạo và lắp ráp theo tiêu chuẩn thiết kế máy và gia công [1], [2], [3], [4], [5]. Các chi tiết máy bằng kim loại kết hợp một số chi tiết nhựa.



Hình 4. Mô hình hệ thống quấn vòng đai



Hình 5. Hệ thống quấn vòng đai côn loa

- Khung thiết bị và băng tải

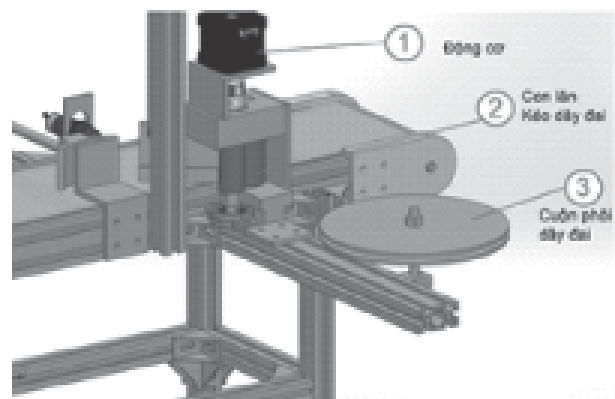
Khung máy được chế tạo từ nhôm định hình, tính toán băng tải được được các thông số như trong Bảng 1.

Bảng 1. Thống số của băng tải

Kích thước băng tải (mm) (Dài x rộng x dày)	730 x100 x 1
Vận tốc băng tải (m/s)	0,0608
Khoảng cách giữa các phôi trên băng tải (mm)	23
Lực kéo băng tải (N)	8,65
Mô-men trên trục tang (Nm)	0,043
Công suất động cơ bước (W)	0,54

- Cơ cấu dây đai

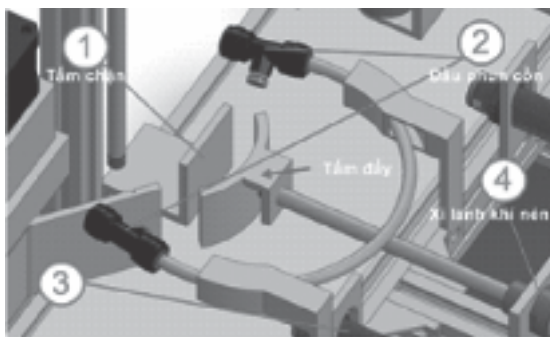
Cụm cấp dây đai có kết cấu như Hình 6. Dây đai từ cuộn phôi vòng đai (3) được kéo qua khe giữa cặp con lăn tiếp xúc nhau (2). Dây đai được kéo ra ở vị trí chờ để khi côn loa được băng tải đưa đến sẽ cố định với côn loa. Sau khi dao cắt cắt dây đai, côn loa di chuyển theo băng tải, và động cơ cấp vòng đai (1) quay để dẫn dây đai ra như ban đầu chuẩn bị cho côn loa tiếp theo.



Hình 6. Cơ cấu cấp dây đai

- Cơ cấu phun cùn

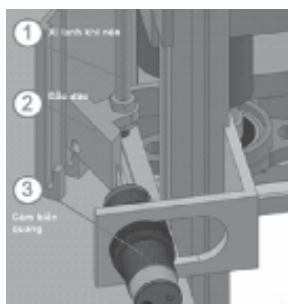
Cơ cấu phun sương cùn vào cùn loa sử dụng hai đầu phun và động cơ dẫn bơm R385 12 VDC. Khi dây đai tiếp xúc với cùn loa, cùn sẽ làm tan keo trên dây đai làm cho dây đai bám chặt vào cùn loa. Hình 7 là mô hình cơ cấu phun cùn và ảnh chụp cơ cấu trên thiết bị. Thời gian phun cùn là 1 giây để cùn được phun đều trên bề mặt cùn loa.



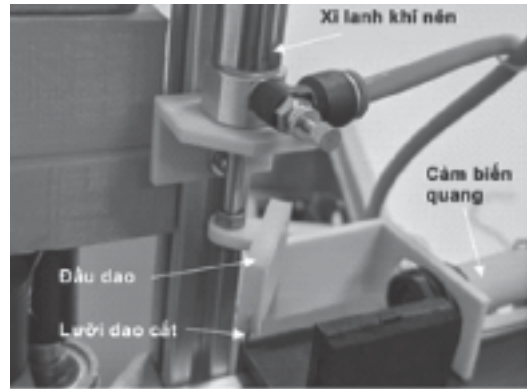
Hình 7. Cơ cấu phun cùn

- Cơ cấu cắt dây đai

Hình 8 và Hình 9 là mô hình và ảnh chụp cơ cấu cắt dây đai. Sau khi cùn loa được giữ chặt bởi xi lanh khí nén và cố định với dây đai, đầu dao cắt mang lưới cắt được đẩy xuống bởi xi lanh khí nén để cắt dây đai và được xác nhận bởi cảm biến quang, sau đó xi lanh đẩy dao cắt lùi về. Vị trí của điểm cắt cách đầu dây đai một khoảng bằng 1,3 vòng cùn loa.



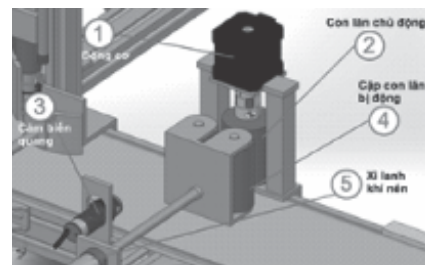
Hình 8. Cơ cấu cắt dây đai



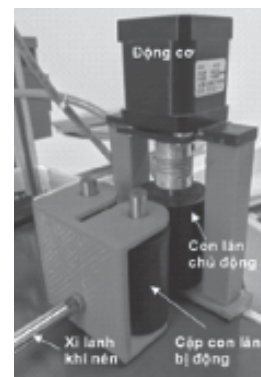
Hình 9. Ảnh chụp cơ cấu cắt dây đai

- Cơ cấu quấn dây đai

Cơ cấu quấn dây đai quanh cùn loa có kết cấu như Hình 10. Khi cảm biến xác định cùn loa đến vị trí quấn dây, xi lanh sẽ đẩy cặp con lăn bị động ép giữ cùn loa tiếp xúc với con lăn chủ động đang quay để dây đai được quấn quanh cùn loa. Hình 11 là ảnh chụp cơ cấu quấn dây đai.



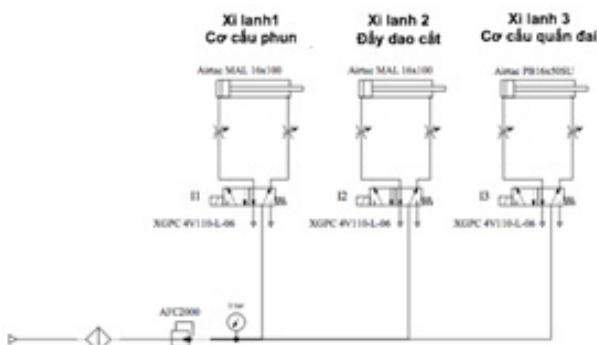
Hình 10. Cơ cấu quấn dây đai



Hình 11. Ảnh chụp cơ cấu quấn dây đai

- Hệ thống khí nén

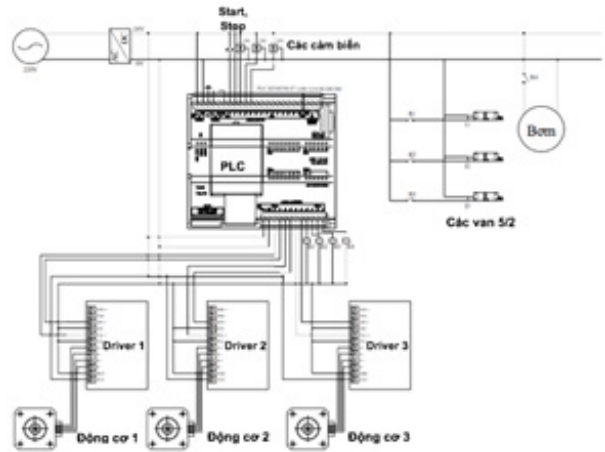
Sơ đồ nguyên hệ thống khí nén như Hình 12. Ba xi lanh cho các cơ cấu phun cồn, dao cắt và cơ cấu quấn đai đều cùng loại Airtac PB16X50SU. Van đảo chiều cho các xi lanh sử dụng cùng ba van 5/2 điều khiển điện một đầu ra có ký hiệu XGPC 4V110-L-06.



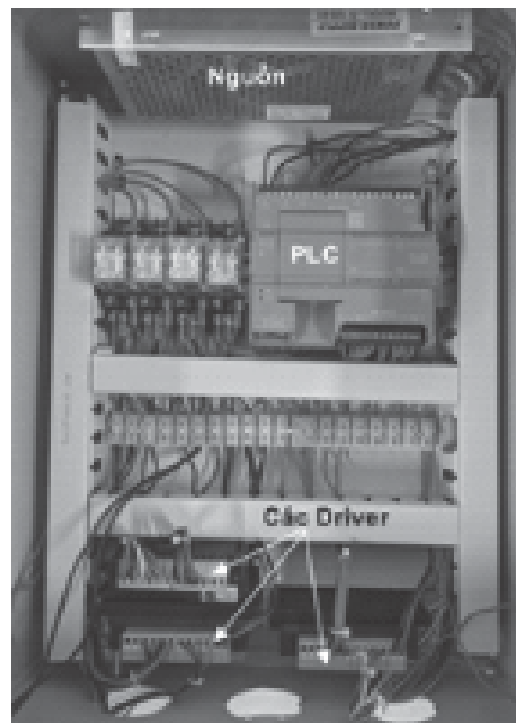
Hình 12. Sơ đồ nguyên lý hệ thống khí nén

- Hệ thống điều khiển

Hệ thống sử dụng bộ điều khiển PLC S7-1200 để điều khiển ba động cơ bước, ba xi lanh và một bơm cồn [6]. Các động cơ gồm: động cơ 1 – dẫn động băng tải 57HS76; động cơ 2 – quay con lăn cấp dây đai KV4234-F2B009; động cơ 3 – quay con lăn cụm quấn dây đai 42HS48. Các xi lanh gồm: xi lanh 1 đẩy tấm giữ ép côn loa tại vị trí phun cồn để cố định dây đai vào côn loa và khi cắt dây đai; xi lanh 2 đẩy đầu dao cắt và xi lanh 3 đẩy cặp con lăn bị động của cơ cấu quấn dây đai, điều khiển ba xi lanh này thông qua ba van đảo chiều 5/2. Sơ đồ mạch điều khiển và ảnh chụp mạch điều khiển thực tế như Hình 13 và Hình 14. Các thông số đầu vào (input) gồm: các nút nhấn start, stop; cảm biến 1 – phát hiện côn loa tại vị trí phun cồn; cảm biến 2 – phát hiện dao; cảm biến 3 – phát hiện côn loa tại vị trí quấn đai. Các thông số đầu ra (output) gồm: các xi lanh, bơm và ba động cơ bước.



Hình 13. Mạch điều khiển hệ thống

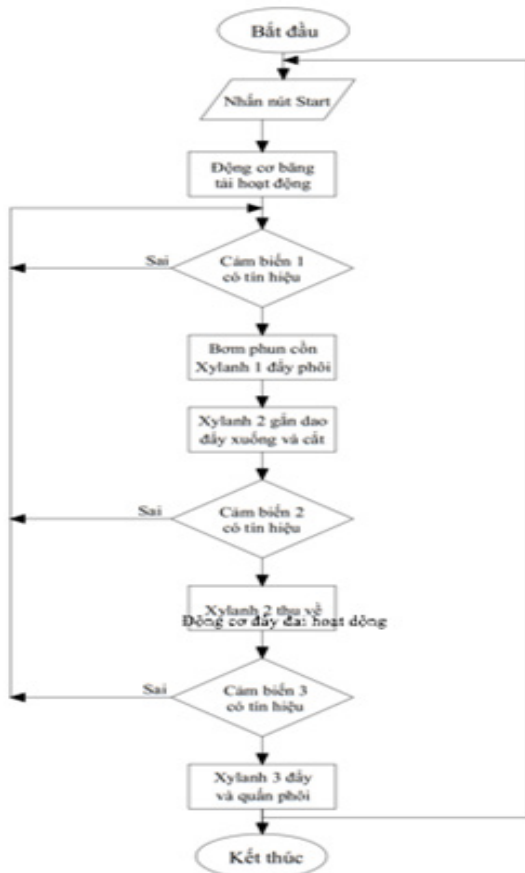


Hình 14. Ảnh chụp mạch điều khiển

3. LẬP TRÌNH ĐIỀU KHIỂN VÀ THỰC NGHIỆM

3.1. Lập trình điều khiển

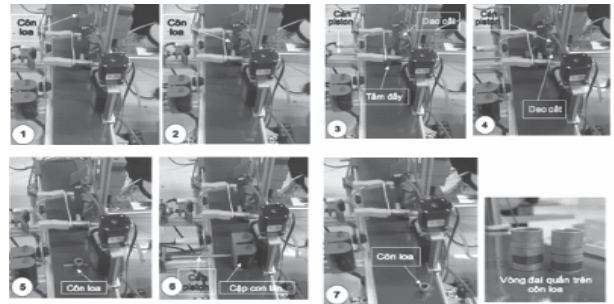
Chương trình điều khiển hệ thống được lập trình trên phần mềm TIA Portal [7] theo sơ đồ thuật toán Hình 15.



Hình 15. Sơ đồ thuật toán

3.2. Thực nghiệm quấn vòng đai côn loa

Hệ thống quấn vòng đai côn loa hoạt động đáp ứng quấn dây đai xung quanh côn loa để giữ cuộn dây đồng của côn loa theo yêu cầu đặt ra. Hình 16 thể hiện các bước trong quá trình quấn vòng đai côn loa. Côn loa được đưa vào băng tải và chuẩn bị qua tấm dẫn hướng (1), sau đó đến vị trí phun côn (2), xi lanh đẩy piston mang tấm đẩy giữ ép côn loa với dây đai (3), dao xuống cắt dây đai (4), côn loa đã được dính dây đai di chuyển theo băng tải đến vị trí quấn đai (5), cặp con lăn bị động được đẩy ra ép côn loa tiếp xúc với con lăn chủ động và thực hiện quấn dây (6), côn loa được đã được quấn đai chuẩn bị ra khỏi băng tải (7) và các côn loa sau khi đã được quấn dây đai.



Hình 16. Các bước trong quá trình quấn vòng đai

4. KẾT LUẬN

Vòng đai dạng băng dính giấy được quấn quanh côn loa có nhiệm vụ giữ cố định cuộn dây đồng trên côn loa nhằm đảm bảo lực từ được tạo ra bởi cuộn dây được truyền hiệu quả vào màng loa. Một băng tải mang côn loa di chuyển đến vị trí cụm phun côn quanh côn loa nhằm làm tan keo trên dây đai khi tiếp xúc, tiếp theo đầu dây đai được cố định với côn loa, cụm dao cắt cắt dây đai với chiều dài đủ quấn 1,3 vòng quanh côn loa. Tiếp theo, côn loa di chuyển tiếp đến vị trí quấn dây đai theo nguyên lý côn loa lăn không trượt nhờ cơ cấu ma sát của các con lăn cuộn theo dây đai quấn quanh côn loa. Điều khiển thiết bị sử dụng bộ điều khiển PLC S7-1200. ❖

Ngày nhận bài: 18/5/2024

Ngày phản biện: 28/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển; “*Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*”, NXB. Giáo dục, 2006.
- [2]. Ninh Đức Tồn, Nguyễn Thị Xuân Bày; “*Giáo trình Dung sai lắp ghép và kỹ thuật đo lường*”, NXB. Giáo dục, 2016.
- [3]. Trần Văn Địch, Nguyễn Trọng Bình, Nguyễn Thế Đạt, Nguyễn Viết Tiếp, Trần Xuân Việt; “*Công nghệ chế tạo máy*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2003.
- [4]. Băng tải băng chuyên công nghiệp Việt Nhật, bangtaivietnhat.com.
- [5]. Nguyễn Tiến Lương; “*Tự động hoá thủy khí trong máy công nghiệp*”, NXB. Giáo dục, 2008.
- [6]. S7-1200 system manual, <https://cache.industry.siemens.com/>.

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP LMD TRONG ĐÁNH GIÁ TÌNH TRẠNG KỸ THUẬT HỘ SỐ CƠ KHÍ

APPLICATION OF LMD METHOD IN ASSESSING TECHNICAL CONDITION OF
MECHANICAL GEARBOX

Lê Đức Hiếu^{1,*}, Đinh Quốc Cường²

¹Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Viện Nghiên cứu Cơ khí

TÓM TẮT

Phương pháp phân tích tín hiệu rung động LMD là một phương pháp mới trong xử lý các tín hiệu phi tuyến và không ổn định. Trong bài báo này, phương pháp LMD kết hợp với en-trô-phi năng lượng (EN) được ứng dụng trong phân tích các tín hiệu rung động và đánh giá tình trạng làm việc của hộp số cơ khí. Các tín hiệu rung động được phân tích thành các thành phần PFs bởi phương pháp LMD. Sau đó, từ một số thành phần PFs đầu tiên được chọn làm các véc-tơ đặc tính hư hỏng trội nhất của các thành phần trong hộp số, từ các véc-tơ này được sắp xếp lại và tính giá trị năng lượng để phân tích, đánh giá tình trạng kỹ thuật của hộp số. Kết quả cho thấy phương pháp LMD kết hợp với EN đã đánh giá được tình trạng làm việc của hộp số một cách hiệu quả và chính xác cao khi được so sánh với các phương pháp khác như EMD và EN.

Từ khóa: Hộp số cơ khí; Chẩn đoán lỗi; Phương pháp LMD.

ABSTRACT

LMD vibration signal analysis method is a new method in processing nonlinear and unstable signals. In this paper, the LMD method combined with energy entropy (EN) is applied to analyze vibration signals and evaluate the working condition of mechanical gearbox. The vibrated signals are decomposed into PFs components by the LMD method. Then from the first some PFs components are selected as the most dominant damage characteristic vectors of the components in the gearbox, from these vectors are rearranged and the energy value is calculated to be divided for evaluation. Technical condition of the gearbox. The results show that the LMD method combined with EN can effectively and accurately evaluate the working condition of the gearbox when compared with other methods such as EMD and EN.

Keywords: Mechanical gearbox; Fault diagnosis; LMD method.

1. TỔNG QUAN

Hộp số là phần không thể thiếu trong các hệ thống truyền động cơ khí nói chung và trong hệ thống truyền động của các phương tiện vận tải nói riêng. Trong quá trình khai thác, các chi tiết bị hao mòn, xuất hiện các hư hỏng không mong muốn, như hư hỏng các cặp bánh răng, ổ bi, các tín hiệu rung động của hộp số cơ khí có đặc tính không ổn định, phi tuyến. Vì vậy, việc xác định các dạng hư hỏng của các chi tiết trong hộp số cơ khí là rất cần thiết. Đã có nhiều công bố về chẩn đoán hư hỏng của hộp số cơ khí đăng trên các tạp chí uy tín [1-7].

Có nhiều phương pháp trong chẩn đoán hư hỏng của hộp số: phân tích tín hiệu âm thanh, đánh giá chất lượng hộp số thông qua chất lượng của dầu bôi trơn (giám sát các hạt kim loại bị mài mòn trong dầu bôi trơn) và phân tích tín hiệu rung động [5]. Trong đó, phương pháp tín hiệu rung động đang được sử dụng nhiều hơn các phương pháp còn lại. Trong phân tích tín hiệu rung động, thường được sử dụng các phương pháp: xử lý tín hiệu trong miền thời gian, xử lý tín hiệu trong miền tần số, và xử lý tín hiệu trong miền thời gian – tần số. Trong bài báo này sử dụng phương pháp phân tích tín hiệu trong miền thời gian – tần số để phân tích tín hiệu rung động của hộp số. Trong miền thời gian – tần số đã có những nghiên cứu như: biến đổi nhanh Fourier, phân bố Wigner-Ville và phân tích Wavelet [8], EMD (Empirical Mode Decomposition), EEMD (Ensemble Empirical Mode Decomposition) [5-7]. Nhưng các phương pháp đó có nhiều hạn chế như: chỉ áp dụng cho các tín hiệu tuyến tính, không phải là phương pháp xử lý tín hiệu tự thích nghi. Hơn nữa, các tín hiệu rung động của hộp số cơ khí lại chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố phi tuyến: tải trọng, khe hở, ma sát, độ cứng bề mặt... Tóm lại, trong điều kiện làm việc tổng quát, các tín

hiệu rung động của hộp giảm tốc là không ổn định, phi tuyến nên việc xác định các điều kiện làm việc của hộp số cơ khí gặp nhiều khó khăn khi sử dụng các phương pháp truyền thống. Chính vì vậy, một phương pháp phân tích tín hiệu mới LMD (Local Mean Decomposition) được giới thiệu trong bài báo này giúp chúng ta giải quyết được những hạn chế của các phương pháp truyền thống. LMD là phương pháp được phát triển bởi Smith [9], các tín hiệu được phân rã thành các PFs khắc phục được nhược điểm về nhiễu của phương pháp EMD và EEMD.

Bài báo ứng dụng phương pháp LMD trong xử lý tín hiệu rung động của hộp số cơ khí. Đầu tiên, tín hiệu rung động được phân tích bởi LMD thành các PFs, sau đó sử dụng en-trô-pi năng lượng để trích xuất đặc tính hư hỏng của từng chi tiết của hộp số (hư hỏng cặp bánh răng, hư hỏng của vòng bi). Các giá trị en-trô-pi năng lượng của các thành phần khác nhau sẽ khác nhau ở các dải tần khác nhau trong quá trình hoạt động của hộp số cơ khí. Kết quả cho thấy phương pháp LMD cho kết quả phân tích tín hiệu rung động của hộp số cơ khí vượt trội hơn các phương pháp EMD và EEMD.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp LMD

Phương pháp LMD là một phương pháp phân tích tín hiệu trong miền thời gian – tần số tự thích nghi, phù hợp để xử lý các tín hiệu rung động được điều chế biên tần (AM – FM). Phương pháp này được S. Smith phát triển để phân tích bất kỳ tín hiệu phi tuyến và không ổn định $y(t)$ nào đó thành các thành phần hàm tích (PFs) và một hàm đơn điệu u_k .

Phương pháp LMD được xử lý theo các bước sau: 

• Một: Tính toán giá trị trung bình m_i của hai cực trị liên tiếp n_i và n_{i+1} :

$$m_i = \frac{n_i + n_{i+1}}{2} \quad (1)$$

• Hai: Vẽ tất cả các giá trị trung bình m_i của hai cực trị liên tiếp bằng đường thẳng;

• Ba: Tính toán dao động cục bộ của mỗi nửa sóng theo công thức:

$$a_i = \frac{|n_i - n_{i+1}|}{2} \quad (2)$$

• Bốn: Tính giá trị $h_{11}(t)$ của tín hiệu: $h_{11}(t) = y(t) - m_{11}(t)$ (3)

• Năm: Tính tần số sau điều chế của tín hiệu: $s_{11}(t) = h_{11}(t)/a_{11}(t)$ (4)

Từ phương trình (1) đến (4), ta có:

$$\begin{cases} h_{11}(t) = y(t) - m_{11}(t) \\ h_{12}(t) = s_{11}(t) - m_{12}(t) \\ \vdots \\ h_{1n}(t) = s_{1(n-1)}(t) - m_{1n}(t) \end{cases} \quad (5)$$

• Sáu: Tính giá trị $a_1(t)$ theo công thức sau:

$$a_1(t) = a_{11}(t)a_{12}(t)a_{13}(t) \dots a_{1n}(t) = \prod_{q=1}^n a_{1q}(t) \quad (6)$$

$$\text{Trong đó: } \lim_{n \rightarrow \infty} a_{1n}(t) = 1 \quad (7)$$

• Bảy: Xác định pha tức thời (IP) và tần số tức thời (IF) theo công thức (8), (9):

$$\varphi_1(t) = \arccos(s_{1n}(t)) \quad (8)$$

$$f_1(t) = \frac{f_s d\varphi_1(t)}{2\pi dt} \quad (9)$$

Thành phần PF_1 đầu tiên được xác định theo công thức (10):

$$PF_1(t) = a_1(t) \cdot s_{1n}(t) \quad (10)$$

Từ công thức (1) đến (7), ta có:

$$\begin{cases} u_1(t) = y(t) - PF_1(t) \\ u_2(t) = u_1(t) - PF_2(t) \\ \vdots \\ u_\tau(t) = u_{(\tau-1)}(t) - PF_\tau(t) \end{cases} \quad (11)$$

Trong phương trình (11), $u_1(t)$ là tín hiệu dao động mới, toàn bộ quy trình được lặp lại τ lần cho đến khi $u_\tau(t)$ là một hàm đơn điệu.

• Cuối cùng, tín hiệu $y(t)$ được phân tích thành τ PFs và một hàm đơn điệu $u_\tau(t)$:

$$y(t) = \sum_{p=1}^{\tau} PF_p(t) + u_\tau(t) \quad (12)$$

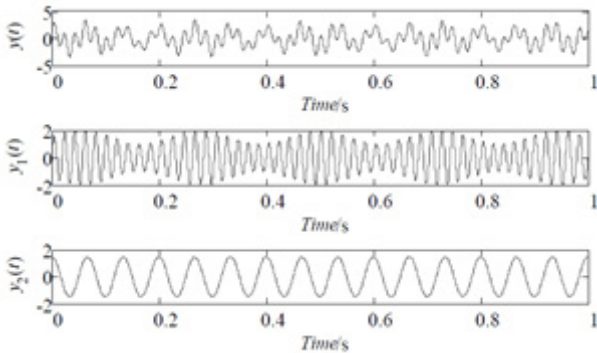
Để chứng minh phương pháp LMD xử lý được các dạng tín hiệu khác nhau, giả thiết có tín hiệu $y(t)$ gồm $y_1(t)$ và $y_2(t)$, như sau:

$$y_1(t) = (1.5 + 0.5\sin(9\pi t))\sin(100\pi t + \sin(5\pi t)) \quad (13)$$

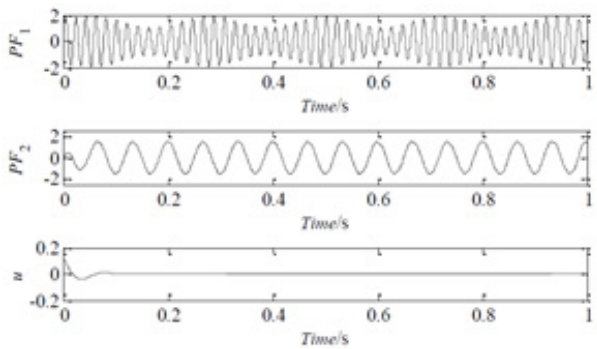
$$y_2(t) = 1.5\cos(30\pi t) \quad (14)$$

$$y(t) = y_1(t) + y_2(t) \quad (15)$$

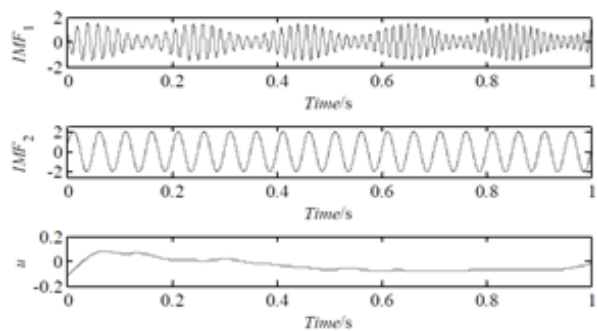
Dạng tín hiệu gốc và sau khi xử lý bằng phương pháp LMD thể hiện như Hình 1 và Hình 2:



Hình 1. Dạng tín hiệu $y(t)$.



Hình 2. Kết quả phân tích tín hiệu $y(t)$ bằng LMD.



Hình 3. Kết quả phân tích tín hiệu $y(t)$ bằng EMD.

2.2. Phương pháp en-trô-pi năng lượng

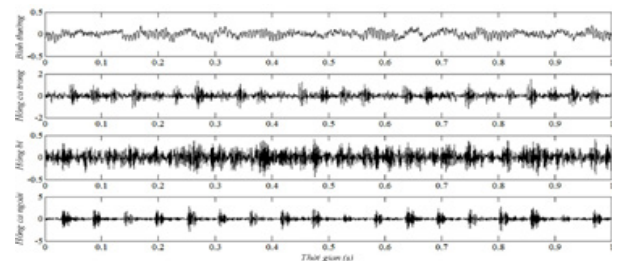
Khi hộp giảm tốc đang hoạt động với các hư hỏng khác nhau, thì các thành phần tần số cộng hưởng tương ứng được tạo ra trong các tín hiệu rung động, và ở đó năng lượng của tín hiệu rung động thay đổi với sự phân bố tần số. Để minh họa cho trường hợp thay đổi này như đề cập ở trên, phương pháp en-trô-pi năng

lượng LMD được trình bày trong bài báo này. Nếu n PFs và một phần dư u_n được tìm ra bởi phương pháp LMD để phân tích tín hiệu rung động $y(t)$ của vòng bi, ở đó năng lượng của n PFs theo thứ tự lần lượt là E_1, E_2, \dots, E_n . Sau đó, theo tính trực giao của sự phân tích LMD, tổng năng lượng của n PFs bằng tổng năng lượng của tín hiệu gốc $y(t)$ khi phần dư u_n được bỏ qua. Khi đó, các PFs c_1, c_2, \dots, c_n bao gồm các thành phần tần số khác nhau, $E = \{E_1, E_2, \dots, E_n\}$, tạo nên sự phân bố năng lượng trong miền tần số của tín hiệu rung động hộp số cơ khí. En-trô-pi năng lượng LMD tương ứng được định nghĩa như sau:

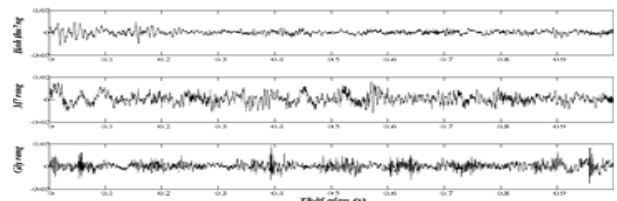
$$H_{EN} = -\sum_{i=1}^n p_i \log p_i \quad (16)$$

Trong đó, $p_i = E_i/E$ là tỉ lệ phần trăm năng lượng của c_i trong toàn bộ năng lượng E ($E = E_1 + E_2 + \dots + E_n$).

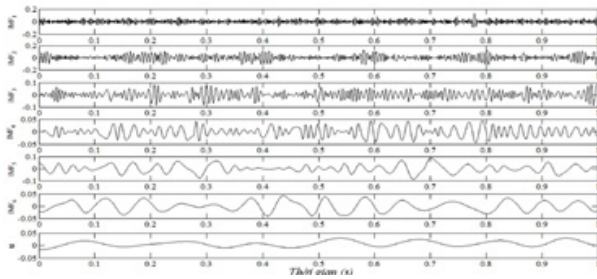
Tín hiệu rung động của hộp số cơ khí thể hiện qua các tín hiệu đo được từ các vòng bi, cặp bánh răng như Hình 4a, Hình 4b. Hình 5 là kết quả phân tích tín hiệu rung động của hộp số bằng phương pháp LMD.



Hình 4a. Dạng hư hỏng của vòng bi.



Hình 4b. Dạng hư hỏng của bánh răng.



Hình 5. Kết quả phân tích tín hiệu rung động của vòng bi bằng LMD khi hỏng ca trong.

Các en-trô-pi năng lượng LMD có giá trị như Bảng 1 và Bảng 2:

Bảng 1. En-trô-pi năng lượng LMD của các dạng hư hỏng vòng bi

Bình thường	Hỏng ca ngoài	Hỏng bi	Hỏng ca trong
1,9453	1,3718	1,2814	1,1545

Bảng 2. En-trô-pi năng lượng LMD của các dạng hư hỏng bánh răng

Bình thường	Mẻ răng	Gãy răng
2,2375	1,8286	1,4698

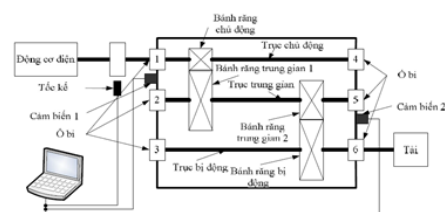
Theo Bảng 1 và Bảng 2, en-trô-pi năng lượng trong trường hợp vòng bi và bánh răng ở trạng thái bình thường là lớn nhất so với các trường hợp còn lại vì khi có hư hỏng xảy ra ở vòng bi hoặc bánh răng, thì các thành phần tần số cộng hưởng tương ứng được tạo ra, do đó, en-trô-pi năng lượng có thể giảm bởi vì năng lượng phân bố chủ yếu trong dải tần cộng hưởng và đặc biệt là ở dải tần cộng hưởng cao thì mức độ ảnh hưởng còn nghiêm trọng hơn. Tóm lại, năng lượng tập trung vào vào dải tần số cộng hưởng nhiều hơn và en-trô-pi năng lượng lúc đấy là nhỏ nhất. Từ việc phân tích trên cơ sở en-trô-pi năng lượng bằng phương pháp LMD phản ánh được tình trạng làm việc và các loại hư hỏng của hộp số cơ khí. Vì vậy,

việc phân tích, đánh giá điều kiện làm việc của hộp số bằng LMD kết hợp với xác định en-trô-pi năng lượng phù hợp để đánh giá tình trạng kỹ thuật của hộp số cơ khí nói riêng và các máy chuyển động qua nói chung.

3. ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP LMD-EN TRONG ĐÁNH GIÁ TÌNH TRẠNG KỸ THUẬT HỘP SỐ CƠ KHÍ

3.1. Thu thập dữ liệu

Sơ đồ thí nghiệm mô tả như Hình 6, số liệu được lấy ra từ hai cảm biến gắn trên vỏ hộp số tại các tần số 30, 35, 40, 45 và 50 Hz ở các tải trọng thấp và cao với tần số lấy mẫu $f_s = 200/3$ kHz, các bước lấy mẫu được lặp lại bốn lần. Tốc kế tạo ra 10 xung cho mỗi vòng quay của trục chủ động có độ chính xác cao, các dữ liệu được lấy mẫu đồng bộ từ hai cảm biến (cảm biến 1 và cảm biến 2) [10]. Các kết quả đo được lưu lại dưới dạng *.text, và dùng tia la-de để tạo ra các hư hỏng trên bề mặt chi tiết. Trong bài báo này, các cặp bánh răng răng thẳng được chọn làm đối tượng chẩn đoán ở ba trạng thái: bình thường, mẻ răng và gãy răng với tần số lấy mẫu 2048 Hz. Với mỗi trạng thái có 24 tín hiệu rung động chia thành 10 nhóm được chọn ngẫu nhiên làm mẫu để thử nghiệm. Bộ dữ liệu thí nghiệm của vòng bi được lấy theo các điều kiện: bình thường, hỏng ca trong, hỏng bi, và hỏng ca ngoài. Với mỗi điều kiện lấy được 60 tín hiệu rung động và trong 20 nhóm lấy ngẫu nhiên ra bộ dữ liệu đầu vào cho phương pháp LMD-EN.



Hình 6. Sơ đồ thí nghiệm

3.2. Phương pháp đánh giá tình trạng kỹ thuật hộp số cơ khí LMD-EN

Đầu tiên, sau khi các tín hiệu gốc được phân tích thành các PFs bởi phương pháp LMD, tám hoặc sáu PFs đầu tiên chứa thông tin hư hỏng chiếm ưu thế nhất được chọn và được sắp

xếp từ cao đến thấp từ c_1, c_2, \dots, c_8 ; tiếp theo từ các công thức (8), (10) và (14), ta tìm được véc-tơ đặc tính hư hỏng T' . Để thấy rõ hơn hiệu quả của phương pháp LMD-EN trong xử lý các tín hiệu rung động, trong bài báo này LMD-EN được so sánh với phương pháp phân tích EMD-EN. Kết quả xem trong Bảng 3 và Bảng 4.

Bảng 3. Kết quả đánh giá tình trạng hư hỏng vòng bi theo LMD-EN

Tín hiệu	Phương pháp xử lý	E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6
Bình thường	LMD-EN	0,9368	0,3438	0,1635	0,1356	0,0932	0,0570
	EMD-EN	0,7749	0,4667	0,3521	0,2467	0,2213	0,2069
Hỏng ca trong	LMD-EN	0,9556	0,3268	0,0619	0,0250	0,0082	0,0037
	EMD-EN	0,7865	0,4365	0,3675	0,2660	0,0619	0,0180
Hỏng bi	LMD-EN	0,9476	0,2856	0,1279	0,0235	0,0090	0,0035
	EMD-EN	0,6870	0,3562	0,2098	0,1309	0,0575	0,0098
Hỏng ca ngoài	LMD-EN	0,9538	0,2687	0,1570	0,0697	0,0338	0,0230
	EMD-EN	0,6038	0,4515	0,4621	0,3578	0,2680	0,2119

Bảng 4. Kết quả đánh giá tình trạng hư hỏng bánh răng theo LMD-EN

Tín hiệu	Phương pháp xử lý	E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6	E_7	E_8
Bình thường	LMD-EN	0,9235	0,3482	0,1670	0,1307	0,0896	0,0573	0,0388	0,0325
	EMD-EN	0,6849	0,4737	0,3550	0,2691	0,2101	0,1992	0,1958	0,1692
Mẻ răng	LMD-EN	0,9483	0,3498	0,0610	0,0269	0,0089	0,0047	0,0029	0,0025
	EMD-EN	0,7835	0,4356	0,3875	0,2560	0,0579	0,0158	0,0078	0,0065
Gãy răng	LMD-EN	0,9525	0,2478	0,1517	0,0719	0,0257	0,0212	0,0095	0,0018
	EMD-EN	0,5756	0,4611	0,4418	0,3534	0,2748	0,2185	0,0687	0,0635

Hai phương pháp LMD hoặc EMD dùng để xử lý các tín hiệu rung động nhằm đánh giá tình trạng kỹ thuật của hộp số cơ khí. Theo Bảng 3 và Bảng 4 có thể thấy rằng phương pháp LMD-EN tốt hơn phương pháp EMD-EN, độ chính xác trung bình của phương pháp LMD-EN đạt 96,70%, bởi vì phương pháp EMD-EN không xử lý triệt để nhiễu tác động trong quá trình xử lý tín hiệu. Mặt khác, phương pháp LMD là một quá trình tự thích nghi theo bản thân tín hiệu, quá trình phân tích tín hiệu của nó phụ thuộc vào thông tin thay đổi của tín hiệu và do đó nó nhạy hơn với các dạng hư hỏng của hộp số.

4. KẾT LUẬN

Do đặc tính không ổn định của các tín hiệu hư hỏng hộp số cơ khí, một phương pháp chẩn đoán tình trạng kỹ thuật dựa trên phương pháp LMD-EN đã được trình bày trong bài báo này. Đầu tiên, LMD được sử dụng để xử lý trước các tín hiệu rung động khác nhau. Sau đó, do tình trạng làm việc của hộp số thay đổi, en-trô-pi năng lượng LMD cũng thay đổi, điều này cho thấy rằng năng lượng của mỗi thành phần tần số thay đổi khi hộp số làm việc với mỗi một hư hỏng khác nhau. Do đó, năng lượng của mỗi thành phần PF được lấy làm đặc tính để đánh giá tình trạng làm việc của hộp số. Từ việc phân tích lý thuyết và các kết quả thực nghiệm, có thể kết luận rằng:

(1) LMD là một phương pháp xử lý tín hiệu tự điều chỉnh có thể được áp dụng cho các quá trình phi tuyến và không ổn định.

(2) Sự kết hợp của LMD và en-trô-pi năng lượng (EN) đã giúp cho việc đánh giá thành công tình trạng làm việc và các dạng hư hỏng của các bộ phận của hộp số cơ khí.

(3) Phương pháp LMD-EN có khả năng nhận dạng và phân loại hư hỏng của hộp số cơ khí (độ chính xác trung bình 96,70%) cao hơn

so với phương pháp EMD-EN (độ chính xác trung bình 85,6%).❖

Ngày nhận bài: **18/5/2024**

Ngày phản biện: **06/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. E.B. Halim, M.A.A. Shoukat Choudhury, S.L. Shah, M.J. Zuo, "Time domain averaging across all scales: A novel method for detection of gearbox faults", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 22, Pp. 261-278, 2008.
- [2]. P.D. McFadden, "Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing Vibration", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 108, Pp. 165-170, 1986.
- [3]. S.J. Loutridis, "Damage detection in gear systems using empirical mode decomposition", Engineering Structures, Vol. 26, Pp. 1833-1841, 2004.
- [4]. J. Cheng, D. Yu, J. Tang, Y. Yang, "Application of frequency family separation method based upon EMD and local Hilbert energy spectrum method to gear fault diagnosis", Mechanism and Machine Theory, Vol. 43, Pp. 712-723, 2008.
- [5]. N.E. Huang, Z. Shen, S.R. Long, M.C. Wu, H.H. Shih, Q. Zheng, N.C. Yen, C.C. Tung, H.H. Liu, "The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis, Proceedings of the Royal Society of London", Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, Vol. 454, Pp. 903-995, 1998.
- [6]. C. Junsheng, Y. Dejie, Y. Yu, "Research on the intrinsic mode function (IMF) criterion in EMD method", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 20, Pp. 817-824, 2006.
- [7]. C. Junsheng, Y. Dejie, Y. Yu, "The application of energy operator demodulation approach based on EMD in machinery fault diagnosis", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, Pp. 668-677, 2007.
- [8]. N.G. Nikolaou, I.A. Antoniadis, "Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets", NDT & E International, 35 (2002) 197-205.
- [9]. J.S. Smith, "The local mean decomposition and its application to EEG perception data", Journal of the Royal Society Interface, 2, Pp. 443-454, 2005.
- [10]. P. Society, Data Analysis Competition, in, 2009.

THIẾT KẾ TẤM KHUÔN DƯƠNG NHẪM CHẾ TẠO BẰNG PHƯƠNG PHÁP WAAM

DESIGN A CORE FOR MANUFACTURING USING THE WAAM METHOD

Nguyễn Ngọc Thuận*, Phạm Anh Tuấn, Vũ Đức Hoàn,
Bùi Văn Hiếu, Nguyễn Trọng Hiếu

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Công nghệ in 3D kim loại (AM) là công nghệ sản xuất phụ gia hiện đại, cho phép chế tạo trực tiếp các sản phẩm kim loại mà không cần khuôn mẫu. Trong đó, công nghệ in 3D kim loại bằng phương pháp lắng đọng hồ quang kim loại dây (WAAM) là một trong những công nghệ tiên tiến nhất. Nghiên cứu này thực hiện quy trình thiết kế tấm khuôn dương, với mục tiêu tối ưu hóa quy trình sản xuất và nâng cao chất lượng sản phẩm. Chúng tôi sử dụng công cụ mô phỏng và thử nghiệm để đánh giá hiệu suất và độ bền của tấm khuôn. Kết quả cho thấy tấm khuôn dương được thiết kế bằng phương pháp này có thể giúp giảm thiểu sự biến dạng và nâng cao độ chính xác của sản phẩm cuối cùng.

Từ khóa: Tấm khuôn dương; WAAM; Khuôn; Sản phẩm 2D; AM; Kim loại.

ABSTRACT

Metal 3D printing technology (AM) is a modern additive manufacturing technology that allows for the direct fabrication of metal products without the need for molds. Among these, metal 3D printing technology using Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) is one of the most advanced. This study implements the process of designing positive molds, with the aim of optimizing the manufacturing process and improving product quality. We use simulation and experimental tools to assess the performance and durability of the positive molds. The results show that positive molds designed using this method can help minimize distortion and enhance the accuracy of the final product.

Keywords: Core; WAAM; Mold; 3D product; AM; Metal.



1. GIỚI THIỆU

1.1. Tổng quan

Công nghệ in 3D kim loại WAAM được phát triển từ những năm 1990, nhưng chỉ thực sự được quan tâm nghiên cứu và ứng dụng rộng rãi trong 10 năm gần đây.

Các nước phát triển như Anh, Mỹ, Đức, Nhật Bản, Trung Quốc... đã đầu tư mạnh cho nghiên cứu và phát triển công nghệ WAAM. Nhiều tập đoàn, viện nghiên cứu lớn đã công bố các công trình nghiên cứu quan trọng.

Các nghiên cứu tập trung vào những khía cạnh như: tối ưu hóa thông số in, nâng cao chất lượng và kích thước chi tiết, mở rộng vật liệu có thể in, cải thiện cấu trúc và tính chất vật liệu, tự động hóa quá trình in, ứng dụng trong lĩnh vực chế tạo khuôn mẫu...

Một số sản phẩm điển hình đã được chế tạo thành công bằng WAAM như các chi tiết lớn trong ngành hàng không vũ trụ, khuôn mẫu, cầu thang...

Đặc biệt, công nghệ WAAM đã được ứng dụng thành công để chế tạo các loại khuôn mẫu 3D phức tạp mà các phương pháp truyền thống khó có thể thực hiện được. WAAM đã được ứng dụng trong sản xuất thực tế ở một số công ty, tập đoàn lớn. Triển vọng ứng dụng rộng rãi vì những ưu điểm về tốc độ, chi phí, khả năng chế tạo các chi tiết phức tạp.

Như vậy, công nghệ WAAM đã được chú trọng nghiên cứu và ứng dụng thành công để chế tạo các loại khuôn mẫu 3D tại nhiều nước phát triển trên thế giới.

Tại Việt Nam, những nghiên cứu về

công nghệ in 3D kim loại nói chung và WAAM nói riêng còn khá mới mẻ. Một số đơn vị nghiên cứu đã triển khai các đề tài, dự án nghiên cứu thí điểm nhằm khảo sát khả năng ứng dụng công nghệ này.

Các nghiên cứu chủ yếu tập trung vào khảo sát các thông số in, cấu trúc vật liệu và đánh giá tính chất cơ học của một số kim loại thông dụng như thép, nhôm, titan... Việc ứng dụng thực tiễn công nghệ AM nói chung và WAAM nói riêng trong sản xuất tại Việt Nam vẫn còn hạn chế, chưa có nhiều ứng dụng điển hình.

Nhìn chung, các nghiên cứu liên quan đến ứng dụng công nghệ WAAM để chế tạo khuôn mẫu, đặc biệt là khuôn mẫu 3D tại Việt Nam vẫn còn khá mới mẻ và hạn chế. Do đó, rất cần có thêm các nghiên cứu và ứng dụng thực tiễn WAAM trong lĩnh vực này để phát triển công nghệ in 3D kim loại hiện đại cho Việt Nam.

1.2. Cơ sở lý thuyết

Việc thiết kế tấm khuôn bằng phương pháp WAAM nhằm cải thiện quá trình sản xuất. Tấm khuôn dương được thiết kế để hỗ trợ quá trình xây dựng lớp và giảm thiểu các vấn đề liên quan đến biến dạng nhiệt.

So với các phương pháp truyền thống, WAAM cho phép chế tạo nhanh chóng các khuôn mẫu có hình dạng phức tạp. Điều này giúp rút ngắn thời gian và giảm chi phí chế tạo khuôn mẫu đáng kể.

Đề tài còn góp phần đào tạo nguồn nhân lực, nâng cao trình độ về công nghệ in 3D cho cán bộ kỹ thuật. Như vậy, đề tài có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao, phù hợp với xu thế phát

triển công nghệ in 3D kim loại hiện đại trên thế giới và tại Việt Nam.

Đề tài này nghiên cứu và thiết kế tấm khuôn dương nhằm chế tạo bằng phương pháp WAAM. Tấm khuôn dương sẽ được thiết kế hoàn chỉnh và sau đó chia thành từng lớp với độ dày từ 3mm đến 4mm, những lớp này sẽ được cắt laser với vật liệu thép C45, sau đó sẽ sử dụng phương pháp hàn MIG để liên kết những lớp này thành một khối hoàn chỉnh.

2. THIẾT KẾ TẤM KHUÔN DƯƠNG

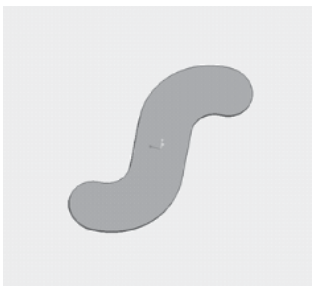
2.1. Phần mềm thiết kế

Creo Parametric là một trong những phần mềm du nhập vào Việt Nam từ rất sớm (khoảng đầu những năm 2000), PTC Creo Parametric có một cộng đồng người dùng rộng lớn và được sử dụng trong rất nhiều lĩnh vực cơ khí, đặc biệt là ngành thiết kế và gia công khuôn mẫu.

Do đó, chúng tôi quyết định chọn phần mềm Creo Parametric để thiết kế tấm khuôn dương.

2.2. Thiết kế sản phẩm

Sau nhiều lần thảo luận, đóng góp và lên ý tưởng về sản phẩm, nhóm chúng tôi đã chọn ra được sản phẩm phù hợp.



Hình 1. Sản phẩm

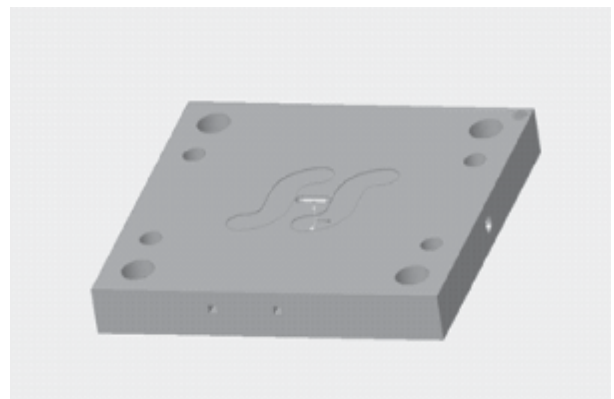
Dựa trên sản phẩm đã thiết kế, chúng tôi chọn khuôn 2 tấm với 2 lòng khuôn để phun ép sản phẩm.



Hình 2. Mô phỏng phun ép sản phẩm

2.3. Thiết kế tấm khuôn dương

Tấm khuôn dương được thiết kế với kích thước 300x300x80mm để phù hợp với kích thước sản phẩm cũng như biên dạng của đường nước.



Hình 3. Mô phỏng tấm khuôn dương

2.4. Thiết kế đường nước

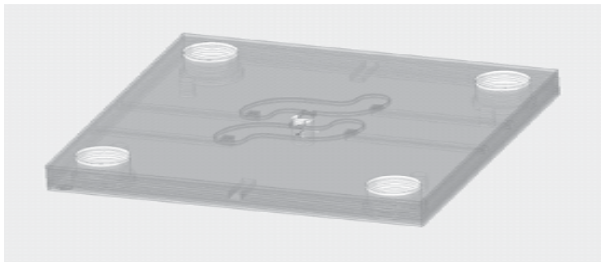
Thay vì chọn thiết kế đường nước thẳng theo phương pháp truyền thống thì với phương pháp WAAM, ta có thể thiết kế đường nước chạy theo biên dạng sản phẩm để tối ưu hóa quá trình giải nhiệt cho lòng khuôn.



Hình 4. Mô phỏng đường nước ôm theo biên dạng sản phẩm

2.5. Tách lớp khuôn dương

Để thiết kế tấm khuôn dương nhằm chế tạo bằng phương pháp WAAM, ta cần tách lớp tấm khuôn dương thành nhiều lớp với độ dày từ 3mm đến 4mm và liên kết những lớp này thành một tấm khuôn dương hoàn chỉnh.



Hình 5. Mô phỏng tách lớp tấm khuôn dương

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Kết quả mô phỏng cho thấy tấm khuôn dương có thể giảm thiểu sự biến dạng nhiệt đáng kể. Thử nghiệm thực tế xác nhận rằng sản phẩm cuối cùng có độ chính xác cao hơn và ít biến dạng hơn so với khi không sử dụng tấm khuôn. Hơn nữa, tấm khuôn có thể tái sử dụng nhiều lần mà không bị hỏng hóc đáng kể.

4. KẾT LUẬN

Thiết kế tấm khuôn dương đã chứng minh hiệu quả trong việc cải thiện quá trình WAAM. Nghiên cứu này mở ra hướng đi mới cho việc tối ưu hóa công nghệ sản xuất bằng WAAM, giúp nâng cao chất lượng sản phẩm

và giảm thiểu chi phí sản xuất. Các nghiên cứu tiếp theo có thể tập trung vào việc tối ưu hóa hơn nữa thiết kế tấm khuôn và khám phá các vật liệu mới có thể sử dụng cho tấm khuôn.

(*) Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Nguyễn Trọng Hiếu;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Nguyễn Ngọc Thuận*, Phạm Anh Tuấn, Vũ Đức Hoàn và Bùi Văn Hiếu.

Lời cảm ơn:

- Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024-263. ❖

Ngày nhận bài: 12/5/2024

Ngày phản biện: 03/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Piyu Wang, Sijie Yang and Qingsong Xu (2018); “*Design and optimization of a new compliant rotary positioning stage with constant output torque*”, Vol. 19, no. 12, pp. 1843-1850.
- [2]. Chia-Wen Hou, Chao-Chieh Lan (2012); “*Functional joint mechanisms with constant-torque outputs*”, pp. 166-181.
- [3]. Phan Thanh Vu, Pham Huy Tuan (2020); “*Design and Analysis of a Compliant Constant-Torque Mechanism for Rehabilitation Devices*”, chapter 44.
- [4]. TS. Phạm Sơn Minh, ThS. Trần Minh Thế Uyên (2014); “*Giáo trình Thiết kế và chế tạo khuôn phun ép nhựa*”, NXB. Đại học Quốc gia, Thành phố Hồ Chí Minh, 286 page.
- [5]. Nguyễn Phương Nam, Lê Hồng Phúc, Phạm Thế Sơn (2023); “*Chế tạo máy thử độ bền cho chi tiết nhựa*”, Đồ án tốt nghiệp, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 107 page.
- [6]. What is the TIA Portal V17 for <https://www.siemens.com/vn/vi.html>.

THỰC NGHIỆM ĐO PHÂN BỐ NHIỆT ĐỘ CỦA KHUÔN DƯƠNG CỦA KHUÔN PHUN ÉP NHỰA

SIMULATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION OF PLASTIC INJECTION MOLD FOR 2.5D PRODUCTS

Nguyễn Việt Tuấn Anh*, Trương Văn Thành, Trần Chí Bảo, Nguyễn Trọng Hiếu
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Việc chế tạo các kênh làm mát phù hợp đã trở nên dễ dàng hơn và tiết kiệm chi phí hơn nhờ những tiến bộ gần đây trong sản xuất bồi đắp. Các kênh làm mát phù hợp dạng layer cho hiệu suất làm mát tốt hơn các kênh thông thường (khoan thẳng) trong quá trình ép phun. Lý do chính cho điều này là layer có thể đi theo đường dẫn của hình dạng xếp lớp, nhưng các kênh thông thường thì không thể. Layer có thể được sử dụng để giảm ứng suất nhiệt và cong vênh đồng thời giảm thời gian chu kỳ và tạo ra sự phân bố nhiệt độ đồng đều hơn. Mô phỏng kỹ thuật được hỗ trợ bởi máy tính (CAE) rất quan trọng để thiết lập một thiết kế hiệu quả và tiết kiệm chi phí. Bài viết này tập trung vào việc tối ưu hóa thiết kế của khuôn ép phun, với mục tiêu tối ưu hóa vị trí của các kênh làm mát để giảm thời gian phun và tăng độ đồng đều phân bố nhiệt độ. Có thể suy ra rằng kỹ thuật được tạo ra có hiệu quả và phù hợp với mục tiêu của công việc này.

Từ khóa: Phân bố nhiệt độ; Khuôn phun ép nhựa; Sản phẩm 2.5D.

ABSTRACT

Fabricating suitable cooling channels has become easier and more cost-effective thanks to recent advances in additive manufacturing. The layered conformal cooling channels provide better cooling performance than conventional channels during the injection molding process. The main reason for this is that layers can follow the paths of layered forms, but regular channels cannot. Layers can be used to reduce the response temperature while also reducing cycle times and creating more uniform temperature distribution. Computer-aided engineering (CAE) simulation is important for establishing an efficient and cost-effective design. This article focuses on the design optimization work of the injection molding machine, with a targeted level of optimization of cooling channels to reduce injection time and increase temperature synchronization speed. It can be thought that the technique can produce effective results and is consistent with the goals of this work.

Keywords: Temperature distribution; Plastic injection molds; 2D products.



1. GIỚI THIỆU

1.1. Tổng quan

Khả năng gia nhiệt và giải nhiệt của các kênh làm mát phù hợp đã được cải thiện nhờ việc sử dụng các kỹ thuật chế tạo bồi đắp. Khuôn ép kỹ thuật sử dụng thể hiện những đặc điểm đặc biệt. Cooling layer cho phép khả năng giảm thiểu cả cong vênh và biến dạng nhiệt. Việc đánh giá “phân bố nhiệt độ” được tiến hành bằng cách sử dụng ANSYS mô-đun phân tích. Các nhà nghiên cứu đã tiến hành đánh giá các thành phần riêng lẻ và thực hiện so sánh giữa mô phỏng và thực nghiệm bằng cách sử dụng Mô-đun mô phỏng giao diện Truyền (MPI). Các kênh phù hợp đó thể hiện tốc độ làm mát nhanh hơn so với các kênh giải nhiệt bình thường (khoan thẳng). Các nhà nghiên cứu sử dụng polyme PP làm vật liệu và dùng nước làm mát để xác định nhiệt độ của khuôn. Một phương pháp tối ưu hóa thiết kế trong phân tích ba chiều. Một nghiên cứu tương tự như hiện tại, nhưng ở dạng phân tích 2D. Nghiên cứu này trình bày một số sự khác biệt giữa phân tích nhiệt tức thời tại vị trí bất kỳ và tìm hiểu quá trình xác nhận chéo cả hai mô-đun và bao gồm bộ chia lưới phù hợp để xác định mật độ phân bố nhiệt độ phù hợp.

1.2. Cơ sở lý thuyết

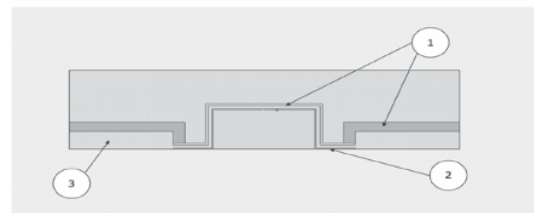
Phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) vẫn có những điều không chắc chắn vì nó coi lớp lưới là một sự liên tục. Mặc dù mô hình có thể kết hợp các đặc tính vật liệu phụ thuộc vào nhiệt độ và các thay đổi để cải thiện độ chính xác của mô hình, nhưng nó vẫn có những điểm không chắc chắn vì nó coi lớp nhựa là một chất liên tục và thường bỏ qua các tác động của thủy động lực học, chẳng hạn như sức căng bề mặt, dẫn đến sai số đáng kể trong dự đoán hành

vi của bề tan chảy. Kỹ thuật FEM hiện được sử dụng rộng rãi để dự đoán nhiệt độ bề mặt lớp, ứng suất dư, độ xốp và độ biến dạng hình học của các bộ phận được chế tạo bằng quy trình PBF. Các mô phỏng số khác, chẳng hạn như phương pháp thể tích hữu hạn (FVM) và Phương pháp Lattice Boltzmann (LBM), chủ yếu được sử dụng để nghiên cứu thủy động lực học của bề tan chảy. Phần mềm được sử dụng để giải quyết vấn đề bao gồm ANSYS, ABAQUS, COMSOL, FLUENT/CFX,... Trong bài báo nghiên cứu này, các tác giả dùng phần mềm ANSYS WORKBENCH để mô phỏng phân tích.

2. PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG MÔ HÌNH KHUÔN SẢN PHẨM DẠNG 2.5D

2.1. Thiết kế mô hình CAD

Xây dựng mô hình đường nước và khuôn theo kiểu Cooling layer như hình 1, mô hình khuôn gồm đường nước, lòng khuôn và vỏ khuôn.



Hình 1. Mô hình thiết kế tấm khuôn sản phẩm dạng 3D

Bảng 1. Cung cấp các yếu tố cấu thành của hình học của mô hình.

Số thứ tự các thành phần	Mô tả
1	Kênh làm mát
2	Lòng khuôn
3	Khuôn

2.2. Vật liệu

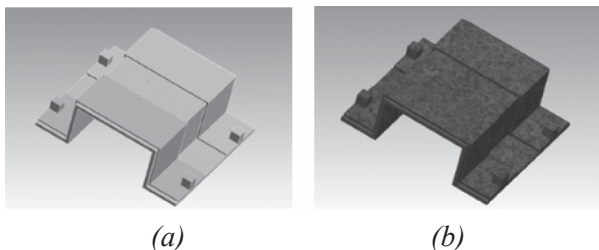
Trong phần mô phỏng, các nhà nghiên cứu sử dụng các vật liệu để làm tham số đầu vào: nước được sử dụng trong kênh làm mát, polypropylen (PP) được sử dụng trong phần phun nhựa vào lòng khuôn. Thép C45 được sử dụng để chế tạo khuôn. Trong số các thành phần, nước là chất lỏng, còn PP và thép C20 được coi là vật liệu rắn.

Bảng 2. Trình bày tổng quan về tính chất của các vật liệu.

Vật liệu	Nước	PP	C45
Khối lượng riêng (kg/m ³)	997	850-950	7850
Nhiệt dung riêng (J/kg.K)	4200	~2000	480
Độ dẫn nhiệt (W/m.K)	0.6	0.2	49.8

2.3. Phương án và kết quả mô phỏng

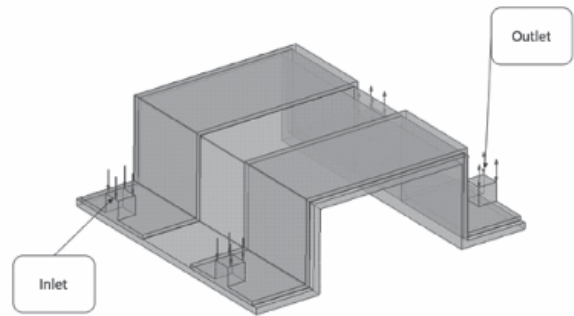
Phương pháp chia lưới trong nghiên cứu này là Inflation và Face Sizing, hai mô-đun này đều sử dụng các tham số lưới được tạo bởi phần mềm Workbench. Mô hình chưa được tham số hoá (hình 2a) và mô hình đã được tham số hoá chia lưới (hình 2b) trong hình 2.



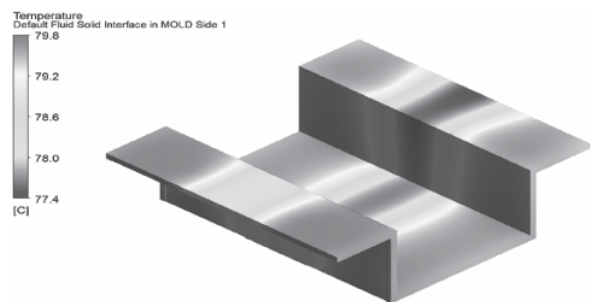
Hình 2. Mô hình chưa tham số (a) và mô hình đã tham số chia lưới (b)

Thiết kế hệ thống đường nước vào khuôn như hình 3. Thiết lập khuôn ở 30°C, sau

đó gia nhiệt khuôn bằng nước ở nhiệt độ 80°C trong 70 giây, ta có kết quả mô hình mô phỏng như hình 4.

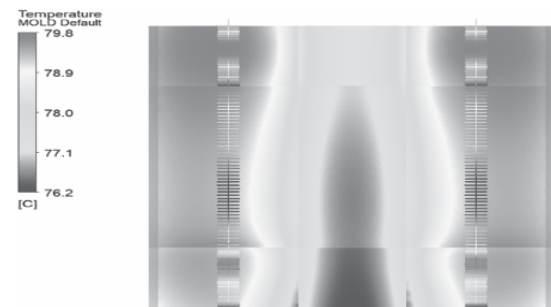


Hình 3. Đường nước vào tấm khuôn

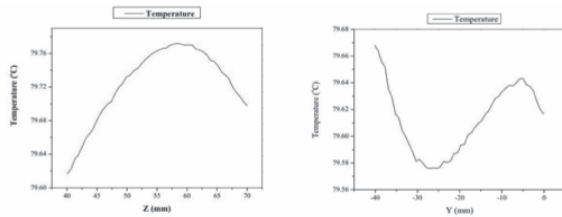


Hình 4. Kết quả mô phỏng

Để xem rõ hơn các nhiệt độ tại các vị trí nhất định, các nhà nghiên cứu dùng phương pháp Line để xuất ra dữ liệu như hình 5. Để so sánh với thực nghiệm khi đo nhiệt độ phân bố thực tế, các tác giả dùng dữ liệu polyline tạo thành biểu đồ đường viền như hình 6.



Hình 5. Xây dựng kết quả mô phỏng dưới dạng line



Hình 6. Kết quả dưới dạng biểu đồ đường viền

3. KẾT LUẬN

Hoạt động nhiệt của mô hình được cải thiện đáng kể nhờ các quy trình tối ưu hóa. Tối ưu hóa cải thiện đáng kể hiệu suất nhiệt của phần cuối cùng trong điều kiện nhiệt đối lưu tự do. Các tham số đã đánh giá mã tối ưu hóa và hàm mục tiêu. Các kết quả của phương pháp phần tử hữu hạn ANSYS cho phép đánh giá nhiệt của các mô hình ban đầu và được tối ưu hóa. Quy trình tối ưu hóa đã phát triển có thể được áp dụng cho bất kỳ bộ phận nào, trong các khuôn có kích thước bất kỳ và với bất kỳ số lượng kênh làm mát nào. Tối ưu hóa cải thiện đáng kể hiệu suất nhiệt của bộ phận/thành phần được phân tích. Các biến thiết kế được chọn là phù hợp vì giá trị của chúng trong mô hình được tối ưu hóa thay đổi đáng kể so với giá trị trong mô hình ban đầu. Trong các ứng dụng và điều kiện làm việc trong thế giới thực, độ dốc nhiệt độ giảm sẽ làm giảm cong vênh và cải thiện chất lượng sản phẩm. Phương pháp được phát triển ở đây có thể hữu ích để giúp các kỹ sư thiết kế xác định vị trí tối ưu của các kênh làm mát.

Việc phát minh ra một phương pháp giúp các kỹ sư thiết kế dự đoán vị trí nên đặt các kênh làm mát để cải thiện chất lượng của các bộ phận được sản xuất là tiến bộ quan trọng nhất đối với thực hành kỹ thuật. Phương pháp được sử dụng trong nghiên cứu này có các ứng dụng công nghiệp liên quan đến ép phun. Là một phần công việc của họ, các kỹ sư thiết kế cũng có thể thấy chiến lược này khá hữu ích

trong việc lựa chọn vị trí đặt các kênh làm mát. Trong tương lai, các kênh làm mát phù hợp cuối cùng sẽ có thể được sản xuất bằng phương pháp sản xuất bồi đắp và được thử nghiệm thực nghiệm. Phương pháp này cũng có thể được sử dụng với các khuôn khác nhau về nhiệt độ thành phần cuối cùng, số lượng kênh làm mát và kích thước khuôn.

(*) Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Nguyễn Trọng Hiếu;
- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Nguyễn Việt Tuấn Anh, Trương Văn Thành, Trần Chí Bảo.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024-262. ❖

Ngày nhận bài: **15/5/2024**

Ngày phản biện: **03/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. TS. Phạm Sơn Minh, ThS. Trần Minh Thế Uyên (2014); “*Giáo trình Thiết kế và chế tạo khuôn phun ép nhựa*”, NXB. Đại học Quốc gia, Thành phố Hồ Chí Minh, 286 page.
- [2]. TS. Phạm Sơn Minh, PGS,TS. Đỗ Thành Trung (2017); “*Giáo trình ANSYS – Phân tích cơ cấu động*”, NXB. Đại học Quốc gia, Thành phố Hồ Chí Minh, 252 page.
- [3]. Saifullah, A.; Masood, S.; Sbarski, I., “*New cooling channel design for injection molding*”. In Proceedings of the World Congress on Engineering, London, UK, 1-3 July 2009.

ỨNG DỤNG CAD TRONG THIẾT KẾ KHUÔN PHUN ÉP NHỰA

CAD APPLICATION IN PLASTIC INJECTION MOLD DESIGN

Bùi Văn Hiếu*, Cao Phạm Đức Hiếu, Hoàng Văn Hiếu,
Võ Văn Lâm, Trần Minh Thế Uyên

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Bài báo này tập trung vào việc áp dụng phần mềm CAD (Computer-Aided Design – Thiết kế hỗ trợ máy tính) trong quá trình thiết kế khuôn phun ép nhựa. CAD là công cụ quan trọng trong ngành công nghiệp sản xuất để tạo ra các mô hình 3D chính xác và hiệu quả. Trong bài báo, các tác giả tập trung vào việc áp dụng CAD để tối ưu hóa quá trình thiết kế khuôn, từ việc tạo mô hình 3D cho đến phân tích và kiểm tra tính khả thi của khuôn. Bằng cách này, chúng ta có thể giảm thiểu thời gian và chi phí trong quá trình phát triển sản phẩm, đồng thời nâng cao chất lượng và độ chính xác của khuôn phun ép nhựa. Đồng thời, bài báo cũng đề cập đến những tiềm năng và hạn chế của việc sử dụng CAD trong ngành công nghiệp này, cũng như hướng phát triển trong tương lai.

Từ khóa: CAD; Khuôn phun ép nhựa; Tối ưu hóa quá trình thiết kế; Tiết kiệm thời gian và chi phí.

ABSTRACT

This article focuses on applying CAD (Computer-Aided Design) software in the process of designing plastic injection molds. CAD is an important tool in the manufacturing industry for creating accurate and efficient 3D models. In the article, the authors focus on applying CAD to optimize the mold design process, from creating 3D models to analyzing and checking mold feasibility. In this way, we can reduce time and costs in the product development process, while improving the quality and accuracy of plastic injection molds. At the same time, the article also mentions the potentials and limitations of using CAD in this industry, as well as future development directions.

Keywords: CAD; Plastic injection mold; Optimize the design process; Save time and costs. 

1. GIỚI THIỆU

1.1. Tổng quan

Bài báo tập trung vào việc áp dụng công nghệ CAD (Computer-Aided Design – Thiết kế với sự hỗ trợ của máy tính) trong quy trình thiết kế khuôn phun ép nhựa. Khuôn phun ép nhựa là một phần không thể thiếu trong quy trình sản xuất các sản phẩm nhựa, và việc sử dụng CAD mang lại nhiều lợi ích đáng kể cho quy trình này. Kết cấu và kích thước của khuôn được thiết kế và chế tạo phụ thuộc vào hình dáng, kích thước, chất lượng và số lượng của sản phẩm cần tạo ra. Ngoài ra, còn rất nhiều vấn đề khác cần phải quan tâm đến như các thông số

công nghệ của sản phẩm (góc nghiêng, nhiệt độ khuôn, áp suất gia công,...), tính chất vật liệu gia công (độ co rút, tính đàn hồi độ cứng,...), các chỉ tiêu về tính kinh tế của bộ khuôn.

1.2. Cơ sở lý thuyết

Cơ sở lý thuyết của “Ứng dụng CAD trong thiết kế khuôn phun ép nhựa” tập trung vào hai lĩnh vực chính: CAD (Computer-Aided Design) và quy trình thiết kế khuôn phun ép nhựa. Vật liệu được sử dụng để chế tạo lòng khuôn là thép C45. Theo tiêu chuẩn TCVN 1766 – 75, thép C45 là loại thép có kết cấu chất lượng tốt, độ bền cao, độ kéo phù hợp.

Bảng 1. Chỉ số cấp bền thép C45

Mác thép	Tiêu chuẩn	Độ bền đứt σ_b (Mpa)	Độ bền đứt σ_c (Mpa)	Độ bền dãn tương đối δ (%)	Độ cứng HRC
C45	TCVN 1766-75	610	360	16	23

Bảng 2. Thành phần hóa học của thép C45

Mác thép	C (%) min-max	Si (%) min-max	Mn (%) min-max	P (%) tối đa	S (%) tối đa	Cr (%) min-max
C45	0,42-0,50	0,15-0,35	0,50-0,80	0,025	0,025	0,20-0,40

Bảng 3. Đặc tính cơ học của thép C45

Mác thép	Điều kiện	Yield Strength (Mpa)	Sức căng (Mpa)	Elongation A5 (%)	Độ cứng HRC	Nhiệt độ	Benda-khả năng	Độ dày danh nghĩa, t	
								1,95mm ≤ t ≤ 10.0mm	
								Cán	Nung
C45	Cán	460	750	18	58	820	Bán kính uốn cong (≤90°)	2,0 x t	1,0 x t
	Nung	330	540	30	55	860			
	Nước ngập nước		2270						
	Dầu ngập		1980						

Bảng 4. Thông số máy phun ép sản phẩm nhựa

Injection Pressure	MPa	229	186	147
Injection Stroke	mm	170		
Screw Speed	r/min	Q = 285		
Minimal Mold Dimension (LXW)	mm	290x290		

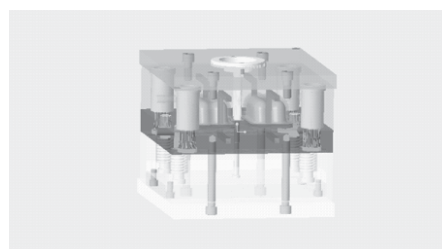
2. MÔ PHỎNG KHUÔN ÉP NHỰA BẰNG PHẦN MỀM CREO PARAMETRIC

Với Creo Parametric, chúng ta có thể thực hiện mô phỏng một cách chính xác và linh hoạt, giúp tối ưu hóa quy trình thiết kế và sản xuất khuôn ép nhựa. Dựa trên kết quả của mô phỏng để điều chỉnh các điều kiện mô phỏng đảm bảo rằng quá trình sản xuất sẽ diễn ra một cách hiệu quả và đáng tin cậy. Dưới đây là hình ảnh sản phẩm nhựa dạng 3D được mô phỏng trên phần mềm Creo Parametric.



Hình 1. Hình dạng sản phẩm phun ép nhựa dạng 3D

Sau khi đã tiến hành các bước như: tạo mô hình khuôn ép nhựa, xác định vật liệu, tạo kết cấu lưới (mesh), thiết lập điều kiện biên (boundary conditions), chạy mô phỏng và phân tích kết quả. Nếu các kết quả cho thấy sản phẩm có khả năng điền đầy lòng khuôn, ta tiến hành đi tạo áo khuôn cho khuôn ép nhựa bằng EMX trên phần mềm Creo Parametric. Dưới đây là hình ảnh bộ khuôn hoàn chỉnh được mô phỏng trên phần mềm Creo Parametric.



Hình 2. Hình ảnh bộ khuôn hoàn chỉnh của sản phẩm phun ép nhựa

3. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM

Trong quá trình thực nghiệm ứng dụng CAD trong thiết kế khuôn phun ép nhựa, chúng tôi đã tiến hành các bước thiết kế và phân tích trên phần mềm CAD để đánh giá hiệu quả và độ chính xác của công nghệ này. Kết quả thu được như sau:

- Tăng cường độ chính xác cho chi tiết thiết kế: Mô hình 3D của khuôn phun ép nhựa được tạo ra với độ chính xác cao, cho phép kiểm tra và điều chỉnh các chi tiết nhỏ nhất. Điều này giúp giảm thiểu sai sót và đảm bảo sản phẩm cuối cùng đáp ứng các tiêu chuẩn kỹ thuật và chất lượng.

- Tối ưu hóa thời gian thiết kế: Thời gian để hoàn thành một bản thiết kế khuôn đã được giảm đáng kể nhờ vào các tính năng tự động hóa và thư viện linh kiện sẵn có trong phần mềm CAD. So với phương pháp thiết kế truyền thống, thời gian tiết kiệm được lên đến 30-40%.

- Cải thiện khả năng mô phỏng và phân

tích: Các công cụ mô phỏng trong CAD có thể dễ dàng chia sẻ giữa các bộ phận và đối tác thông qua các định dạng file tiêu chuẩn. Điều này giúp tiết kiệm nguyên liệu và giảm chi phí sản xuất.

- Giảm chi phí và lãng phí: Nhờ vào việc mô phỏng và tối ưu hóa thiết kế, số lượng thử nghiệm thực tế và các mẫu bị loại thử giảm đáng kể. Điều này giúp tiết kiệm nguyên liệu và chi phí sản xuất.

- Nâng cao khả năng hợp tác và chia sẻ thông tin: Các thiết kế CAD có thể dễ dàng chia sẻ giữa các bộ phận và đối tác thông qua các định dạng file tiêu chuẩn. Điều này tăng cường khả năng hợp tác, trao đổi ý tưởng và giải quyết các vấn đề một cách nhanh chóng và hiệu quả.

Kết luận, việc ứng dụng CAD trong thiết kế khuôn phun ép nhựa không chỉ mang lại tính hiệu quả về mặt kỹ thuật và kinh tế mà còn nâng cao chất lượng và độ chính xác của sản phẩm. Những kết quả thực nghiệm này khẳng định CAD là công cụ không thể thiếu trong ngành công nghiệp chế tạo khuôn mẫu hiện đại.

4. KẾT LUẬN

Ứng dụng CAD trong thiết kế khuôn phun ép nhựa đã mang lại những cải tiến vượt bậc cho ngành công nghiệp chế tạo khuôn mẫu. Nhờ vào các công cụ và phần mềm CAD tiên tiến, quá trình thiết kế trở nên nhanh chóng, chính xác và hiệu quả hơn. Các kỹ sư có thể tạo ra các mô hình 3D chi tiết, thực hiện các phân tích mô phỏng để dự đoán và giải quyết các vấn đề tiềm ẩn trước khi tiến hành sản xuất thực tế. Điều này không chỉ giúp giảm thiểu chi phí và thời gian sản xuất mà còn nâng cao chất lượng sản phẩm cuối cùng.

CAD còn hỗ trợ tối ưu hóa thiết kế khuôn, từ việc chọn vật liệu, bố trí hệ thống kênh dẫn, đến việc thiết kế hệ thống làm mát và

thoát khí. Các thay đổi trong thiết kế có thể được thực hiện dễ dàng và nhanh chóng, giúp tăng khả năng linh hoạt và đáp ứng nhanh chóng với yêu cầu thị trường.

Tóm lại, CAD đã và đang đóng vai trò then chốt trong việc hiện đại hóa và nâng cao hiệu suất của quy trình thiết kế khuôn phun ép nhựa, góp phần thúc đẩy sự phát triển bền vững của ngành công nghiệp này.

(*). Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Trần Minh Thế Uyên;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Bùi Văn Hiếu, Cao Phạm Đức Hiếu, Hoàng Văn Hiếu và Võ Văn Lâm.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024-268. ❖

Ngày nhận bài: 12/5/2024

Ngày phản biện: 03/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Minh Thế Uyên; “*Thiết kế và chế tạo khuôn ép phun*”, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, 2014, trang 10.
- [2]. Bộ môn Công nghệ kim loại; “*Giáo trình Hàn MIG/MAG – TIG*”, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, 2014, trang 7.
- [3]. Zou Li, “*Volume 4 – Technical Manual*”, Haitian Plastic Machinery, 2021, pp. 4.1-1.
- [4]. Dan Liu, “*Research Progress of Arc Additive Manufacturing Technology*, School of Material Science and Engineering”, Shenyang University of Technology, China, 2021, pp.2-3.
- [5]. <https://thephungphat.vn/thep-c45-la-gi-thong-so-ky-thuat-mac-thep-c45/>

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA TỶ SỐ THON ĐẾN ĐẶC TÍNH KHÍ ĐỘNG CẢNH DELTA

RESEARCH ON THE INFLUENCE OF TAPER RATIO ON DELTA WING AERODYNAMIC CHARACTERISTICS

Hoàng Thị Kim Dung

Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Tỷ số thon của cánh Delta được nghiên cứu mô phỏng sử dụng phần mềm ANSYS Fluent ở tốc độ thấp 20m/s với dải thay đổi từ 0 đến 0,7. Kết quả nghiên cứu cho thấy, đặc tính khí động cánh Delta gần như không bị ảnh hưởng gì ở tỷ số thon nhỏ. Trong khi ở tỷ số thon lớn, góc thất tốc của cánh Delta thay đổi từ 22° đến 35° và hệ số chất lượng khí động lớn nhất thay đổi từ 0,84 đến 1,26.

Từ khóa: Cánh Delta; Tỷ số thon; ANSYS.

ABSTRACT

Taper ratio of Delta wing was studied and simulated using ANSYS Fluent software at a low speed of 20m/s with a range varying from 0 to 0.7. Research results showed that the characteristics of Delta wing were almost not affected at a small taper ratio. While at large taper ratio, the stall angle of the Delta wing changed from 22° to 35° and the maximum lift coefficient changed from 0.84 to 1.26.

Keywords: Delta Wing; Taper Ratio; ANSYS.

1. GIỚI THIỆU

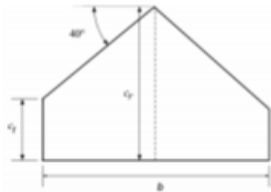
Cùng với sự phát triển không ngừng của khoa học kỹ thuật nói chung và trong lĩnh vực hàng không nói riêng, các thể hệ máy bay trên âm đặc biệt là các máy bay chiến đấu đòi hỏi phải tăng hiệu quả, hiệu suất làm việc cũng như sự linh hoạt khi bay. Trong đó, máy bay cánh Delta được sử dụng rất nhiều bởi khả năng cơ động và khả năng bay ở vận tốc cao. Tuy nhiên, vẫn còn rất nhiều vấn đề cần phải nghiên cứu về loại cánh này là đặc tính khí động cũng

như sự hoạt động của cánh Delta khi bay ở góc tấn lớn ở tốc độ thấp, điều mà rất là quan trọng khi máy bay hạ cánh và cất cánh, cũng như việc điều khiển máy bay trong điều kiện đó.

Đặc điểm của cánh Delta là mép vào của cánh gây ra sự tách dòng trên bề mặt cánh tiếp theo hình thành các xoáy mạnh với vận tốc xoáy lớn ở mặt trên của cánh. Những xoáy này có một vai trò đặc biệt quan trọng trong việc tạo lực nâng cảm ứng do xoáy cho cánh máy bay [1-3]. Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ

số thon đến đặc tính khí động cánh Delta ở tốc độ 20m/s sử dụng phần mềm ANSYS để mô phỏng và ống khí động dưới âm để thử nghiệm.

2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU



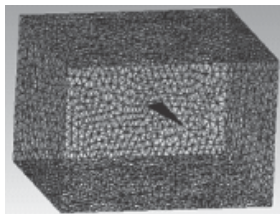
Hình 1. Mô hình cánh Delta

Mô hình cánh Delta là dạng cánh Delta đơn giản, có góc quét ngược 40° , dây cung gốc cánh $c_r = 200\text{mm}$, dây cung mút cánh c_f , độ dày cánh 3mm và sải cánh b . Tỷ số thon của cánh, $\lambda = c_f/c_r$, thay đổi từ 0 đến 0,7. Tỷ số dạng, $AR = b^2/S$ với S là diện tích cánh, của cánh Delta khi tỷ số thon thay đổi được thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Tỷ số thon và tỷ số dạng của cánh Delta

λ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
AR	4,77	3,90	3,18	2,57	2,04	1,59	1,19	0,84

Nghiên cứu mô phỏng cánh Delta được thực hiện bởi sự trợ giúp của phần mềm ANSYS Fluent. Các thiết lập mô phỏng dựa theo nghiên cứu [2] với miền tính toán được rời rạc hóa bởi ANSYS Meshing lưới tứ diện (Tetrahedral) với tổng 1.165.127 phần tử lưới, 321.108 phần tử nút và chỉ số Skewness, Orthogonal trung bình lần lượt là 0,26 và 0,71 ứng với chất lượng lưới rất tốt (Hình 2).

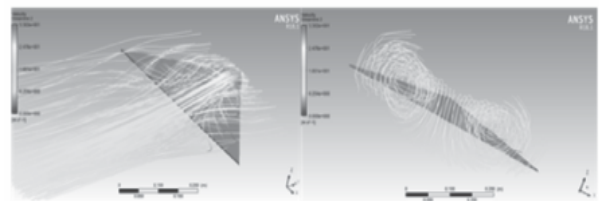


Hình 2. Miền tính toán và chia lưới

Mô hình rời sử dụng là mô hình hai phương trình $k-\omega$ SST với điều kiện vận tốc dòng vào 20m/s, áp suất đầu ra bằng với áp suất môi trường và độ chính xác hội tụ bài toán là 10^{-4} .

3. KẾT QUẢ

3.1. Sự hình thành xoáy trên cánh



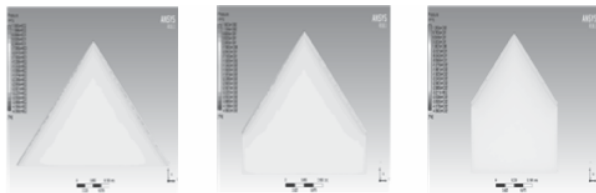
Hình 3. Xuất hiện xoáy trên cánh

Mặt trên của cánh xuất hiện xoáy (Hình 3), xoáy này làm thay đổi phân bố áp suất trên cánh [1] (Hình 4, 5, 6). Áp suất mặt trên xuất hiện vùng áp suất thấp, đây là vị trí của cuộn xoáy trên cánh [1]. Trong khi đó, áp suất mặt dưới thay đổi một cách đơn điệu lớn hơn áp suất ở mặt trên cánh giúp tạo lực nâng cho cánh.

3.2. Ảnh hưởng của tỷ số thon

Ở góc tấn thấp $\alpha = 5^\circ$, phân bố áp suất mặt dưới và mặt trên chênh lệch không lớn, lực nâng nhỏ. Khi tăng góc tấn, sự chênh lệch áp suất tăng lên. Ở góc tấn lớn hơn từ 10° , mặt trên cánh xuất hiện vùng áp suất âm dọc hai mép cánh, đây chính là hai xoáy hình thành trên bề mặt cánh. Cuộn xoáy này hình thành và phát triển, sau đó suy giảm khi tăng góc tấn. Như vậy, ngoài lực nâng do chênh lệch áp suất bề mặt thì hai cuộn xoáy góp phần làm tăng lực nâng cho cánh, điều này phù hợp với lý thuyết [1]. Quan sát áp suất ở góc 15° , ta thấy hai cuộn xoáy của cánh với tỷ số thon 0,5 suy giảm chậm hơn cánh với tỷ số thon 0 và 0,3.

Hệ số lực nâng, lực cản theo góc tấn từ 0 đến 40° với tỷ số thon khác nhau được nêu trong Hình 7. Ở góc tấn 0° tất các cánh đều có hệ số C_L nhỏ hơn 0. Khi tỷ số thon tăng từ 0 đến 0,3 tất cả đường hệ số lực nâng C_L có dạng gần tương tự như nhau cho thấy tỷ số thon không ảnh hưởng đến hệ số lực nâng của cánh Delta trong khoảng $\lambda = 0-0,3$. Hình 7a cho thấy góc thất tốc nằm trong khoảng 21° đến 23°, sau điểm thất tốc thì hệ số lực nâng giảm từ từ. Khi tỷ số thon trong khoảng từ 0,4 đến 0,7, góc thất tốc của cánh rất khác nhau. Sau thời điểm thất tốc thì lực nâng của cánh $\lambda = 0,5$ và 0,6 giảm nhanh (Hình 7b).



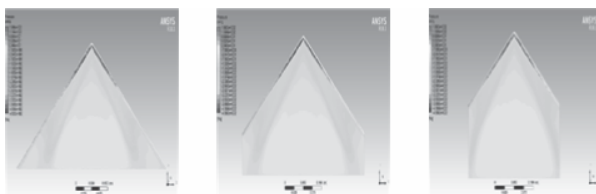
Áp suất mặt trên



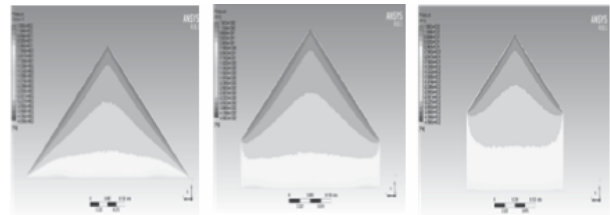
Áp suất mặt dưới

a. $\lambda = 0$ b. $\lambda = 0,3$ c. $\lambda = 0,5$

Hình 4. Phân bố áp suất trên cánh Delta (Góc tấn 0° và vận tốc 20m/s)



Áp suất mặt trên

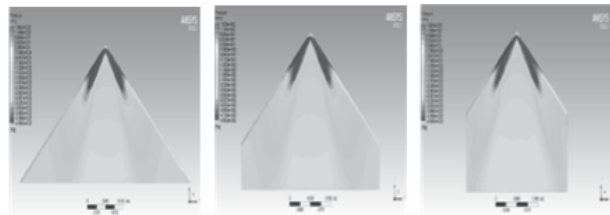


Áp suất mặt dưới

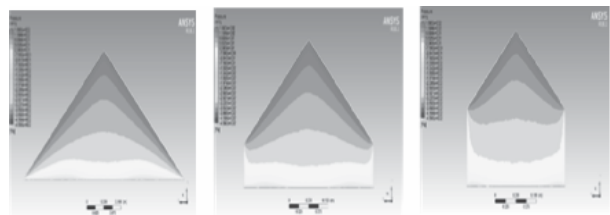
a. $\lambda = 0$ b. $\lambda = 0,3$ c. $\lambda = 0,5$

Hình 5. Phân bố áp suất trên cánh Delta (Góc tấn 10° và vận tốc 20m/s)

Hệ số lực cản tăng dần theo góc tấn, tại góc tấn từ 0-10° thì hệ số lực cản của tất cả các cánh đều thấp hơn cánh có tỷ số thon bằng 0 (Hình 7c, d). Như vậy, rõ ràng là tỷ số thon làm giảm hệ số lực cản tại góc tấn từ 0-10°.



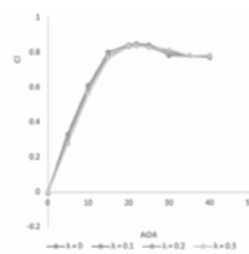
Áp suất mặt trên



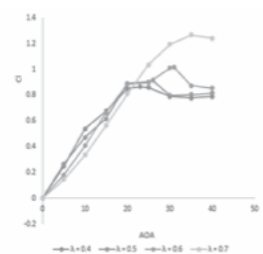
Áp suất mặt dưới

a. $\lambda = 0$ b. $\lambda = 0,3$ c. $\lambda = 0,5$

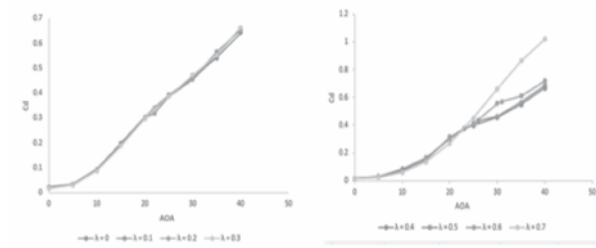
Hình 6. Phân bố áp suất trên cánh Delta (Góc tấn 15° và vận tốc 20m/s)



a. $C_L - \lambda = 0 - 0,3$

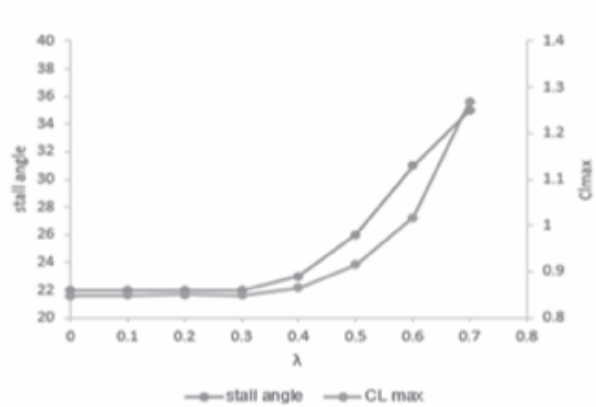


b. $C_L - \lambda = 0,4 - 0,7$



c. $C_D - \lambda = 0 - 0,3$ d. $C_D - \lambda = 0,4 - 0,7$
 Hình 7. Hệ số lực nâng, lực cản trên cánh Delta

Hình 8 cho thấy ảnh hưởng của tỷ số thon đến góc thất tốc và hệ số lực nâng lớn nhất. Góc thất tốc và tỷ số thon của cánh Delta với $\lambda = 0-0,3$ gần như không thay đổi, nhưng khi tỷ số thon $\lambda = 0,4-0,7$ thì góc thất tốc và hệ số C_{Lmax} tăng lên. Góc thất tốc sẽ thay đổi từ 22° đến 35° còn C_{Lmax} sẽ thay đổi từ 0,84 đến 1,26.



Hình 8. Ảnh hưởng của tỷ số thon đến góc thất tốc (stall angle) và C_{Lmax}

4. KẾT LUẬN

Tỷ số thon có ảnh hưởng đến đặc tính khí động cánh Delta:

- Tỷ số thon từ 0 đến 0,3, đặc tính cánh Delta gần như không thay đổi với góc thất tốc ở 22° và hệ số lực nâng lớn nhất 0,84;

- Tỷ số thon từ 0,3 đến 0,7, đặc tính khí động của cánh Delta bị ảnh hưởng rõ rệt. Cụ thể là góc thất tốc thay đổi từ 22° đến 35° và hệ số C_{Lmax} tăng lên từ 0,84 đến 1,26. ❖

Ngày nhận bài: 05/5/2024

Ngày phản biện: 27/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Edward C. Polhamus, “A concept of the vortex lift of sharp-edge Delta wing based on a leading edge suction analogy”, December 1966, page 6-10.
- [2]. P. F. Zhang, Jinjun Wang, Y. Liu, Z. Wu, “Effect of taper ratio on aerodynamic performance of cropped non slender Delta wings”, Journal of Aircraft, Vol. 46 Issue 1, pp:320-325, 2009; <http://dx.doi.org/10.2514/1.32130>.
- [3]. Hoang Thi Kim Dung, Nguyen Phu Khanh, Nakamura Yoshiaki, “High Swept-back Delta wing flow”, Advanced Materials Research, Vol. 1016, pp. 377-382, 2014; <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1016.377>.

NGHIÊN CỨU ĐỘ BỀN KÉO CỦA SẢN PHẨM DẠNG TRỤC TẠO RA BẰNG CÔNG NGHỆ WAAM LAYER VỚI CÁC KHOẢNG OFFSET KHÁC NHAU

STUDY ON TENSILE STRENGTH OF SHAFT PRODUCTS CREATED BY WAAM LAYER TECHNOLOGY WITH DIFFERENT OFFSET DISTANCES

Bảo Điền*, Phạm Anh Tuấn, Lê Viết Phi, Vũ Đức Hoàn, Trần Thái Sơn
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Bài báo này nghiên cứu ảnh hưởng của khoảng offset đến độ bền kéo của mẫu thử dạng trục. Thí nghiệm đo sự khác nhau của độ bền kéo, giới hạn chảy và độ giãn dài của ba mẫu thử được tạo ra bằng phương pháp WAAM Layer với ba thông số offset khác nhau lần lượt là: 1,8mm, 2mm, 2,2mm. Kết quả cho thấy khoảng offset làm ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng mối hàn. Khoảng offset thích hợp sẽ tạo ra một mối hàn có độ cứng và độ bền cao hơn, trong khi một mối hàn có khoảng offset quá lớn hoặc quá nhỏ sẽ khiến cho mối hàn có chất lượng kém.

Từ khóa: Khoảng offset; WAAM; Độ bền sản phẩm; Trục; In 3D kim loại.

ABSTRACT

This paper investigates the effect of offset distances on the tensile strength of shaft test samples. The experiment measures the differences in tensile strength, yield limit, and elongation of three test samples created using WAAM Layer technology with three different offset parameters: 1.8mm, 2mm, and 2.2mm. The results show that offset distance significantly affects the quality of the weld. An appropriate offset distance will produce a weld with higher hardness and tensile strength, whereas a weld with either too large or too small an offset distance will result in lower quality.

Keywords: Offset; WAAM; Product strength; Shaft; 3D metal printing.



1. GIỚI THIỆU

1.1. Tổng quan

Công nghệ Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) được quan tâm rất nhiều trong công nghiệp bởi khả năng chế tạo những chi tiết kim loại lớn với chi phí thấp và thời gian ngắn. Đây là công nghệ tương đồng với các công nghệ in 3D kim loại dựa trên bột kim loại (EBM, DED,...). Tuy nhiên điều làm nên sự khác biệt ở đây là các công nghệ in khác dùng chùm electron hoặc laser làm nguồn năng lượng để nóng chảy bột hoặc dây kim loại (PAW, GTAW) còn công nghệ WAAM làm chảy dây kim loại bằng hồ quang điện.

Tương tự như EBM và DED, các công nghệ Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) tạo ra sản phẩm gần giống với thiết kế ban đầu. Sau đó, chúng kết hợp gia công CNC để đạt yêu cầu về chất lượng bề mặt và kích thước hình học. Cách tiếp cận này còn được hiểu là phương pháp tạo phôi vụn năng, giúp giảm thời gian gia công, tiết kiệm vật liệu và nâng cao năng suất sản xuất.

1.2. Cơ sở lý thuyết

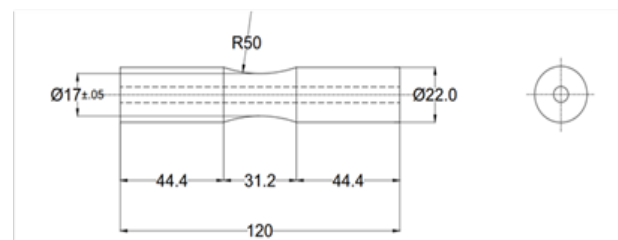
Đề tài nghiên cứu về ảnh hưởng của khoảng offset đến chất lượng sản phẩm dạng trục khi sử dụng phương pháp WAAM. Phương pháp này sử dụng nguyên lý của quá trình hàn hồ quang, trong đó một dòng điện được áp dụng để tạo ra cảm biến hàn giữa dây hàn và bề mặt làm việc kim loại. Công nghệ WAAM sử dụng các thiết bị hàn tiêu chuẩn có sẵn, bao gồm nguồn điện hàn, mỏ hàn và hệ thống cấp dây. Chuyển động của quá trình có thể được thực hiện bằng hệ thống cánh tay robot (hình a) hoặc hệ thống máy CNC (hình b). Phương pháp WAAM loại bỏ các bước chế tạo truyền thống bằng cách xây

dựng sản phẩm từ dữ liệu kỹ thuật số, giúp tạo ra các chi tiết có hình dạng phức tạp mà không cần tốn nhiều thời gian gia công, tiết kiệm vật liệu và nâng cao năng suất sản xuất.

Ưu điểm của phương pháp gia công này là: sản xuất với tốc độ nhanh vì tỷ lệ lắng đọng WAAM cao hơn 2-3 lần so với các phương pháp khác, tính tùy chỉnh cao, tiết kiệm nguyên vật liệu, tiết kiệm chi phí, đặc biệt là có thể tạo ra các sản phẩm có kích thước lớn với hình dạng phức tạp. Mặt khác, công nghệ WAAM kém ổn định hơn và tạo ra nhiều tia lửa hàn và khói hàn hơn do dòng điện được cấp trực tiếp vào nguyên liệu thô.

Bảng 1. Các thông số chế tạo mẫu thử

PARAMETER	SPECIMEN		
	A	B	C
I (A)	120	120	120
Offset (mm)	1.8 (min)	2 (mid)	2.2 (max)
V (mm/phút)	425	425	425
Chế độ hàn	Thẳng	Thẳng	Thẳng
Độ dày mối hàn (mm)	2.5	2.5	2.5

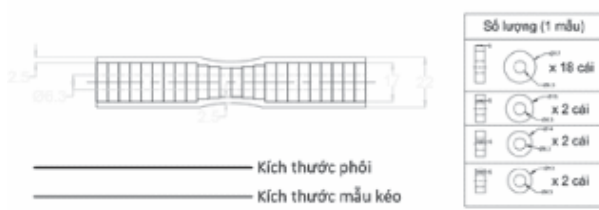


Hình 1. Mẫu kéo tiêu chuẩn TCVN-5400

Mẫu thử có hình dáng là hình trụ với đường kính đường ngoài là Ø22mm và đường kính tại tiết diện kéo là Ø17mm được gia công bằng phương pháp WAAM (Wire Arc Additive

Manufacturing) với sự hỗ trợ của hệ thống CNC 4 trục với vật liệu là long đền sắt.

2. MÔ HÌNH THỬ KÉO



Hình 2. Mô hình xếp phối chế tạo mẫu kéo

Đề tài này nghiên cứu về ảnh hưởng của khoảng offset đến chất lượng sản phẩm dạng trục khi sử dụng phương pháp WAAM. Phương pháp này sử dụng các thiết bị hàn tiêu chuẩn có sẵn, bao gồm nguồn điện hàn, mỏ hàn và hệ thống cấp dây. Chuyển động của quá trình được thực hiện bằng sự hỗ trợ của hệ thống máy CNC 4 trục.



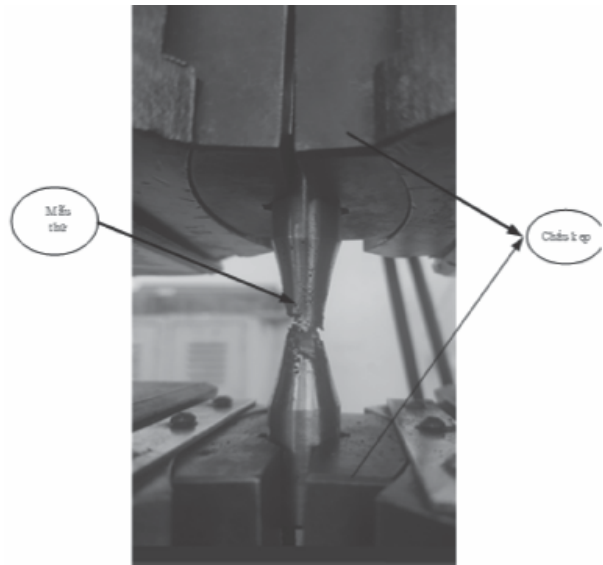
Hình 3. Hệ thống WAAM CNC 4 trục



Hình 4. Mẫu thử sau khi chế tạo và gia công đúng tiêu chuẩn



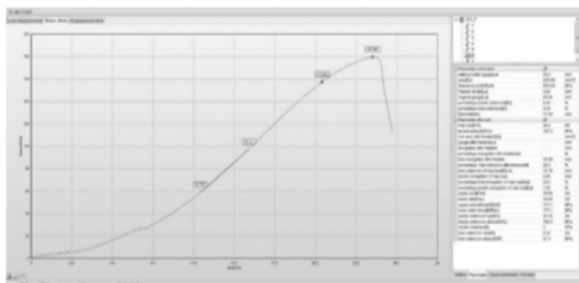
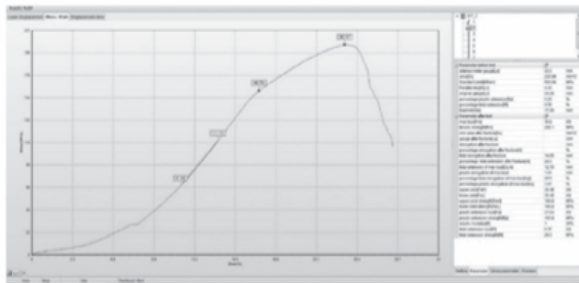
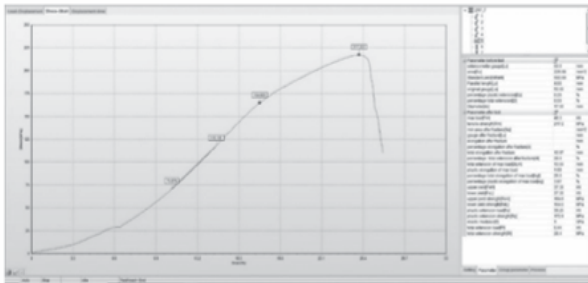
Hình 5. Mô hình máy thử kéo



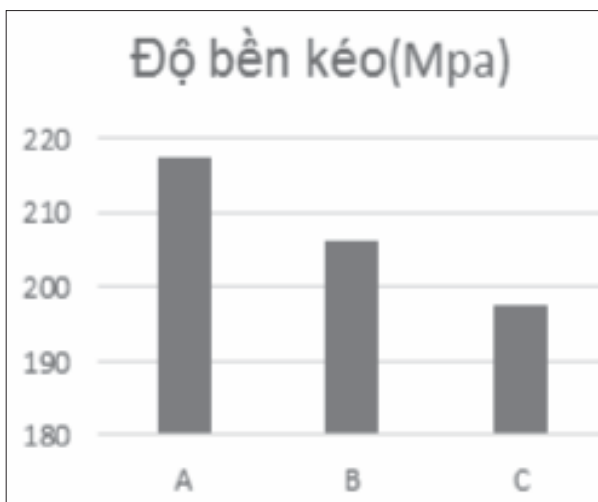
Hình 6. Mô hình gá đặt mẫu thử kéo



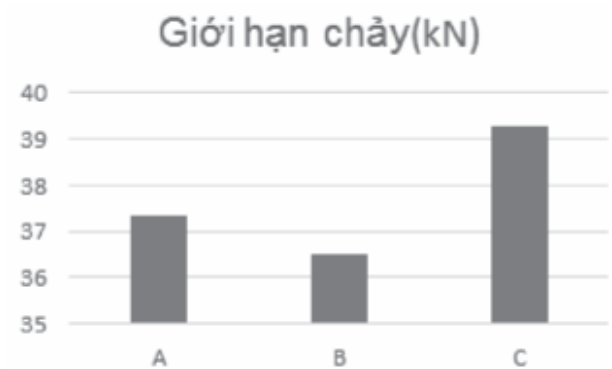
3. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM



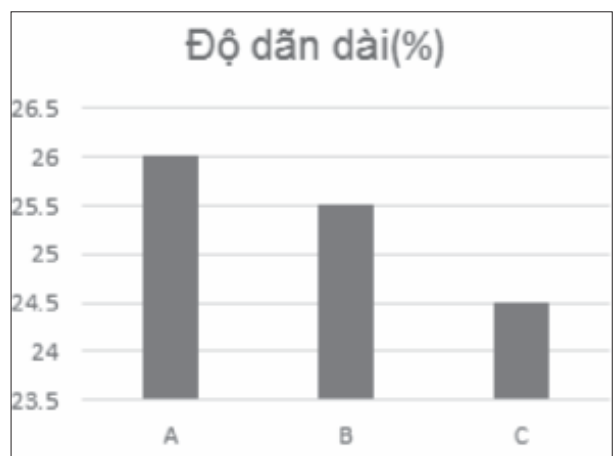
Hình 7. Kết quả đạt được sau khi thí nghiệm



Hình 8. Biểu đồ thể hiện độ bền kéo của mẫu thử



Hình 9. Biểu đồ thể hiện giới hạn chảy của mẫu thử



Hình 10. Biểu đồ thể hiện độ dẫn dài của mẫu thử

Qua kết quả thí nghiệm, ta có thể thấy khoảng offset có ảnh hưởng lớn trực tiếp đến tính chất cơ học của sản phẩm.

Khoảng offset quá lớn: Dẫn đến các mối hàn cách xa nhau hơn, giảm độ liên kết dẫn đến giảm độ bền kéo.

4. KẾT LUẬN

Thông qua quá trình thực nghiệm và phân tích kết quả thực nghiệm, ta có thể thấy việc thay đổi khoảng offset làm ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng mối hàn, khả năng kết dính giữa các lớp phủ, cấu trúc vi mô và tính

chất cơ học của sản phẩm dạng trục. Khoảng offset thích hợp sẽ tạo ra một mối hàn có độ cứng và độ bền cao hơn, trong khi một mối hàn có khoảng offset quá lớn hoặc quá nhỏ sẽ khiến cho mối hàn có chất lượng kém. Vì vậy, việc lựa chọn khoảng offset phù hợp sẽ giúp cho sản phẩm được tạo ra có chất lượng tốt hơn.

(*) Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Trần Thái Sơn;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Bảo Điền*, Phạm Anh Tuấn, Lê Viết Phi và Vũ Đức Hoàn.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024-260. ❖

Ngày nhận bài: **15/5/2024**

Ngày phản biện: **10/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Tran Minh The Uyen, Pham Son Minh, Van Thuc Nguyen, Thanh Trung Do, Vinh Tien Nguyen, Minh Tai Le, Van Thanh Tien Nguyen, "WAAM Technique: Process Parameters Affecting the Mechanical Properties and Microstructures of Low-Carbon Steel", Metals 13.
- [2]. Nguyen, V. Q., Dung, H. T., Nguyen, V. T., Pham, V. D. and Nguyen, V. C., "Multiple Response Prediction and Optimization in Thin-Walled Milling of 6061 Aluminum Alloy", Engineering, Technology & Applied Science Research. Greece, 13(2), pp. 10447-10452.
- [3]. Erven, Maren & Lange, Jörg & Feucht, Thilo (2021). "3D Printing with steel of a bolted connection". ce/papers. 4. 825-832. 10.1002/cepa.1367.

THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG LÁI TRỢ LỰC ĐIỆN BẰNG PHẦN MỀM INVENTOR

DESIGN AND SIMULATION OF ELECTRIC POWER STEERING SYSTEM USING INVENTOR SOFTWARE

Lê Đức Hiếu^{1,*}, Phạm Minh Hiếu¹, Lê Huy²

¹Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Viện Nghiên cứu Cơ khí

TÓM TẮT

Trong lĩnh vực ngành công nghệ ô tô hiện nay đang phát triển rất mạnh mẽ đặc biệt là những phát minh nghiên cứu về các hệ thống trên xe ngày càng nhiều. Trong đó, hệ thống lái là một hệ thống điển hình, sự ra đời của hệ thống lái trợ lực điện (EPS) đang dần thay thế hệ thống lái thông thường trên các dòng ô tô hiện đại. Ưu điểm chính của hệ thống EPS giúp người lái điều khiển xe ngày một nhẹ nhàng và dễ dàng hơn, giảm thiểu nguy cơ mỏi tay trong điều kiện giao thông đông đúc. Hệ thống còn có thể tích hợp các tính năng an toàn như hỗ trợ giữ làn đường, hỗ trợ phanh khẩn cấp, giúp giảm nguy cơ tai nạn giao thông. Hiện nay, trên thế giới có rất nhiều bài báo, bài nghiên cứu liên quan đến hệ thống lái trợ lực điện nhằm cải tiến, nâng cao quá trình vận hành của các cụm chi tiết cơ khí trong hệ thống. Trong bài nghiên cứu này, chúng tôi đã phân tích cấu tạo và nguyên lý làm việc của hệ thống lái trợ lực điện, xây dựng các đường cong trợ lực, đường đặc tính và sử dụng phần mềm Inventor để kiểm nghiệm bền của một số chi tiết trong hệ thống lái. Từ kết quả mô phỏng đó, ta so sánh độ chính xác của các giá trị mô phỏng so với phương pháp tính toán truyền thống, qua đó chứng minh được tính khả thi của phương pháp sử dụng phần mềm Inventor để kiểm nghiệm một số chi tiết trong hệ thống lái. Phương pháp này giúp giảm thiểu thời gian thử nghiệm, sản xuất trong tương lai.

Từ khóa: Hệ thống lái trợ lực điện (EPS); Kiểm nghiệm bền; Mô phỏng; Inventor.

ABSTRACT

In the field of automotive technology, the industry is currently developing very strongly, especially as research inventions on vehicle systems are increasing. In which the steering system is a typical system, the introduction of electric power steering (EPS) is gradually replacing the conventional steering system on modern cars. The main advantage of the EPS system is that it helps the driver control the vehicle more smoothly and easily all day, minimizing the risk of hand fatigue in crowded traffic conditions. The system can also integrate safety features such as lane-keeping assist and emergency brake assist, helping to reduce the risk of traffic accidents. Currently in the world, there are many articles and research articles related to electric power steering systems to improve the operation of the mechanical assemblies in the system. In this study, we analyzed the structure and working principle of the electric power steering system, built power steering

curves and characteristic curves, and applied the method of using Inventor software to test the durability of some details in the system. From that result, we compare the accuracy of the values with the traditional calculation method, thereby proving the validity of the method of using Inventor software to test some details in the steering system to help reduce testing and production time in the future.

Keywords: *Electric power steering system (EPS); Durability testing; Simulate; Inventor.*

1. TỔNG QUAN

Hệ thống lái trợ lực điện (EPS) là một hệ thống rất quan trọng giúp cải thiện khả năng xử lý của người lái và độ ổn định của ô tô. Hệ thống EPS bao gồm hệ thống cơ khí và hệ thống điện tử và điều khiển, đồng thời nó phải hoạt động trong toàn bộ hệ thống cơ khí của xe. Một trong những phần quan trọng nhất của hệ thống EPS là hệ thống điều khiển điện, nó nhận tín hiệu được thu thập từ các cảm biến về tốc độ xe, góc lái, mô-men lái và điều khiển động cơ trợ lực để cung cấp một lượng mô-men xoắn cần thiết.

Lĩnh vực này đã thu hút rất nhiều nhóm tác giả nghiên cứu về những ưu nhược điểm của hệ thống EPS. Nổi bật trong các nghiên cứu có thể kể đến bài báo “Study on Electric Power Steering System Based on ADAMS” của nhóm tác giả Hao Chen và các cộng sự [1]. Nghiên cứu này đã phát triển đường cong trợ lực EPS (Electric Power Steering) được tích hợp vào đặc tính trợ lái, nhằm cải thiện khả năng điều khiển và độ ổn định của tay lái. Kết quả nghiên cứu đã cho thấy hệ thống EPS với đường cong trợ lực được thiết kế giúp giảm thời gian phản ứng và giá trị vượt mức, qua đó đảm bảo phản ứng động lực và độ ổn định của xe khi vận hành. Bên cạnh đó, bài nghiên cứu của nhóm tác giả Xiaodong Zheng và các cộng sự với đề tài [2] “Simulation analysis of electric power steering System (EPS) test platform” đã đề xuất và xây dựng một nền tảng mô phỏng

để hỗ trợ quá trình thiết kế và phát triển các hệ thống trợ lực lái điện (EPS) hiệu quả hơn. Bài báo đã sử dụng phần mềm Matlab/Simulink xây dựng mô hình mô phỏng hoạt động của EPS dưới các điều kiện hoạt động và điều kiện thử nghiệm khác nhau, qua đó xác định được dòng điện trợ lực và mô-men trợ lực cần thiết cho các tình huống cụ thể, cuối cùng những thông tin thu được từ quá trình mô phỏng sẽ được sử dụng để cải tiến việc thiết kế và phát triển các hệ thống lái trợ lực điện trong tương lai. Ngoài ra, nhóm tác giả N. Nazaruddin và các cộng sự [3] đã nghiên cứu với đề tài “Electric power steering: an overview of dynamics equation and how it's developed for large vehicle”. Bài nghiên cứu đó đã giới thiệu và giải thích các mô hình phương trình chuyển động đã có của hệ thống lái trợ lực điện (EPS), từ đó cung cấp các kiến thức chuyên sâu về các mô hình tính toán được sử dụng để thiết kế và tối ưu hóa hệ thống lái trợ lực điện.

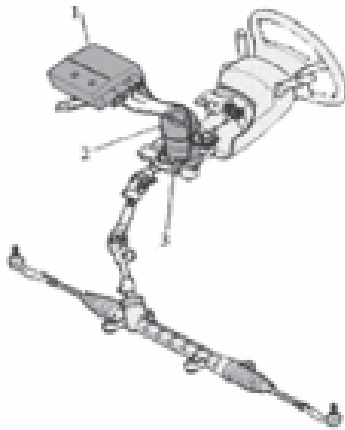
Trong quá trình phát triển hệ thống EPS, các hệ thống khác nhau phải được phát triển đồng thời để giảm thời gian và chi phí phát triển hệ thống. Sự hợp tác giữa các kỹ sư cùng với các bộ phận liên quan để phát triển các hệ thống khác nhau cũng cần thiết. Vì vậy, phát triển dựa trên mô hình là một hướng đi hợp lý cho sự phát triển và hợp tác song song này [4-6]. Hiện nay, việc sử dụng các phần mềm mô phỏng để kiểm tra các chi tiết cơ khí trên ô tô đang phát triển rất mạnh mẽ. Trong bài báo này, nhóm tác giả đã ứng dụng phần mềm mô phỏng

Inventor để kiểm nghiệm tính bền một số các chi tiết trong hệ thống lái trợ điện (EPS).

2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA HỆ THỐNG EPS

2.1. Cấu tạo của hệ thống lái trợ lực điện

Hệ thống lái trợ lực điện tạo mô-men trợ lực nhờ mô-tơ trợ lực vận hành lái và giảm lực đánh lái.

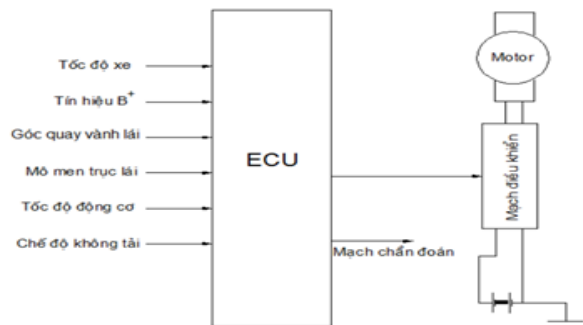


Hình 1. Sơ đồ hệ thống lái trợ lực điện bố trí trên trục lái

- 1) ECU điều khiển;
- 2) Mô-tơ trợ lực;
- 3) Cảm biến mô-men

ECU điều khiển tiếp nhận các thông số tín hiệu của cảm biến mô-men, cảm biến tốc độ động cơ, tín hiệu IG, tín hiệu tốc độ xe sau đó tính toán và điều khiển mô-tơ trợ lực. Mô-tơ trợ lực nối với trục lái bằng bộ giảm tốc trục vít – bánh vít và được điều khiển bằng ECU. Mô-tơ có thể đảo chiều và quay ở các tốc độ khác nhau tùy theo mức độ đánh lái của người lái và mô-men cản quay vòng. Cảm biến mô-men được gắn vào phía trong trục lái, dựa vào hiệu ứng Hall để cung cấp điện áp đầu ra tùy thuộc vào mô-men đánh lái và mô-men cản. Điện áp đầu ra của cảm biến sẽ được gửi vào ECU để điều khiển mô-tơ trợ lực [7].

2.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống



Hình 2. Sơ đồ tín hiệu điều khiển hệ thống lái trợ lực điện

Nguyên lý làm việc của hệ thống dựa trên nguyên tắc ECU tiếp nhận các tín hiệu chính: tín hiệu đầu vào từ cảm biến mô-men của trục lái và tín hiệu của cảm biến tốc độ của xe, tín hiệu B+, chế độ không tải để tính toán điều khiển mô-tơ trợ lực phù hợp với điều kiện lái. Lực đánh lái càng lớn thì mô-tơ trợ lực càng nhiều, nhưng mô-men trợ lực sẽ giảm dần khi tốc độ xe tăng dần. Khi hoạt động ở trạng thái quay vòng, người điều khiển tác động quay vành lái, xuất hiện hiện tượng xoay tương đối giữa hai đầu thanh xoắn, cảm biến mô-men thay đổi điện áp tùy theo chiều quay và độ lệch tương đối giữa hai đầu thanh xoắn, sau đó truyền tín hiệu về ECU, kết hợp với tín hiệu tốc độ xe lấy từ cảm biến tốc độ, ECU tính toán ra dòng điện điều khiển và chiều quay của mô-tơ trợ lực cho phù hợp. Khi hoạt động ở trạng thái đi thẳng, trục lái không được tác động do đó không có hiện tượng xoay tương đối ở hai đầu thanh xoắn, cảm biến mô-men không thay đổi điện áp, vì thế ECU không điều khiển mô-tơ trợ lực và trạng thái đi thẳng được giữ nguyên [7].

3. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

3.1. Xây dựng đặc tính trợ lực

Đặc tính hỗ trợ của EPS được thể hiện

qua mối quan hệ giữa tín hiệu đầu vào (mô-men xoắn và tốc độ) và tín hiệu đầu ra (mô-men hỗ trợ hoặc dòng điện của động cơ). Trong quá trình lái xe, lực cản lái giảm khi tốc độ của ô tô tăng, do đó mô-men xoắn hỗ trợ của động cơ sẽ giảm khi tăng tốc độ và khi tốc độ vượt quá một giới hạn nhất định thì mô-tơ trợ lực sẽ không được cấp điện. Có ba kiểu đường cong đặc tính hỗ trợ phổ biến: tuyến tính, đường gấp khúc và đường cong. Đường cong đặc tính hỗ trợ tuyến tính rất đơn giản trong hình thức, dễ điều chỉnh và triển khai trong thực tế và được sử dụng rộng rãi nhất. Vì vậy, bài viết này sử dụng đường cong hỗ trợ tuyến tính đặc trưng làm đối tượng nghiên cứu. Đặc tính hỗ trợ tuyến tính có thể được biểu diễn dưới dạng hàm sau:

$$T_h = \begin{cases} 0, & 0 \leq T_d < T_{d0} \\ f(v) \cdot (T_d - T_{d0}), & T_{d0} \leq T_d < T_{dmax} \\ f(v) \cdot (T_{dmax} - T_{d0}), & T_d \geq T_{dmax} \end{cases}$$

Trong đó: T_h là mô-men cần thiết của động cơ điện; $f(v)$ là hệ số cảm ứng tốc độ; T_{hmax} là mô-men hỗ trợ cực đại của mô-tơ trợ lực lái; T_{d0} là mô-men đầu vào nhỏ nhất của bộ dẫn động lúc mô-tơ trợ lực lái bắt đầu hoạt động; T_{dmax} là mô-men đầu vào của bộ dẫn động khi mô-tơ trợ lực lái hoạt động với công suất cực đại.

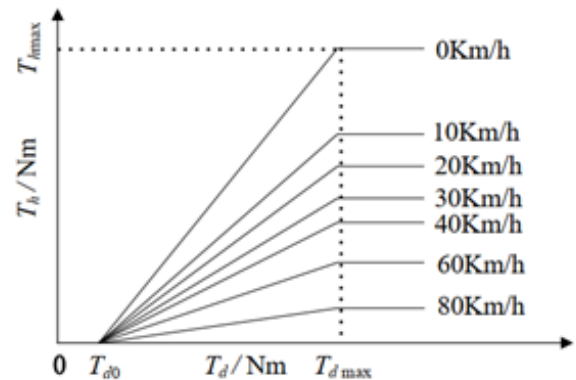
Các thông số đặc trưng của đường đặc tính được thiết lập như sau [8-10]:

$T_{d0} = 1\text{Nm}$, $T_{dmax} = 7,6\text{Nm}$, $T_{hmax} = 22\text{Nm}$. Hệ số cảm ứng tốc độ được xác định theo quy tắc nêu trong Bảng 1 (cần hiệu chỉnh khi kiểm tra thực tế). Mô-tơ trợ lực lái ngừng được cấp điện ở tốc độ trên 80 km/h.

Bảng 1. Bảng hệ số cảm ứng tốc độ

Vận tốc	0	10	20	30	40	60	80
Hệ số cảm ứng	3.16	2.15	1.85	1.5	1.3	1.05	0.72

Theo các thông số trên của bảng 1, mức hỗ trợ của đường cong trợ lực EPS có thể được thiết lập như trong Hình 3.



Hình 3. Đường cong trợ lực của EPS

3.2. Xây dựng đường đặc tính mô-tơ

Để mô-tơ trợ lực thay đổi theo tốc độ của ô tô thì ta thay đổi mô-men trợ lực bằng cách điều khiển dòng điện cấp cho mô-tơ theo tốc độ di chuyển của xe và theo mô-men tác động trên trục lái [11]. Với vận tốc xe nhỏ nhất $v_{min} = 0$ (km/h), thì dòng điện cực đại cấp cho mô-tơ là 60(A). Với vận tốc xe lớn nhất $v_{max} = 160$ (km/h), thì dòng điện cực đại cấp cho mô-tơ là 17(A).

Vì vậy, ta tính dòng điện cực đại cho mô-tơ ở các vận tốc khác nhau theo công thức sau:

$$I = 60 - \frac{(60-17)V}{160}$$



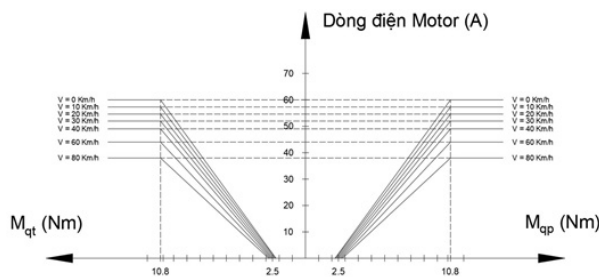
Bảng 2. Bảng giá trị dòng điện điều khiển theo vận tốc

Vận tốc xe	0	10	20	30	40	60	80
Dòng điện	60	57,3	54,6	52	49	44	38

Ta có lực tác dụng lên vành lái nhỏ nhất khi bắt đầu trợ lực là 20N, như vậy mô-men tác dụng trên trục lái là $= 20.0,25 = 5(N.m)$ (bán kính vành lái $R_{vl} = 0,25m$).

Ta có lực tác dụng lên vành lái lớn nhất khi trợ lực hoạt động cực đại là 60N, như vậy mô-men tác dụng trên trục lái là $= 60.0,25 = 15(Nm)$.

Ta có đồ thị sau:



Hình 4. Đặc tính điều khiển mô-tơ điện

Trên hình 4 ta thấy, khi vận tốc xe càng lớn thì độ dốc của đồ thị càng nhỏ, có nghĩa là dòng điện cấp cho mô-tơ càng nhỏ với cùng mô-men tác dụng trên trục lái, như vậy mô-men trợ lực của mô-tơ thay đổi theo tốc độ xe. Tốc độ xe càng lớn thì hệ thống lái cung cấp mô-men trợ lực có giá trị càng nhỏ.

4. KIỂM NGHIỆM HỆ THỐNG EPS

4.1. Kiểm bền các chi tiết bằng phương pháp truyền thống

4.1.1. Kiểm tra bền Rô-tuyn

Bảng 3. Thông số kích thước của Rô-tuyn

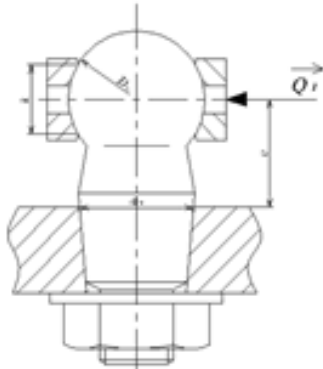
Thông số kích thước	Ký hiệu	Giá trị
Khoảng cách từ tâm cầu đến vị trí ngàm	e_N	23 (mm)
Đường kính tại vị trí ngàm tính toán	d_N	18 (mm)
Đường kính cầu Rô-tuyn	D_c	28 (mm)
Đường kính bề mặt tỷ với đệm Rô-tuyn	k	16 (mm)

Vật liệu chế tạo trụ cầu sử dụng thép xê-măng-tít hoá 15HM, có nhiệt luyện bề mặt để tăng tính chống mòn, có các thông số như sau [11]:

Bảng 4. Bảng thông số vật liệu chế tạo trụ cầu

Thông số kích thước	Ký hiệu	Giá trị
Ứng suất chèn dập cho phép	$[\sigma_{cd}]$	35 (MPa)
Ứng suất uốn cho phép tại vị trí ngàm	$[\sigma_u]$	300 (MPa)
Ứng suất cắt cho phép tại vị trí ngàm	$[\tau]$	80 (Mpa)

Dựa vào tính chất và nguyên lý làm việc của trụ cầu, việc kiểm tra độ bền của trụ cầu sẽ tập trung chủ yếu vào việc phân tích và đánh giá ứng suất chèn dập tại vị trí làm việc và kiểm tra độ bền uốn và cắt tại vị trí ngàm. Giả thuyết rằng: Lực tác dụng lên khớp cầu lớn nhất chính là lực cực đại tác dụng lên đòn kéo ngang $N = 7994,47(N)$. Sơ đồ lực tác dụng như trên Hình 5.



Hình 5. Sơ đồ lực

Việc kiểm tra độ bền của khớp cầu dựa trên ứng suất chèn dập tại bề mặt làm việc của khớp cầu có thể dựa vào công thức dưới đây [11]:

$$\sigma_{cd} = \frac{N}{F_c}$$

Trong đó: F_c – Diện tích tiếp xúc giữa mặt cầu và đệm rô-tuyn.

Trong thực tế làm việc, diện tích làm việc chiếm 2/3 bề mặt của khớp cầu, nên bề mặt chịu lực tiếp xúc chiếm $1/2 \cdot 2/3 = 1/3$ bề mặt khớp cầu.

Ta có:

$$\tau_c = \frac{N}{F_c} = \frac{6939,8}{3,14 \cdot 0,028 \frac{1}{4}} = 27,272 \quad F_c = \frac{1}{3} \pi D_c^2$$

D_c – Đường kính cầu rô-tuyn, $D_c = 28\text{mm}$.

$$\sigma_{cd} = \frac{7994,47}{\frac{1}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 31,42 \text{ (MPa)} < [\sigma_{cd}]$$

Vậy, chốt cầu thỏa mãn điều kiện chèn dập tại bề mặt làm việc.

Kiểm tra theo độ bền uốn [11]:

Việc kiểm tra độ bền uốn của chốt cầu tại vị trí ngàm có thể tính toán dựa theo công thức sau:

$$\sigma_{uc} = \frac{Ne_N}{W_u}$$

Trong đó:

W_u – Mô-men chống uốn của tiết diện tính toán, được tính dựa vào công thức sau:

$$W_u = 0,1d N^3$$

Thay số vào, ta có:

$$\sigma_{uc} = \frac{7994,47 \cdot 0,023}{0,1 \cdot 0,018^3} = 273,69 \text{ (MPa)}$$

$\sigma_{uc} < [\sigma_{uc}]$, như vậy có thể kết luận rằng chốt cầu đảm bảo độ bền uốn tại vị trí nguy hiểm nhất.

Việc kiểm tra độ bền cắt của rô-tuyn tại vị trí ngàm được thực hiện theo công thức sau:

$$\tau_c = \frac{N}{F_c}$$

Trong đó, F_c được tính toán dựa theo công thức:

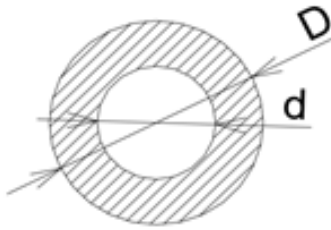
$$F_c = \frac{\pi D_c^2}{4}$$

$$\tau_c = \frac{N}{F_c} = \frac{6939,8}{3,14 \cdot 0,028 \frac{1}{4}} = 27,272 \text{ (MPa)}$$

Có thể thấy rằng: $\tau_c < \tau$, vậy nên có thể kết luận rằng khớp cầu thỏa mãn điều kiện cắt tại tiết diện nguy hiểm nhất.



4.1.2. Kiểm tra bền trục lái



Hình 6. Mặt cắt trục lái

Hình trên là hình vẽ mặt cắt của thanh trục lái với biên dạng là thanh có hai đường kính. Với những thông số được nhóm tác giả lựa chọn như sau:

- Đường kính ngoài: $D_{ti} = 25$ (mm);
- Đường kính trong: $d_{ti} = 17$ (mm).

Bên cạnh thông số vật liệu cho việc tính toán là bộ thông số vật liệu của thép 35, không nhiệt luyện với thông số ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\tau_x] = 50 \div 80$ Mpa [11].

Dựa vào nguyên lý làm việc và đặc điểm làm việc của thanh lái có thể thấy thanh trục lái chủ yếu chịu ứng suất xoắn trong quá trình làm việc. Việc tính toán ứng suất xoắn cho trục lái được tính toán theo công thức sau:

$$\tau_x = \frac{2,64}{0,2 \frac{D_{ti}^4 - d_{ti}^4}{0,025}}$$

Trong đó: W_x là mô-men chống xoắn của tiết diện tính toán, mô-men chống xoắn được tính toán theo công thức sau:

$$W_x = 0,2 \cdot \frac{D_{ti}^4 - d_{ti}^4}{D_{ti}}$$

Thay số vào công thức trên, ta có:

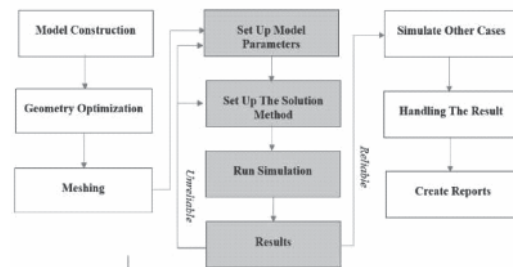
$$\tau_x = \frac{2,64}{0,2 \frac{0,025^4 - 0,017^4}{0,025}}$$

$$\tau_x = 49.51 \text{ (MPa)}$$

$\Rightarrow \tau_x < [\tau_x] \Rightarrow$ vậy trục lái đảm bảo độ bền.

5. KIỂM BỀN MỘT SỐ CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG EPS BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

5.1. Quy trình kiểm bền theo phương pháp phần tử hữu hạn



Hình 7. Sơ đồ khối quá trình thiết lập bài toán

Phương pháp phần tử hữu hạn là một phương pháp được sử dụng rộng rãi để giải quyết nhiều vấn đề khác nhau và nó bao gồm ba giai đoạn cơ bản: tiền xử lý, thực hiện vấn đề và đánh giá kết quả. Trong giai đoạn tiền xử lý, mô hình trải qua quá trình tối ưu hóa và rời rạc hóa trong miền tính toán bằng cách sử dụng phần mềm chuyên dụng. Đây là giai đoạn mà các tham số chính của vấn đề được thiết lập, cuối cùng ảnh hưởng đến kết quả. Ở giai đoạn tiếp theo, vấn đề được thực thi và kết quả được tạo ra. Cuối cùng, các kỹ sư giàu kinh nghiệm sẽ đánh giá độ tin cậy của kết quả phát hiện và đề xuất cải tiến nếu cần.

5.2. Mô hình vật liệu cho bài toán

Trong quá trình thiết kế và sản xuất,

điều quan trọng là phải biết các loại thép khác nhau được sử dụng. Ba loại phổ biến nhất là thép dẻo, thép cứng và thép siêu cứng. Vật liệu thép được sử dụng trong quá trình sản xuất các chi tiết của hệ thống EPS có dải cường độ từ 210MPa đến 550MPa. Vật liệu cần là từ dòng vật liệu Elasto-Plastic Johnson-Cook Law 2, có đặc tính đàn hồi tuyến tính và các thông số cụ thể. Các thông số vật liệu được trình bày dưới bảng sau:

Bảng 5. Thông số vật liệu

Thông số vật liệu	Giá trị
Khối lượng riêng	7,8E-09 Tấn/mm ³
Mô-đun đàn hồi	210000 MPa
Hệ số Poát-xông	0,3
Ứng suất dẻo	280 MPa

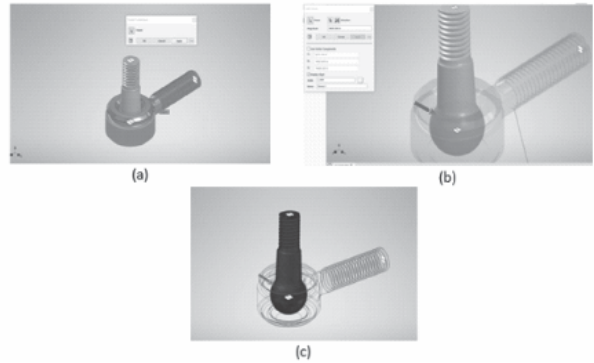
5.3. Xây dựng mô hình trong phần mềm Inventor

Nghiên cứu tập trung vào việc phân tích các đặc tính vận hành cụ thể của khớp bi trong hệ thống trợ lực lái điện (EPS). Mục đích là tạo ra một mô hình mô phỏng tái hiện một cách hiệu quả hoạt động thực tế của các bộ phận trong quá trình vận hành của hệ thống lái. Sau đây là hình minh họa mô hình rô-tuyn trong hệ thống EPS được phát triển tỉ mỉ bằng phần mềm chuyên dụng.



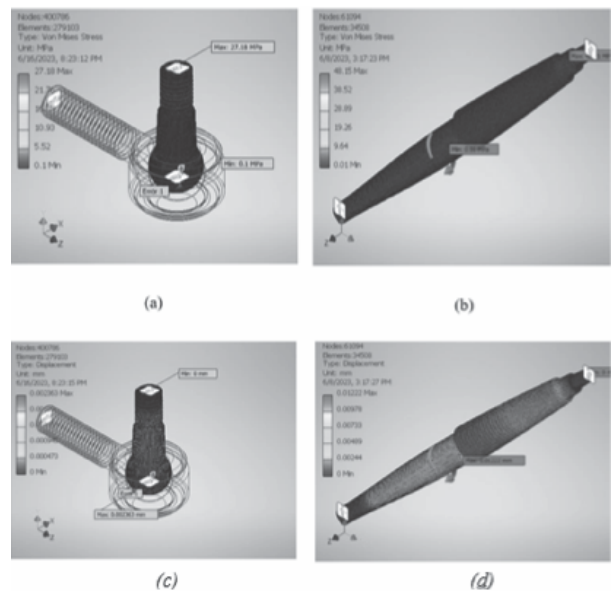
Hình 8. Mô hình Rô-tuyn

Khi đã tạo mô hình xong, ta tiến hành chọn vật liệu cho mô hình với thông số như bảng 4.1, sau đó ta tạo ràng buộc, đặt lực và chia lưới cho mô hình như hình vẽ:



Hình 9. (a) Tạo ràng buộc, (b) Đặt lực tác dụng lên Rô-tuyn, (c) Mô hình mô phỏng sau khi đã chia lưới

6. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG



Hình 10. (a), (b): Ứng suất của rô-tuyn và trục lái; (c), (d): Chuyển vị của rô-tuyn và trục lái

Hình 10a là hình thể hiện kết quả ứng suất chèn dấp tại bề mặt làm việc của khớp cầu, ta có thể thấy ứng suất lớn nhất tập trung chủ yếu tại ren ốc điều chỉnh lái với giá trị là 27,18

MPa và ứng suất nhỏ nhất tập trung chủ yếu ở khớp cầu với trị số là 0,1 MPa. Do đó, ta có thể thấy ứng suất chèn dấp lớn nhất khi sử dụng bài toán mô phỏng nhỏ hơn ứng suất chèn dấp cho phép.

$$\sigma_{cd} = 27,18 \text{ (MPa)} < [\sigma_{cd}] = 35 \text{ (MPa)}$$

Hình 10b là hình thể hiện kết quả ứng suất xoắn của trục lái, theo hình 5.1b ta thấy ứng suất xoắn lớn nhất tập trung lên vành lái với trị số 48,15 (MN/m²) và nhỏ dần ra giữa trục lái. Ứng suất xoắn lớn nhất của trục lái khi sử dụng phần mềm mô phỏng nhỏ nằm trong ứng suất xoắn cho phép của trục lái.

$$\tau_x = 48,15 \text{ (MN/m}^2\text{)} < [\tau_x] = 50 \div 80 \text{ Mpa}$$

Vậy, kết quả ứng suất chèn dấp của rô-tuyn và ứng suất xoắn của trục lái khi sử dụng

phần mềm mô phỏng đều nhỏ hơn ứng suất chèn dấp của rô-tuyn và ứng suất xoắn của trục lái cho phép, từ đó ta có thể kết luận trục lái và rô-tuyn đảm bảo độ bền trong quá trình làm việc.

Hình 10c là hình thể hiện chuyển vị (biến dạng) của rô-tuyn khi tác dụng lực. Biến dạng lớn nhất của rô-tuyn tập trung tại khớp cầu với trị số là 0,002363 mm và nhỏ dần ở vị trí ren ốc điều chỉnh lái. Đối với chuyển vị (biến dạng) của trục lái, nhìn vào hình 10d, ta có thể thấy biến dạng lớn nhất tại vị trí giữa trục lái với trị số 0,01222 mm và nhỏ dần ra hai bên đầu trục tương ứng với màu xanh dương được thể hiện trên hình.

Ta lập bảng so sánh ứng suất của hai phương pháp kiểm nghiệm bên:

Bảng 6. Bảng so sánh ứng suất của hai phương pháp

Chi tiết kiểm nghiệm	Phương pháp sử dụng phần mềm	Phương pháp công thức truyền thống
Rô-tuyn	- Ứng suất chèn dấp tại bề mặt làm việc của khớp cầu: $\sigma_{cd} = 27,16 \text{ (Mpa)}$	- Ứng suất chèn dấp tại bề mặt làm việc của khớp cầu: $\sigma_{cd} = \frac{N}{F_c} = 31,42 \text{ (MPa)}$
Trục lái	- Ứng suất xoắn do lực trên vành lái sinh ra [5]: $\tau_x = 48,15 \text{ (MN/m}^2\text{)}$	- Ứng suất xoắn do lực trên vành lái sinh ra: $\tau_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{P_{lmax} \cdot R_v}{W_x} = 49,51 \text{ (MPa)}$

Từ bảng trên, ta có thể thấy với việc đưa phương pháp sử dụng phần mềm mô phỏng và thiết lập điều kiện biên chính xác thì sẽ cho ra kết quả sai lệch không đáng kể so với phương pháp tính toán truyền thống. Sự sai lệch giữa phương pháp sử dụng phần mềm và phương pháp tính toán truyền thống đối với rô-tuyn khoảng 10% và sự sai lệch này có thể khắc phục bằng cách là thay đổi hệ số an toàn. Đối với trục lái, sự sai lệch giữa hai phương pháp là 0,2%. Qua đó, ta có thể kết luận việc đưa các phần mềm mô phỏng vào để kiểm nghiệm các chi tiết cơ khí sẽ cho ra kết quả tương đối chính xác.

7. KẾT LUẬN

Hệ thống lái trợ lực điện là một hệ thống đóng vai trò rất quan trọng trong việc vận hành xe ô tô hiện đại, mang đến nhiều lợi ích cho cả người lái và nhà sản xuất xe. Bài báo đã đánh giá các phương pháp kiểm nghiệm khác nhau giữa phương pháp tính toán truyền thống và phương pháp phần tử hữu hạn bằng việc áp dụng phần mềm mô phỏng. Kết quả cho thấy sự sai lệch của hai phương pháp này chỉ là 0,2%. Vì vậy, việc áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn trong việc tính toán kiểm nghiệm các chi tiết trên ô tô là tin cậy, phục vụ cho việc thiết kế, kiểm nghiệm và sản xuất trong thực tế. ❖

Ngày nhận bài: 15/5/2024

Ngày phản biện: 07/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Hao Chena, YaliYanga, Ruoping Zhang, “Study on Electric Power Steering System Based on ADAMS”, 2011.
- [2]. Xiaodong Zheng, Liucun Zhu, Junqi Luo, Cheng Liu and Xinyu Ji, “Simulation analysis of electric power steering System (EPS) test platform”, 2021.
- [3]. N Nazaruddin, F Zainuri, Rolan Siregar, G Heryana, M Adhitya and DA Sumarsono, “Electric power steering: an overview of dynamics equation and how it's developed for large vehicle”, 2019.
- [4]. E. J. Haug, “Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems”. In Basic methods, vol. I (1989), (Allyn and Bacon, Boston).
- [5]. M. Kristine, H.Tanaka, and N. Inoue, SAE (2002).
- [6]. W. Ren, H. Chen, and J. Song, in: Proceeding of IMechE 2008 Vol. 222(2008), 1265-1269.
- [7]. Nguyễn Trọng Hoan; “Thiết kế tính toán ô tô”, NXB. Giáo dục, 2019.
- [8]. Toshihide Satake, Masahiko Kurishige, Noriyuki Inoue, Katsuya Ikemoto, Takayuki Kifuku and Kazumichi Tsutsumi, “Evaluation of EPS control strategy using driving simulator for EPS”, SAE Technical paper. doi:10.4271/2003-01-0582, March 2003.
- [9]. Masahiko Kurishige, Shunichi Wada, Takayuki Kifuku, Noriyuki Inoue, Ryoji Nishiyama and Shigeki Otagaki, “A new EPS control strategy to improve steering wheel returnability”. SAE Technical Paper, doi: 10.4271/2000-01-0815, March, 2000.
- [10]. Yang Shu-song, “Study on Control of Electric power steering system”. Luoyang, University of Science and Technology. Luoyang Henan, pp. 22-25, 2011.
- [11]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên; “Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo”, tập 1, 2, 3. NXB. Giáo dục.

KHẢO SÁT ẢNH HƯỞNG TỐC ĐỘ HÀN ĐẾN CHẤT LƯỢNG SẢN PHẨM IN 3D KIM LOẠI WAAM

SURVEY ON THE INFLUENCE OF WELDING SPEED ON THE QUALITY OF
WAAM METAL 3D PRINTED PRODUCTS

Nguyễn Võ Thành Công*, Trần Đắc Luân, Nguyễn Ngọc Duy,
Vũ Đình Thắng, Đỗ Thành Trung

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Đề tài “Khảo sát ảnh hưởng tốc độ hàn đến chất lượng sản phẩm in 3D kim loại WAAM” rất cấp thiết và có ý nghĩa thực tiễn cao. Tốc độ hàn là yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến năng suất, cấu trúc vật liệu và độ bền cơ học của sản phẩm WAAM. Tốc độ hàn cao có thể gây khuyết tật như lỗ rỗng và vết nứt, làm giảm chất lượng sản phẩm. Hiện chưa có nhiều nghiên cứu đầy đủ về ảnh hưởng của tốc độ hàn đến chất lượng sản phẩm WAAM để xác định điều kiện tối ưu. Nghiên cứu này nhằm xác định tốc độ hàn thích hợp để nâng cao năng suất và đảm bảo chất lượng sản phẩm, góp phần hoàn thiện quy trình công nghệ in 3D WAAM và đưa vào ứng dụng thực tế, thay thế dần các phương pháp gia công truyền thống.

Từ khóa: WAAM; Tốc độ hàn; In 3D kim loại; Cấu trúc vật liệu; Phân tích khuyết tật.

ABSTRACT

The study “Investigation of the Influence of Welding Speed on the Quality of WAAM Metal 3D Printed Products” is highly urgent and practically significant. Welding speed is a crucial parameter affecting the productivity, material structure, and mechanical strength of WAAM products. High welding speed can cause defects such as porosity and cracks, reducing product quality. Currently, there is limited research on the impact of welding speed on WAAM product quality, lacking comprehensive scientific and experimental bases to determine optimal conditions. This study aims to clarify the mechanism and relationship between welding speed and the mechanical properties and material structure of WAAM products, thereby identifying appropriate welding speeds to enhance productivity and ensure product quality. The research results will contribute to improving the WAAM 3D printing process, optimizing process parameters to produce high-quality metal components, and gradually replacing traditional machining methods with WAAM technology in practical applications.

Keywords: WAAM (Wire Arc Additive Manufacturing); Welding Speed; 3D Metal Printing; Material Structure; Defect Analysis.

1. GIỚI THIỆU

1.1. Tổng quan

- Trong nước: Công nghệ in 3D kim loại WAAM (Wire Arc Additive Manufacturing) mới chỉ bắt đầu được nghiên cứu và ứng dụng tại Việt Nam trong vài năm gần đây. Các nghiên cứu tập trung vào khả năng ứng dụng trong lĩnh vực chế tạo khuôn mẫu, sản xuất các bộ phận hẹp trong ô tô và tàu thủy. Một số đơn vị đã nghiên cứu và chế tạo thành công máy in 3D WAAM với các nguyên lý và thông số kỹ thuật cơ bản. Tuy nhiên, nghiên cứu về quy trình, cơ chế hình thành cấu trúc và tối ưu hóa thông số để nâng cao chất lượng sản phẩm còn hạn chế.

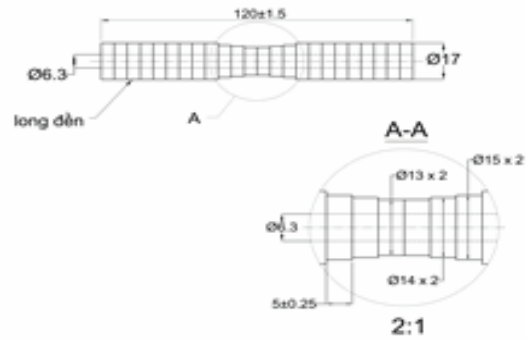
- Ngoài nước: Công nghệ in 3D kim loại WAAM (Wire Arc Additive Manufacturing) là một công nghệ in 3D sử dụng cung cấp dây kim loại liên tục để tạo ra các chi tiết kim loại theo lớp bằng phương pháp hàn MIG/MAG. Công nghệ này có nhiều ưu điểm như tốc độ nhanh, chi phí thấp, khả năng sản xuất các chi tiết lớn. Một số nghiên cứu đã khảo sát sự phụ thuộc của cơ chế biến dạng, cấu trúc hạt và độ bền cơ học vào tốc độ hàn trong in 3D WAAM cho các hợp kim nhôm, sắt không gỉ, titan,... [2], [3].

1.2. Cơ sở lý thuyết

- Đề tài sẽ nghiên cứu cơ chế biến dạng nhiệt và cơ chế hình thành cấu trúc kim loại trong quá trình in 3D WAAM ở các tốc độ hàn khác nhau. Khảo sát ảnh hưởng của tốc độ hàn lên cấu trúc vật liệu và các tính chất cơ học của sản phẩm in 3D bằng thí nghiệm. Các tính chất nghiên cứu bao gồm: cỡ hạt, khuyết tật, độ chặt, cường độ kéo, độ cứng,...

• Vật liệu: Kim loại phổ biến trong in 3D WAAM là sắt và thép.

- Mô tả hình dạng ban đầu mẫu: Mẫu để hàn gồm 24 long đèn sắt dày 5mm có các đường kính khác nhau nhỏ dần vào giữa phi như Hình 1a, long đèn được gia công theo phương pháp cắt laser. Ở giữa các long đèn là lỗ Ø6.3 để kết nối tất cả các long đèn bằng một trục ren dài (Hình 1b).



Hình 1a. Kích thước mẫu trên thiết kế



Hình 1b. Mẫu thực tế

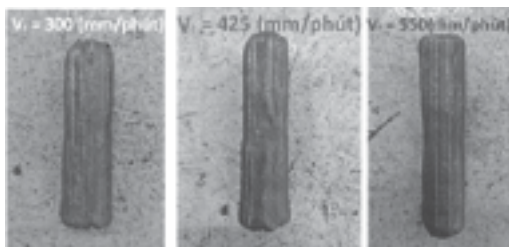
• Tốc độ hàn: Trong khoảng 200 mm/phút đến 2000 mm/phút, chọn 3 tốc độ nằm trong khoảng để hàn theo Bảng 1.

Bảng 1. Bảng thông số biến trong quá trình hàn

STT mẫu	I (A)	Khoảng cách đường hàn (mm)	Bước hàn (mm)	V (mm/phút)	D (mm)
1	120	2	Thẳng	300	17
2	120	2	Thẳng	425	17
3	120	2	Thẳng	550	17



Các mẫu vật sau khi hàn:



Hình 2a. Mẫu vật sau khi hàn (chưa qua gia công tiện)



Hình 2b. Mẫu thử kéo sau khi gia công

2. MÔ HÌNH THỬ NGHIỆM

2.1. Mô hình máy hàn



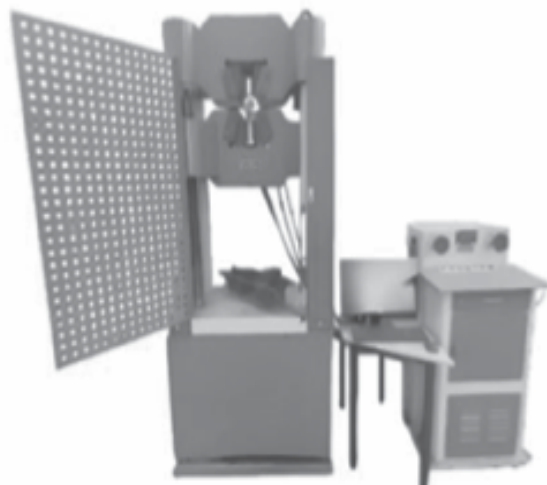
Hình 3. Máy hàn MIG 4 trực

Thông số máy:

- Hành trình trục: 300 x 260 x 250 (mm);
- Công suất tiêu thụ tối đa: 1.5 kW;

- Tốc độ tối đa các trục: 2500 mm/phút;
- Độ chính xác lặp lại: ≤ 0.03 mm.

2.2. Mô hình máy thử kéo

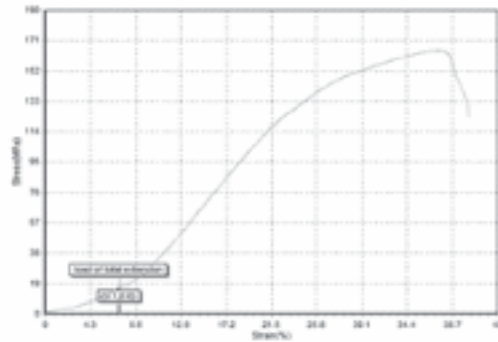


Hình 4. Universal Testing machine _ WE-1000B

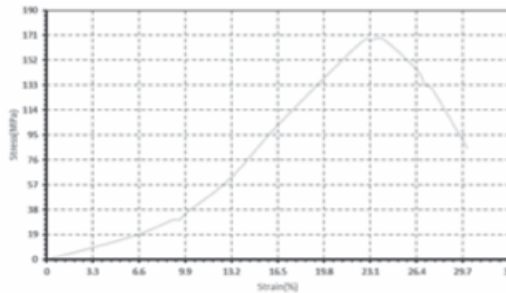
Thông số máy:

- Model: WE-1000B;
- Serial number: 72106;
- Max force: 1000 kN;
- Accuracy: ± 1 %;
- Tensile test space: 0-700 mm;
- Compression test space: 0-600 mm;
- Clamping jaw: Manual/Hydraulic;
- Clamping jaw for round specimens: $\Phi 14-45$ mm;
- Clamping jaw for flat specimens: 0-40;
- Compression platen: $\Phi 225$ mm;
- Piston stroke: 200 mm;
- Diameter of bending roller: $\Phi 50$ mm;
- Mainframe dimensions: 900 x 700 x 2250 mm;
- Control cabinet size: 550 x 500 x 1250 mm;
- Machine power: 1.1 kW;
- Weight: 2900 kg.

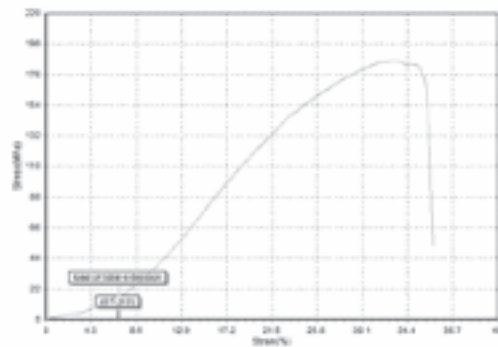
3. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM



Hình 5a. Biểu đồ Ứng suất – biến dạng sau khi thực nghiệm kéo với mẫu $V = 300$ mm/phút.



Hình 5b. Biểu đồ Ứng suất – biến dạng sau khi thực nghiệm kéo với mẫu $V = 425$ mm/phút



Hình 6. Biểu đồ Ứng suất – biến dạng sau khi thực nghiệm kéo với mẫu $V = 550$ mm/phút.

Bảng 2. Kết quả đạt được sau khi thí nghiệm kéo

Mẫu	Tốc độ hàn (mm/phút)	Tiết diện (mm ²)	Lực kéo chảy (kN)	Giới hạn chảy (Mpa)	Lực kéo đứt (kN)	Giới hạn đứt (Mpa)
1	300	380.13	47.01	123.70	62.60	164.60
2	425	380.13	36.49	160.80	46.80	206.10
3	550	380.13	56.39	148.30	70.80	186.10



Qua quá trình làm thực nghiệm đo cường độ kéo của ba mẫu hàn như trên thì ta rút ra được bảng thông số và biểu đồ như trên Hình 5a, 5b, 6 và Bảng 2. Ta thấy rằng ảnh hưởng của tốc độ hàn lên độ bền của sản phẩm là có thay đổi khi sản phẩm có thông số hàn nhanh hơn cần ứng suất lớn hơn để bị biến dạng giống với mẫu khác. Hơn nữa, điểm bền kéo của sản phẩm có tốc độ cao hơn thì cần ứng suất và lực kéo đứt lớn hơn.

- Tăng tốc độ hàn cải thiện độ bền kéo: Khi tăng tốc độ hàn từ 300 mm/phút đến 550 mm/phút, lực kéo chảy tăng từ 47.01 kN lên 56.39 kN và lực kéo đứt tăng từ 62.60 kN lên 70.80 kN. Điều này cho thấy tốc độ hàn cao hơn giúp cải thiện khả năng chịu lực kéo của mối hàn. Trong các ứng dụng đòi hỏi mối hàn chịu lực kéo lớn, việc chọn tốc độ hàn cao hơn có thể là một lựa chọn tốt.

- Tăng tốc độ hàn cải thiện giới hạn chảy và giới hạn đứt: Giới hạn chảy tăng từ 123.70 MPa lên 148.30 MPa và giới hạn đứt tăng từ 164.60 MPa lên 186.10 MPa khi tốc độ hàn tăng. Điều này cho thấy rằng mối hàn sẽ chịu được ứng suất cao hơn trước khi bắt đầu biến dạng dẻo cũng như trước khi gãy. Trong các ứng dụng cần mối hàn có độ bền cao, việc tăng tốc độ hàn có thể giúp đạt được yêu cầu này.

- Tối ưu hóa quy trình hàn: Để đạt được mối hàn có tính chất cơ học tốt nhất, cần tối ưu hóa tốc độ hàn. Tốc độ hàn quá thấp có thể dẫn đến mối hàn yếu hơn, trong khi tốc độ hàn quá cao có thể dẫn đến các vấn đề khác như quá nhiệt hoặc biến dạng không mong muốn.

4. KẾT LUẬN

Thông qua quá trình thực nghiệm và phân tích kết quả thực nghiệm, việc tăng tốc độ hàn làm ảnh hưởng đáng kể đến khả năng

biến dạng, độ cứng và cường độ kéo của mẫu hàn WAAM. Tùy thuộc vào yêu cầu thực tiễn và khả năng ứng dụng của sản phẩm mà sẽ sử dụng mẫu với tốc độ khác nhau. Trong các ngành công nghiệp như chế tạo máy, xây dựng, và sản xuất kết cấu thép, việc chọn tốc độ hàn phù hợp rất quan trọng. Với những ứng dụng yêu cầu mối hàn có sức bền cao, tốc độ hàn cao có thể mang lại hiệu quả lớn. Tuy nhiên, cần cân nhắc thêm về các yếu tố khác như loại vật liệu, hình dạng mối hàn và điều kiện thực tế.

(*) Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Đỗ Thành Trung;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Nguyễn Võ Thành Công*, Trần Đắc Luân, Nguyễn Ngọc Duy và Vũ Đình Thắng.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024-242. ❖

Ngày nhận bài: 18/5/2024

Ngày phản biện: 12/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. ThS. Dương Văn Ngụy, TS. Đoàn Tất Khoa, TS. Trịnh Quang Hưng, KS. Phạm Văn Chính, TS. Lê Văn Thảo; “Nghiên cứu chất lượng sản phẩm vật liệu thép không gỉ 308L chế tạo bởi công nghệ WAAM”.
- [2]. Filippo Montevercchi, Giuseppe Venturini, Antonio Scippa, Gianni Campatelli; “Finite element modelling of Wire-Arc-Additive-Manufacturing process”.
- [3]. S. W. Williams, F. Martina*, A. C. Addison, J. Ding, G. Pardal and P. Colegrove; “Wire + Arc Additive Manufacturing”.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG KIỂM SOÁT SỰ THAY ĐỔI NHIỆT ĐỘ TRONG LÒNG KHUÔN HÌNH CHỮ NHẬT

THE STUDY SIMULATION THE CONTROL TEMPERATURE CHANGE DURING THE RECTANGULAR MOLD CAVITIES

Trần Minh Thế Uyên*, Trần Thái Sơn, Phùng Anh Quang,
Huỳnh Thị Tuyết Minh, Trần Tường Vi

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Kiểm soát nhiệt độ đồng đều trong khuôn hình chữ nhật đóng vai trò then chốt trong lĩnh vực ép phun, mang đến sản phẩm chất lượng thượng hạng và tối ưu hóa hiệu quả sản xuất. Nghiên cứu này tập trung vào việc ứng dụng các phương pháp điều khiển nhiệt độ tiên tiến nhằm tạo ra môi trường nhiệt lý hoàn hảo bên trong khuôn. Qua việc phân tích tác động của các chiến lược điều khiển khác nhau đối với phân bố nhiệt độ, mục tiêu của nghiên cứu là tạo ra các sản phẩm nhựa đồng nhất hoàn hảo, giảm thiểu khuyết tật, từ đó nâng tầm hiệu quả sản xuất tổng thể.

Từ khóa: *Khuôn phun ép nhựa; Gia nhiệt bằng khí nóng; Điều khiển nhiệt độ khuôn; Tấm khuôn âm; Tấm khuôn dương.*

ABSTRACT

Achieving uniform temperature across a rectangular mold in injection molding is a game-changer. Not only does it guarantee top-notch product quality, but it also streamlines production. This research delves into cutting-edge temperature control methods to unlock the perfect thermal environment within the mold. By dissecting the impact of various control strategies on temperature distribution, we aim to create flawlessly consistent plastic parts and minimize imperfections, ultimately propelling overall production efficiency to new heights.

Keywords: *Injection molding; Air heating; Mold temperature control; Cavity plate; Core plate.* 

1. TỔNG QUAN

(*) Tối ưu hóa kiểm soát nhiệt độ khuôn trong đúc nhựa phun bằng hệ thống sưởi khí nóng

Đúc nhựa phun là một phương pháp sản xuất phổ biến và linh hoạt để tạo ra các bộ phận nhựa với nhiều hình dạng khác nhau. Tuy nhiên, để đạt được sản phẩm có chất lượng cao và đồng nhất, việc kiểm soát chính xác nhiệt độ khoang khuôn đóng vai trò vô cùng quan trọng. Nghiên cứu này khám phá tiềm năng của hệ thống sưởi khí nóng như một kỹ thuật kiểm soát nhiệt độ tiên tiến để tối ưu hóa điều kiện nhiệt trong khuôn, đặc biệt tập trung vào hình dạng cạnh đa giác.

(*) Vai trò quan trọng của kiểm soát nhiệt độ

Duy trì nhiệt độ ổn định và đồng đều trên toàn bộ bề mặt khuôn là yếu tố then chốt trong đúc nhựa phun. Nó trực tiếp ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm cuối cùng ở một số khía cạnh chính:

- Tính toàn vẹn cấu trúc: Nhiệt độ ảnh hưởng đến dòng chảy và sự hóa rắn của vật liệu tan chảy trong khoang. Nhiệt độ tối ưu đảm bảo việc lấp đầy thích hợp và giảm thiểu ứng suất bên trong có thể dẫn đến cong vênh hoặc nứt vỡ.
- Lớp hoàn thiện bề mặt: Nhiệt độ không đồng đều có thể gây ra các khuyết tật bề mặt như nếp nhăn hoặc tì vết. Kiểm soát chính xác thúc đẩy lớp hoàn thiện mịn màng và thẩm mỹ.
- Độ chính xác kích thước: Sự giãn nở và co ngót nhiệt của khuôn do biến đổi nhiệt độ có thể dẫn đến sự không nhất quán về kích

thước trong sản phẩm cuối cùng. Kiểm soát chính xác đảm bảo các bộ phận tuân thủ các thông số kỹ thuật mong muốn.

Ngoài ra, kiểm soát nhiệt độ hiệu quả còn mang lại những lợi ích đáng kể vượt xa chất lượng sản phẩm:

- Tăng hiệu quả sản xuất: Chu kỳ gia nhiệt và làm mát nhanh hơn dẫn đến thời gian sản xuất ngắn hơn và đầu ra cao hơn.
- Giảm tiêu thụ năng lượng: Tối ưu hóa quá trình gia nhiệt và làm mát giúp giảm thiểu lãng phí năng lượng, dẫn đến tiết kiệm chi phí cho nhà sản xuất.

(*) Mục tiêu nghiên cứu và giả thuyết

Nghiên cứu này giải quyết câu hỏi: Làm thế nào để áp dụng hệ thống sưởi khí nóng như một kỹ thuật kiểm soát nhiệt độ tiên tiến để tối ưu hóa điều kiện nhiệt trong khoang khuôn cho đúc nhựa phun với hình dạng cạnh đa giác?

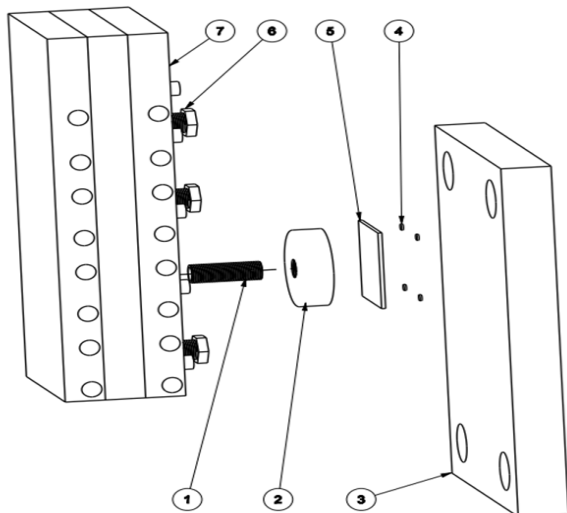
Giả thuyết cơ bản là hệ thống sưởi khí nóng cung cấp phương pháp kiểm soát và hiệu quả để đạt được cấu hình nhiệt mong muốn trong khuôn, dẫn đến:

- Chất lượng sản phẩm được cải thiện: Kiểm soát nhiệt độ chính xác sẽ nâng cao tính toàn vẹn cấu trúc, lớp hoàn thiện bề mặt và độ chính xác kích thước của các bộ phận có cạnh đa giác.
- Hiệu quả sản xuất nâng cao: Việc gia nhiệt khoang khuôn nhanh chóng và có mục tiêu sẽ dẫn đến thời gian chu kỳ nhanh hơn, tăng sản lượng sản xuất tổng thể.
- Giảm chi phí sản xuất: Các đặc tính gia nhiệt và làm mát hiệu quả của khí nóng có

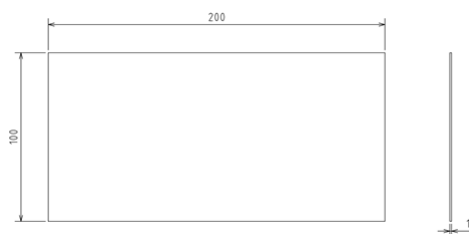
khả năng giảm mức tiêu thụ năng lượng tổng thể, dẫn đến tiết kiệm chi phí.

2. PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG

Được thể hiện trong Hình 1 là thiết kế của tấm chắn khí, quá trình làm nóng của nó được quan sát để đánh giá sự phân bố nhiệt độ trên tấm lót như thể hiện trong Hình 2. Tấm lót có kích thước 200x100 mm và độ dày 1 mm. Trong suốt quá trình gia nhiệt bằng khí, nhiều loại tấm chắn khí với độ dày thành 1 mm đã được sử dụng (Hình 3) để nghiên cứu ảnh hưởng của khoảng cách phun, độ cao thể tích khí và số lượng lỗ thoát khí lên phân bố nhiệt độ của tấm lót. Thí nghiệm được chạy với nhiệt độ khí đầu vào là 400°C và thời gian gia nhiệt là 20 giây.



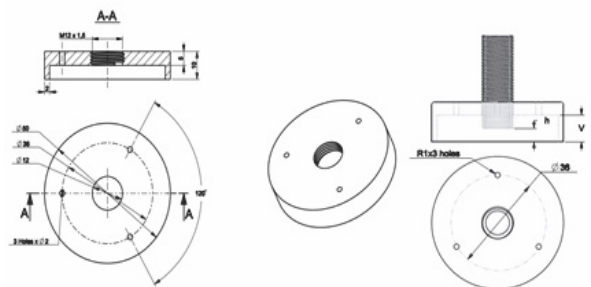
Hình 1. Thiết kế của tấm chắn khí



Hình 2. Tấm insert

Để nghiên cứu sự phân bố nhiệt độ trên bề mặt khuôn, một mô hình mô phỏng chi tiết đã được xây dựng. Bằng cách thêm một lớp cách nhiệt bao quanh vùng gia nhiệt, mô hình được đơn giản hóa và tập trung vào hai phần chính: tấm lót và vùng khí nóng. Hình 3 và 4 lần lượt mô tả các điều kiện biên và mô hình lưới. Bảng 3 liệt kê các thiết lập mô phỏng.

Lưới của phần insert được tạo ra bằng kỹ thuật ưu tiên các khối lập phương, và phương pháp tạo lưới giãn nở được áp dụng 10 lớp trên các bề mặt tiếp xúc để cải thiện độ chính xác của mô phỏng. Một khối tứ diện được sử dụng để mô tả thể tích khí. Phần mềm ANSYS được sử dụng để nghiên cứu quá trình gia nhiệt Ex-GMTC và sao chép các điều kiện biên của thí nghiệm. Với nhiệt độ môi trường xung quanh là 25°C và hệ số truyền nhiệt là 10 W/m²K, tất cả các bề mặt ngoài của tấm khuôn đều được cấu hình để đối lưu tự do với không khí làm chế độ truyền nhiệt. Để cải thiện hiệu quả gia nhiệt, một tấm lót cũng được đưa vào thiết lập mô phỏng gần tâm khoang. Mô phỏng sử dụng phạm vi nhiệt độ từ 200°C đến 400°C cho khí đầu vào.



Hình 3. Thông số chụp khí

Bảng 1. Thông số của đường polyline.

STT	Cao độ của điểm				
	INPUT				
	1-E	2-D	3-C	4-B	5-A

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

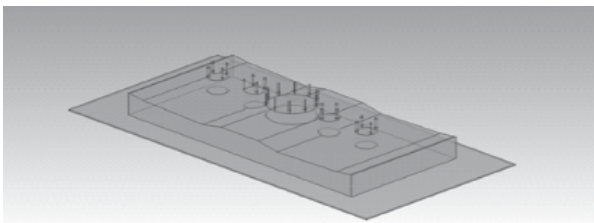
Các nghiên cứu trước đây đã chỉ ra rằng phương pháp GMTC bên trong làm tăng hiệu quả nhiệt độ khoang, cải thiện hiệu quả gia nhiệt. Tuy nhiên, phương pháp này có thể không phù hợp trong một số trường hợp do sự thay đổi nhiệt độ trên bề mặt gia nhiệt. Mục tiêu của nghiên cứu này là đánh giá hiệu quả của tấm chắn khí Ex-GMTC trong quá trình gia nhiệt khuôn bằng cách phân tích sự phân bố nhiệt độ của tấm lót. Tấm lót là nguồn nhiệt chính cho máy sấy khí, có một công khí nóng duy nhất và giúp tăng tốc độ gia nhiệt và độ đồng nhất nhiệt độ.

Một mô hình lưới được sử dụng để đánh giá bước gia nhiệt, với nhiệt độ không khí nóng được đặt ở 400°C và thời gian gia nhiệt là 20 giây. Để tìm ra hình thức tốt nhất cho quá trình gia nhiệt, nhiều loại tấm chắn khí khác nhau đã được thử nghiệm. Bảng 1 hiển thị sự phân bố nhiệt độ trên bề mặt tấm lót ở các khoảng cách phun khác nhau thu được từ kết quả mô phỏng. Kết quả cho thấy nhiệt độ tối đa đạt được ở khoảng cách phun thấp hơn, giúp cải thiện khả năng hấp thụ nhiệt của tấm lót. Mặt khác, khoảng cách phun dài hơn cải thiện sự phân bố nhiệt độ vì khí nóng làm tăng tốc độ lưu thông khí khi đi qua tấm chắn trước khi thoát ra. Những phát hiện này cho thấy khoảng cách phun ảnh hưởng đáng kể đến nhiệt độ và phân bố nhiệt của tấm lót.

Bảng 2. Kết quả mô phỏng.

No.	1-E (mm)	2-D (mm)	3-C (mm)	4-B (mm)	5-A (mm)	P14	P15	Denta (max-min)
1	4	4	2	4	3.5	114.507	410.466	22.809
2	4	4	2	4	4	114.423	401.598	14.025
3	4	4	2	3.5	2	114.516	401.246	13.58
4	4	4	2	3.5	2.5	114.568	403.18	15.462
5	4	4	2	3.5	3	114.471	405.515	17.894
6	4	4	2	3.5	3.5	114.522	403.944	16.272
7	4	4	2	3.5	4	114.385	401.357	13.822
8	4	4	2	3	2	114.558	407.328	19.62
9	4	4	2	3	2.5	114.391	405.808	18.267
10	4	4	2	3	3	114.432	403.079	15.497
11	4	4	2	3	3.5	114.395	401.378	13.833
12	4	4	2	3	4	114.48	401.375	13.745
13	4	4	2	2.5	2	114.414	406.222	18.658
14	4	4	2	2.5	2.5	114.442	401.237	13.645
15	4	4	2	2.5	3	114.496	401.795	14.149
16	4	4	2	2.5	3.5	114.396	406.91	19.364
17	4	4	2	2.5	4	114.439	401.313	13.724

Dựa trên các trường hợp mô phỏng được trình bày trong Bảng 4, rõ ràng trường hợp thứ 24 cho thấy sự thay đổi nhiệt độ ít nhất là 41,81°C trong quá trình gia nhiệt, với các tham số $(a, b, c) = (20, 20, 15)$. Điều này cho thấy khi vị trí của tham số c dịch chuyển xuống dưới, giá trị nhiệt độ giảm từ 20 xuống 15. Bên cạnh đó, khi giá trị của tham số b bắt đầu dần chuyển dịch về phía giá trị của c, tương ứng với vị trí của ống thoát, thì sự phân bố nhiệt độ tối ưu nhất đạt được. Điều này chứng minh hiệu quả của việc điều chỉnh các thông số này để đạt được điều kiện gia nhiệt tối ưu.



Hình 4. Chụp khí hình chữ nhật

4. KẾT LUẬN

Để đánh giá sự phân bố nhiệt độ đạt được trong quá trình gia nhiệt bằng cách sử dụng tấm chắn khí, cũng như tiềm năng cải thiện chiều dài dòng chảy của vật liệu nóng chảy trong sản phẩm đúc phun, nghiên cứu này đã thực hiện các tính toán và thí nghiệm độc lập. Nhiều loại tấm chắn khí với kích thước không đổi đã được đánh giá: đường kính lỗ vào là 8 mm, đường kính lỗ ra được giữ cố định ở mức 6 mm và có sáu lỗ thoát khí. Khoảng cách giữa lỗ vào và lỗ ra cũng được giữ ở mức 25 mm.

Kết quả cho thấy khi vị trí của điểm C thay đổi hướng xuống dưới, giá trị nhiệt độ giảm từ 20 xuống 15. Tại vị trí B, giá trị nhiệt độ dần dịch chuyển về phía giá trị tại vị trí C, đây cũng là vị trí của ống thoát khí, đạt được nhiệt độ tối ưu nhất. Những phát hiện này chứng minh hiệu quả của thiết kế tấm chắn khí

trong việc cải thiện sự phân bố nhiệt độ và tối ưu hóa quá trình gia nhiệt trong đúc phun.

(*) Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Trần Minh Thế Uyên;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Trần Thái Sơn, Phùng Anh Quang, Huỳnh Thị Tuyết Minh, Trần Tường Vi.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Bộ Giáo dục và Đào tạo đã tài trợ kinh phí cho nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: B2022-SPK-06. ❖

Ngày nhận bài: 12/5/2024

Ngày phản biện: 08/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Guerrier, P.; Nielsen, K.K.; Menotti, S.; Hattel, J.H., "An axisymmetrical non-linear finite element model for induction heating in injection molding tools". Finite Elem Anal Des, 2016, 110, 1-10.
- [2]. Menotti, S.; Hansen, H.N.; Bissacco, G.; Guerrier, P.; Tang, P.T., "Comparison of two setups for induction heating in injection molding". J Adv Manuf Technol, 2015, 1-8.
- [3]. Menotti, S.; Hansen, H.N.; Bissacco, G.; Caloon, M.; Tang, P.T.; Ravn, C., "Injection molding of nanopatterned surfaces in the sub-micrometer range with induction heating aid". International Journal of Advance Manufacturing Technology, 2014, 1-10.
- [4]. Guerrier, P.; Tosello, G.; Nielsen, K.K.; Hattel, J.H., "Three-dimensional numerical modeling of an induction heated injection molding tool with flow visualization". Int J Adv Manuf Technol, 2015, 1-18.
- [5]. Lin, H-L.; Chen, S-C.; Jeng, M-C.; Minh, P.S.; Chang, J-A.; Hwang, J-R., "Induction heating with the ring effect for injection molding plates". Int Commu Heat Mass, 2012, 39, 514-522.
- [6]. Chen, S-C.; Minh, P.S.; Chang, J-A.; Huang, S-W.; Huang, C-H., "Mold temperature control using high-frequency proximity effect induced heating". Int Commu Heat Mass, 2012, 39, 216-223.

THỰC NGHIỆM CÔNG NGHỆ WAAM CHO SẢN PHẨM DẠNG TRỤC VỚI CÁC CƯỜNG ĐỘ DÒNG ĐIỆN KHÁC NHAU

EXPERIMENTAL WAAM TECHNOLOGY FOR AXIAL PRODUCTS WITH
DIFFERENT CURRENT INTENSITIES

Nguyễn Đức Mạnh*, Nguyễn Đức Nam, Nguyễn Khắc Nhật,
Lương Thanh Khánh, Phạm Sơn Minh

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUTE)

TÓM TẮT

Trong lĩnh vực WAAM, để hiểu sự ảnh hưởng của cường độ dòng điện đến các đặc trưng trong quá trình thực hiện như: tốc độ lắng đọng, khả năng kết dính giữa các lớp phủ, cấu trúc vi mô và tính chất cơ học của sản phẩm dạng trục là một thách thức quan trọng. Mục tiêu của nghiên cứu là giải quyết vấn đề này, thông qua các thí nghiệm về công nghệ WAAM cho sản phẩm dạng trục được thực hiện trên hệ thống máy CNC với nguồn năng lượng hàn MIG/GMAW cho thấy: Cường độ dòng điện có ảnh hưởng rất lớn đến tốc độ lắng đọng, khả năng kết dính giữa các lớp phủ và tính chất cơ học của sản phẩm.

Từ khóa: Công nghệ WAAM; Hàn MIG/GMAW; Sản xuất phụ gia; Kim loại; Tính chất cơ học.

ABSTRACT

In the WAAM field, to understand the influence of current intensity on process characteristics such as: deposition rate, adhesion between coatings, microstructure and mechanical properties of Axial products are a significant challenge. The goal of the research is to solve this problem, through experiments on WAAM technology for axial products performed on CNC machine systems with MIG/GMAW welding power sources showing: The current intensity has greatly affects the deposition rate, adhesion between coatings and mechanical properties of the product.

Keywords: WAAM technology; MIG/GMAW welding; Additive manufacturing; Metals; Mechanical properties.

1. GIỚI THIỆU TỔNG QUAN

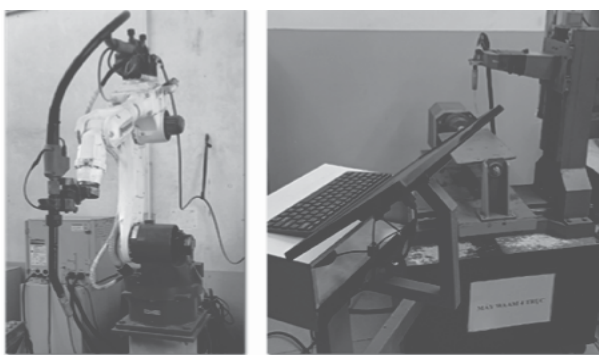
Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của ngành công nghiệp 4.0, nhu cầu tạo ra những sản phẩm có kích thước lớn, hình dạng phức tạp, tiết kiệm thời gian và chi phí đang được khách hàng ưu tiên lựa chọn. Công nghệ in 3D là phương pháp có thể giải quyết được vấn đề này. Công nghệ sản xuất này đã phổ biến

trên thế giới, sự kết hợp giữa hồ quang điện làm nguồn nhiệt và dây làm nguyên liệu được gọi là WAAM đã được nghiên cứu từ những năm 1990 [1], mặc dù bằng sáng chế đầu tiên được cấp vào năm 1925, tuy nhiên tại Việt Nam vẫn còn khá mới mẻ. Nhìn chung, các nghiên cứu về in 3D tại Việt Nam chủ yếu tập trung vào mảng polymer. Các nghiên cứu về in 3D bằng dây kim loại còn rất hạn chế. Nên việc nghiên

cứ và cải tiến quy trình in 3D bằng dây kim loại nhằm nâng cao chất lượng sản phẩm là vô cùng cần thiết. Như vậy, lĩnh vực nghiên cứu của đề tài nằm trong xu thế chung của thế giới, phù hợp với định hướng phát triển công nghệ tại Việt Nam. Các kết quả nghiên cứu có thể ứng dụng rộng rãi trong ngành hàng không vũ trụ, ngành hàng hải, ngành ô tô,...

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Đề tài nghiên cứu về sự ảnh hưởng của cường độ dòng điện đến chất lượng sản phẩm dạng trục, khi sử dụng phương pháp in 3D bằng dây kim loại. Sử dụng nguyên lý của quá trình hàn hồ quang, trong đó một dòng điện được sử dụng để tạo ra cảm biến hàn giữa dây hàn và bề mặt làm việc kim loại. WAAM sử dụng thiết bị hàn tiêu chuẩn sẵn có: nguồn điện hàn, mỏ hàn và hệ thống cấp dây [2]. Chuyển động có thể được cung cấp bằng hệ thống robot (hình a) hoặc hệ thống máy CNC (hình b). WAAM loại bỏ các bước chế tạo truyền thống bằng cách xây dựng sản phẩm từ dữ liệu kỹ thuật số, giúp tạo ra sản phẩm có hình dạng phức tạp mà không cần khuôn mẫu hay công cụ đặc biệt.



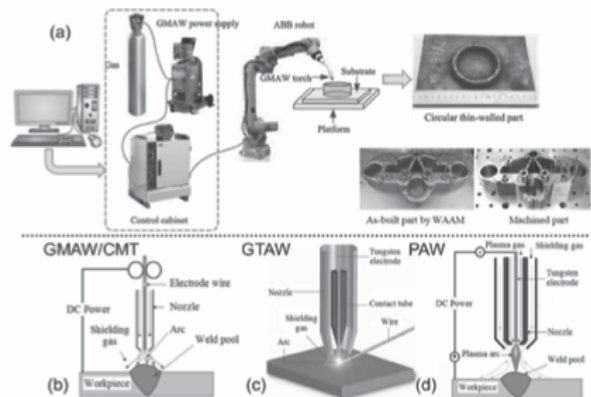
Hình a

Hình b

Hình 2.1. Hệ thống robot (hình a) và hệ thống máy CNC (hình b)

Ưu điểm của phương pháp gia công này là: sản xuất với tốc độ nhanh vì tỷ lệ lắng đọng

WAAM dựa trên GMAW cao hơn 2-3 lần so với các kỹ thuật dựa trên GTAW hoặc PAW, tính tùy chỉnh cao, tiết kiệm nguyên vật liệu, tiết kiệm chi phí, đặc biệt là có thể tạo ra các sản phẩm có kích thước lớn với hình dạng phức tạp [3]. Tuy nhiên, WAAM dựa trên GMAW kém ổn định hơn và tạo ra nhiều tia lửa hàn và khói hàn hơn do dòng điện được cấp trực tiếp vào nguyên liệu thô.



Hình 2.2. Hệ thống WAAM và các nguồn năng lượng hồ quang khác nhau có thể được sử dụng.

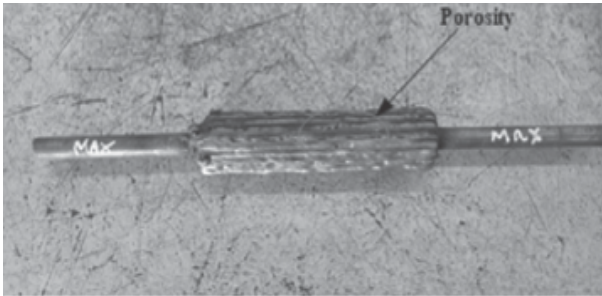
Hiện nay, công nghệ WAAM đang được nghiên cứu mạnh trên thế giới, đặc biệt trong khoảng 15 năm trở lại đây. Trong đó, Đại học Cranfield, Vương quốc Anh là đơn vị dẫn đầu nghiên cứu và phát triển công nghệ này. Tính đến thời điểm hiện tại, mới có duy nhất Đại học Cranfield và công ty WAAM 3D đã nghiên cứu và hoàn thiện hệ thống công nghệ WAAM, bao gồm hệ thống phần cứng, phần mềm đi kèm và bắt đầu thương mại hóa hệ thống WAAM trên thị trường trong năm 2022. Bên cạnh đó, Mỹ, Pháp, Trung Quốc, Hàn Quốc, Úc,... cũng là những nước đầu tư, nghiên cứu và phát triển mạnh về công nghệ này [4].

3. PHƯƠNG PHÁP

Phần này cung cấp thông tin về tiêu chuẩn TCVN-5400 để xác định độ bền kéo của

mẫu WAAM 3D dạng trục. Ngoài ra, phần này còn cung cấp về quy trình sản xuất mẫu, các thông số thiết kế và máy thử nghiệm.

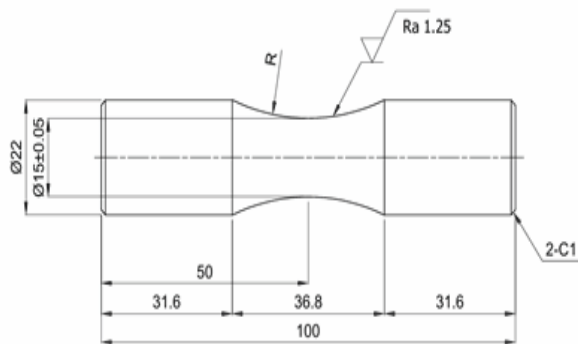
Trong phương pháp hàn bồi đắp, cường độ dòng điện có ảnh hưởng lớn đến chất lượng và độ bền của sản phẩm. Cường độ dòng điện được kiểm soát trực tiếp trên máy in. Khi cường độ dòng điện quá thấp sẽ dẫn đến hiện tượng mối hàn không đủ liên kết với vật liệu nền hoặc xuất hiện các lỗ khí mà chúng ta có thể thấy được từ bên ngoài, như hình dưới đây:



Hình 3.1. Mẫu thử sản xuất theo phương pháp WAAM trên hệ thống máy CNC xuất hiện lỗ khí

4. THIẾT KẾ MẪU THỬ

Bước đầu tiên trong nghiên cứu là thiết kế mẫu thử để xác định độ bền kéo theo tiêu chuẩn TCVN 5400 và mô hình 3D được tạo trên phần mềm Inventor 2025 dựa theo hình dạng và kích thước của tiêu chuẩn.



Hình 4.1. Mẫu kéo tiêu chuẩn TCVN-5400

5. SẢN XUẤT MẪU THỬ

Bảng 5.1. Thông số của mẫu thử

PARAMETER	SPECMENT		
	A	B	C
Cường độ dòng điện I (A)	110	120	130
Offset (mm)	2.25	2.25	2.25
Vận tốc mũi hàn (mm/phút)	450	450	450
Góc xoắn (độ)	180	180	180
Tỷ lệ lớp đắp (%)	70	70	70

Với các thông số quy trình đã chọn, mẫu thử nghiệm được chuẩn bị thông qua bốn bước được liệt kê dưới đây:

1) Mô hình ba chiều (3D) của mẫu thử được chuẩn bị thông qua phần mềm thiết kế Inventor 2025. Nhằm xác định phương pháp in phù hợp.

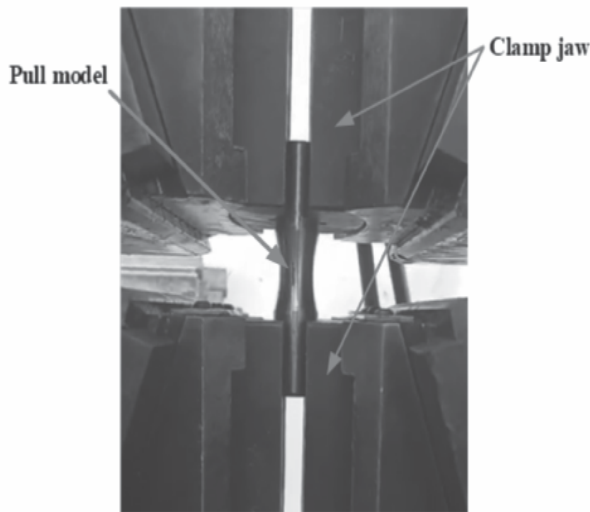
2) Tạo chương trình G-code và tiến hành nhập vào máy CNC. Nhằm thiết lập hình dạng chi tiết cần sản xuất vào máy.

3) Mẫu được tạo ra sau khi điều chỉnh thiết lập máy.

4) Mẫu được lấy ra khỏi máy sau khi thực hiện hoàn tất chương trình gia công và tiến hành loại bỏ các vật liệu còn thừa.

6. KIỂM NGHIỆM VÀ BÁO CÁO

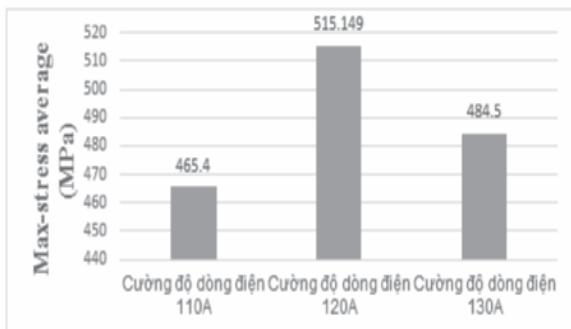
Sau khi quá trình sản xuất mẫu hoàn tất, thử nghiệm độ bền kéo được thực hiện để tìm độ bền kéo và độ biến dạng của mẫu. Máy kéo vạn năng WA-1000B được sử dụng để thử nghiệm.



Hình 6.1. Kiểm tra độ bền kéo của mẫu

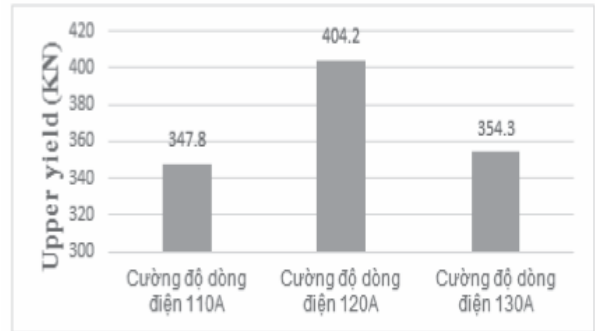
7. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM

Kết quả thử nghiệm các mẫu vật được mô tả trong kế hoạch thử nghiệm có kết quả kéo như biểu đồ dưới đây:



Hình 7.1. Biểu đồ thể hiện độ bền kéo của mẫu thử

Trong một biểu đồ kéo, độ bền kéo đứt là chỉ số không thể thiếu. Với các mẫu thử có cường độ dòng điện 110A, 120A, 130A thì có độ bền kéo tương ứng là 465.4 Mpa, 515.1 Mpa, 484.5 Mpa. Đây là chỉ số vô cùng quan trọng, vì nó biểu thị cho cường độ căng tối đa mà vật liệu có thể chịu được trước khi bị đứt gãy. Độ bền kéo đứt phụ thuộc chủ yếu và thành phần hóa học, quá trình sản xuất và xử lý nhiệt của vật liệu.

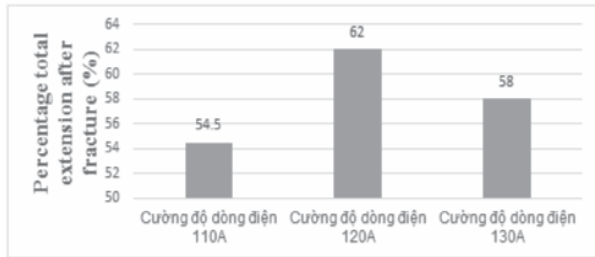


Hình 7.2. Biểu đồ thể hiện độ bền chảy của mẫu thử

Ta thấy lần lượt các mẫu thử với cường độ dòng điện 110A, 120A, 130A có giới hạn chảy lần lượt ở mức 347.8Mpa, 402Mpa, 354.3Mpa. Đây là một chỉ số quan trọng để đánh giá tính chất cơ học của vật liệu, là nơi mà vật liệu bắt đầu chảy và biến dạng vĩnh viễn dưới tác động của tải trọng. Trong thực tế, các nhà thiết kế sử dụng chỉ số này để lựa chọn vật liệu phù hợp với nhu cầu tải trọng cần dùng.

Dãy đàn hồi là chỉ số khá được chú ý, các mẫu có cường độ dòng điện lần lượt 110A, 120A, 130A tương ứng với dãy đàn hồi 54.4%, 62%, 58%. Đây là phần của biểu đồ kéo bền mà vật liệu vẫn có thể phục hồi về trạng thái ban đầu mà không gây ra biến dạng vĩnh viễn sau khi áp lực bị loại bỏ.

Nhìn chung ta có thể thấy, cường độ dòng điện có ảnh hưởng lớn trực tiếp đến tính chất cơ học của sản phẩm. Nhưng thực tế, cường độ dòng điện càng tăng thì độ bền kéo, giới hạn chảy và dãy hồi không chắc sẽ tăng vì trong quy trình hàn cường độ cao, dòng điện lớn sẽ tạo ra nhiệt lượng lớn, gây ra nhiều ảnh hưởng đến vật liệu. Dưới áp lực nhiệt độ cao, vật liệu có thể bị biến dạng, làm giảm độ bền của điểm hàn. Điều này có thể dẫn đến việc hàn không đồng đều hoặc kém chất lượng. Để có kết quả hàn tốt, việc kiểm soát cả dòng điện là rất quan trọng.



Hình 7.3. Biểu đồ thể hiện độ dẫn dài của chi tiết

8. KẾT LUẬN

Thông qua quá trình thực nghiệm và phân tích kết quả thực nghiệm, việc tăng cường độ dòng điện làm ảnh hưởng đáng kể đến tốc độ lắng đọng, khả năng kết dính giữa các lớp phủ, cấu trúc vi mô và tính chất cơ học của sản phẩm dạng trục. Một cường độ dòng điện cao sẽ tạo ra một mối hàn có độ cứng cao hơn, trong khi một mối hàn có cường độ dòng điện thấp hơn sẽ tạo ra mối hàn có độ dẻo cao hơn. Tùy thuộc vào sản phẩm có yêu cầu về độ cứng và độ dẻo cụ thể thì ta sẽ xem xét sử dụng cường độ dòng điện phù hợp, từ đó giúp tiết kiệm chi phí, tăng hiệu suất, tăng hiệu quả kinh tế.

(*). Đóng góp của tác giả:

- Hình thành ý tưởng và mục tiêu nghiên cứu: Phạm Sơn Minh;

- Thực hiện nghiên cứu, thu thập dữ liệu, phân tích dữ liệu, viết và chỉnh sửa bài báo: Nguyễn Đức Mạnh, Nguyễn Đức Nam, Nguyễn Khắc Nhật và Lương Thanh Khánh.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình nhóm thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2024 – 246. ❖

Ngày nhận bài: 16/5/2024

Ngày phản biện: 05/6/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. R. Acheson: “Automatic welding apparatus for weld build-up and method of achieving weld build-up”. US patent no. 4 952 769 1990.
- [2]. R. Baker: “Method of making decorative articles”. US patent no.1 533 300 1925.
- [3]. Wu, B., Pan, Z., Ding, D., Cuiuri, D., Li, H., Xu, J., & Norrish, J. (2018). “A review of the wire Arc additive manufacturing of metals: properties, defects and quality improvement”. *Journal of Manufacturing Processes*, 35, 127-139.
- [4]. Lei Huang, Xizhang, Chen, Sergey Konovalov, Chuanchu Su, Pengfei Fan, Yanhu Wang, Pan Xiaoming, Irina Panchenko(2020). “A Review of Challenges for Wire and Arc Additive Manufacturing (WAAM)”.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO KHUNG CẦU CHỮ A LẮP TRÊN TÀU KHẢO SÁT MÔI TRƯỜNG BIỂN

RESEARCH ON DESIGN AND MANUFACTURE OF A-FRAME CRANE MOUNTED ON A SHIP FOR SURVEYING THE SEA ENVIRONMENT

ThS. Vũ Đình Tráng¹, ThS. Phùng Công Dũng², ThS. Nguyễn Xuân Hòa², TS. Bùi Văn Trầm^{2*}

¹Viện Công nghệ, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

²Trường Đại học Công nghệ Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo giới thiệu nội dung nghiên cứu nằm trong Đề tài nghiên cứu Khoa học Công nghệ cấp Bộ Tài nguyên và Môi trường, mã số: TNMT.2022.03.11. Nội dung bài báo đề cập đến phương pháp thiết kế và chế tạo khung cầu chữ A linh hoạt phục vụ kéo thả thiết bị nghiên cứu, điều tra, khảo sát tài nguyên môi trường biển. Kết quả nghiên cứu đã thiết kế và sản xuất thành công khung cầu chữ A lắp trên tàu khảo sát môi trường biển bằng trình độ và năng lực cơ khí trong nước.

Từ khóa: Chế tạo khung cầu chữ A; Thiết bị nâng trên tàu; Kéo thả thiết bị quan trắc biển.

ABSTRACT

The article introduces research contents in Ministry of Natural resources and Environment project, code: TNMT.2022.03.11. The paper refers to the design and make method of A-frame crane to drag and drop marine monitoring device. The results of the study have successfully designed and manufactured A-frame crane mounted on a ship for surveying the sea environment by level and mechanical capacity in Vietnam.

Keywords: Manufacturing A-frame crane; Lifting equipment on ships; Drag marine monitoring device.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Điều tra, nghiên cứu khoa học biển là công việc quan trọng, được các quốc gia trên thế giới, nhất là các quốc gia có biển chủ động triển khai, nhằm cung cấp các luận cứ khoa học về điều kiện tự nhiên, môi trường, tài nguyên biển cùng các quy luật, quy trình biển,... và mức độ biến đổi của các yếu tố nói trên để phục vụ việc hoạch định chính sách, chiến lược cũng

như quy hoạch khai thác, sử dụng biển theo một thể thống nhất [1; 2].

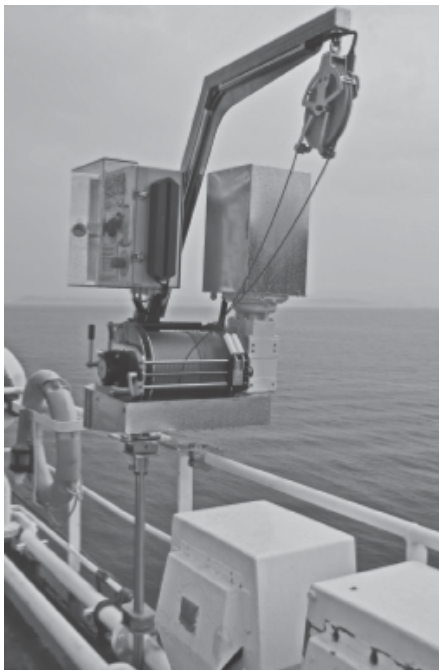
Có nhiều loại trang thiết bị khác nhau để phục vụ việc điều tra, khảo sát biển, trong đó khung cầu chữ A linh hoạt là một thiết bị quan trọng hỗ trợ đắc lực cho việc triển khai các thiết bị thăm dò [3; 4]. Hiện nay, việc điều tra, khảo sát biển của các cơ quan nghiên cứu trong nước chưa được biên chế tàu khảo sát đặc chủng, hầu

hết các công trình nghiên cứu, khảo sát biển đều tận dụng các phương tiện tàu và cần cẩu sẵn có từ các đơn vị khác, dẫn tới tăng chi phí do phải thuê thiết bị. Mặt khác, các thiết bị hỗ trợ này còn chưa phù hợp với các thiết bị chuyên dùng điều tra, khảo sát biển, gây khó khăn không nhỏ tới tiến độ và hiệu quả của công việc khảo sát biển [2; 3]. Chính vì vậy, cần nghiên cứu thiết kế và chế tạo khung cầu linh hoạt chữ A lắp trên tàu khảo sát môi trường biển nhằm thực hiện công việc được an toàn, hiệu quả và năng suất cao [4-6].

2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ KHUNG CẦU CHỮ A LẮP TRÊN TÀU KHẢO SÁT MÔI TRƯỜNG BIỂN

2.1. Phương án thiết kế

Qua thu thập số liệu và khảo sát kết cấu khung cầu lắp trên tàu biển được chế tạo ở trong và ngoài nước [1-5], thấy rằng có các dạng kết cấu như sau:

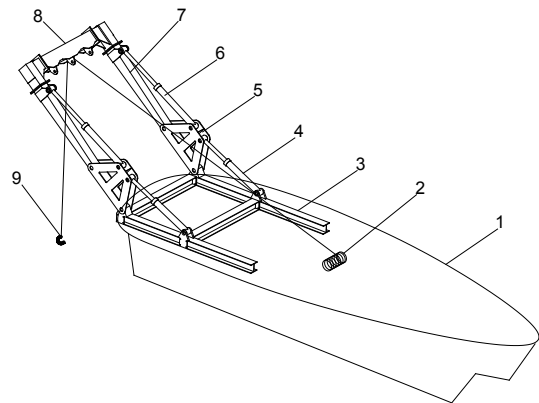


Hình 1. Kết cấu nâng hạ kiểu cần trục.



Hình 2. Kết cấu dạng khung cầu chữ A

Từ điều kiện thực tế và căn cứ vào năng lực con người, tiềm năng cơ khí trong nước, nhóm tác giả chọn phương án 2 (Hình 2) để tính toán thiết kế cơ cấu nâng hạ hàng lắp trên tàu khảo sát môi trường biển. Kết cấu của phương án thiết kế được mô tả cụ thể như Hình 3.



Hình 3. Sơ đồ kết cấu khung cầu chữ A.

Trong đó: 1. Tàu biển; 2. Cụm tang tời;

3. Đế liên kết; 4, 6. Xy-lanh thủy lực;

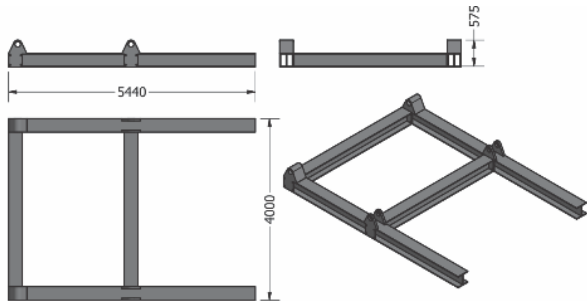
5. Cơ cấu hình thang; 7. Cần; 8. Xà ngang giữ puly; 9. Cụm móc câu.

2.2. Tính toán kết cấu thép

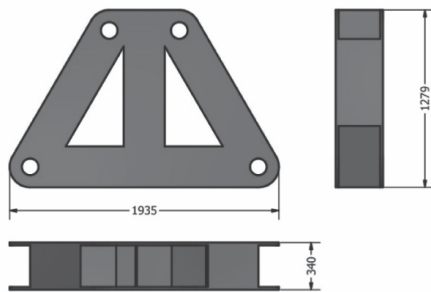
Theo tài liệu [3], bài báo nghiên cứu khung cầu chữ A cho tàu biển phục vụ nhiệm vụ kéo thả thiết bị nghiên cứu, điều tra, khảo sát tài nguyên môi trường biển, tập trung phân tích sâu về kết cấu, tầm với, khả năng hoạt động của các loại cầu chữ A có tải trọng từ 5 đến 15

tần để làm cơ sở nghiên cứu, thiết kế khung cầu chữ A. Khung cầu gồm 2 đoạn với 2 hệ thống thủy lực để điều khiển việc nâng lên, hạ xuống cũng như việc kéo vào và đẩy ra khỏi mạn tàu; chiều cao tối đa 8m, sức nâng tối đa 15 tấn.

- Kết cấu khung thép của cụm đế bao gồm 02 dầm dọc và 02 dầm ngang được lắp với nhau bằng các liên kết bu lông, cụm đế được hàn trực tiếp vào mặt boong tàu, trên 2 dầm dọc có các gối đỡ lắp cụm hình thang và cụm xy-lanh vuron của khung cầu.



Hình 4. Kết cấu của cụm đế khung cầu



Hình 5. Kết cấu cụm hình thang

- Kết cấu cụm hình thang là khung thép có 04 lỗ bắt chốt để liên kết cụm hình thang với cụm đế, cụm dầm dọc và cụm xy-lanh vuron, cụm xy-lanh cần.

- Cụm dầm đứng là khung thép kết cấu trên đó có 02 lỗ bắt chốt để liên kết với cụm hình thang và cụm xy-lanh cần, đầu bích của cụm đế liên kết bu lông với cụm dầm vuông.

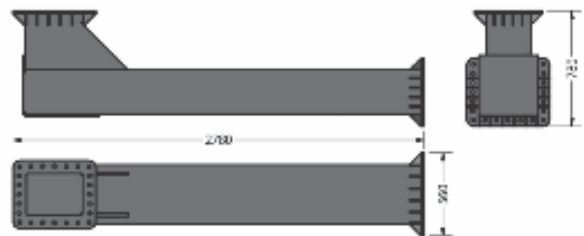
- Cụm dầm vuông dài là khung thép kết cấu trên đó có đầu bích để liên kết bu lông với cụm dầm đứng và cụm dầm ngang.

- Cụm dầm vuông ngắn là khung thép kết cấu trên đó có đầu bích để liên kết bu lông với cụm dầm đứng và cụm dầm ngang.

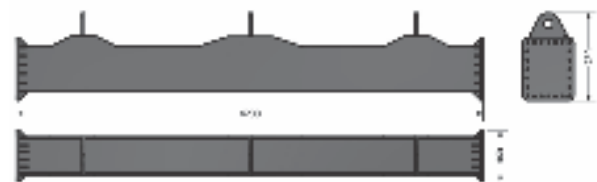
- Cụm dầm ngang là khung thép kết cấu trên đó có 02 đầu bích để liên kết bu lông với 02 cụm dầm vuông. Dầm ngang có 03 vị trí lỗ treo puly để sử dụng linh hoạt cho các thiết bị khảo sát.




Hình 6. Dầm đứng



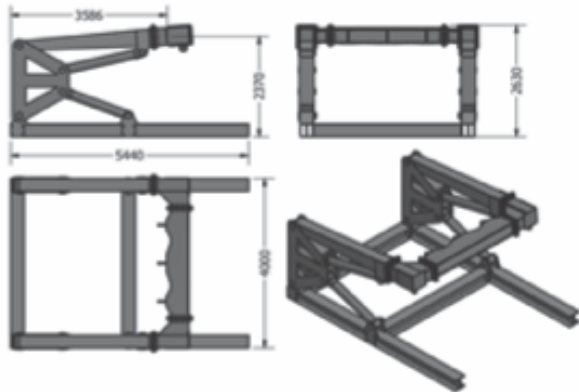
Hình 7. Cụm dầm vuông



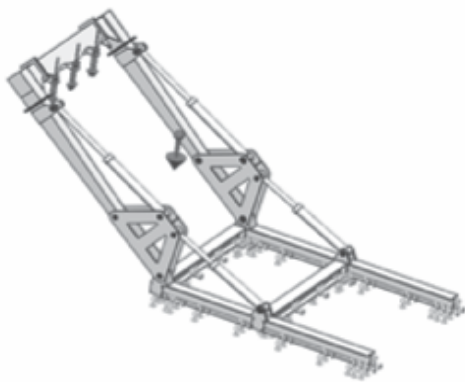
Hình 8. Cụm dầm ngang

Sử dụng phần mềm SAP2000 tính toán kết cấu thép các cụm máy với các bước sau: Xây dựng sơ đồ hóa; khai báo vật liệu; khai báo mặt cắt; khai báo tải trọng và tổ hợp tải trọng; xây dựng sơ đồ tính (khai báo liên kết, mặt cắt, 

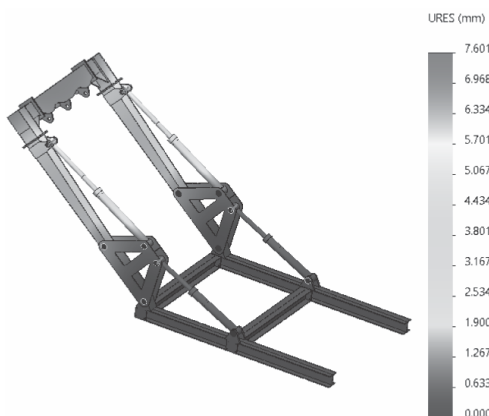
tải trọng chi tiết); chạy phần mềm, xuất kết quả (biểu đồ, bảng tính); kiểm tra khả năng chịu tải và tối ưu mặt cắt. Trong quá trình tính toán thiết kế có các kết quả sau:



Hình 9. Lắp ghép kết cấu khung nâng



Hình 10. Sơ đồ tính, đặt lực

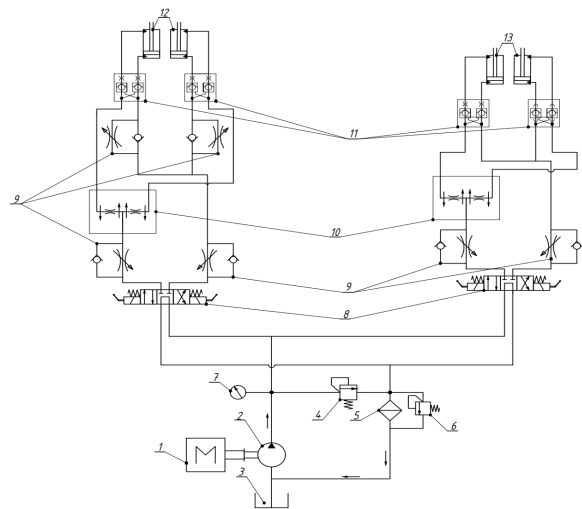


Hình 11. Kết quả phân tích chuyển vị

Tối ưu kết cấu bằng phần mềm SAP2000, ta được khung chính làm bằng thép đặc có mặt 40x160mm; khung đỡ phễu chứa dùng thép C60 chống và thép C100 để giằng; phễu chứa dùng tôn 4mm.

2.3. Tính toán hệ thống thủy lực

Nội dung tính toán thiết kế mạch thủy lực sẽ tính chọn và kiểm nghiệm phần tử thủy lực khi lắp ghép vào mạch nhằm đảm bảo các thông số về áp suất, lưu lượng và công suất để thực hiện chức năng của khung nâng chữ A. Qua khảo sát chức năng và phạm vi hoạt động của khung nâng, thiết kế được sơ đồ mạch thủy lực dẫn động hệ thống khung nâng (Hình 12). Các phần tử thủy lực được tính chọn dựa trên yêu cầu về áp suất, lưu lượng và công suất cần có. Thông số kỹ thuật của các phần tử thủy lực thể hiện ở Bảng 1.



Hình 12. Sơ đồ mạch thủy lực dẫn động hệ thống khung nâng.

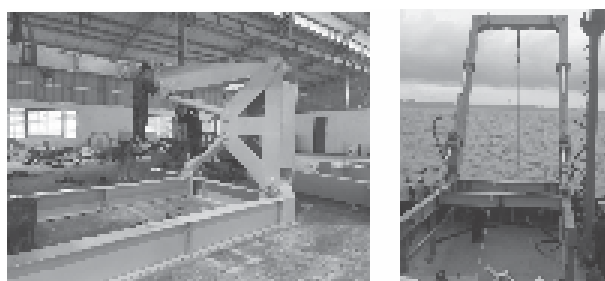
1. Động cơ điện; 2. Bơm thủy lực; 3. Thùng dầu thủy lực; 4. Van an toàn bảo vệ bơm; 5. Lọc dầu; 6. Van an toàn lọc dầu; 7. Đồng hồ đo áp suất đường dẫn; 8. Van 4 cửa 3 vị trí; 9. Van tiết lưu 1 chiều; 10. Van chia lưu lượng; 11. Van chống tụt; 12. Xy-lanh ra, vào cụm hình thang; 13. Xy-lanh ra vào cần

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của phần tử thủy lực trong hệ thống

TT	Tên gọi	SL	Ký hiệu	Áp suất (bar)	L.Lượng (lít/phút)
1	Động cơ điện dẫn động bộ nguồn thủy lực 45 kW, 1500 vg/phút	01	EM-225M-4	--	--
2	Bơm nguồn thủy lực	01	HDS-84	350	126
3	Bầu lọc	01	MF-20	--	700
4	Đường ống thủy lực, phi 25mm		DBK	280	--
5	Thùng dầu, 420 lít	01	KSS-250	--	--
6	Van phân phối	02	HUSCO-2101143201	--	--
7	Xy-lanh dài, 130mm	02	YR8XOH	280	82
8	Xy-lanh ngắn	02	MZ82CC	280	82

3. CHẾ TẠO SẢN PHẨM

Sau khi thiết kế, tính toán và sản xuất bản vẽ kỹ thuật, bản vẽ công nghệ các hệ thống kết cấu thép, hệ thống thủy lực và hệ thống điều khiển thì tiến hành chế tạo sản phẩm. Quá trình sản xuất, chế tạo sản phẩm được thực hiện từ các chi tiết, cụm chi tiết đến cụm tổng thành và lắp ráp, thử nghiệm hoàn thiện hệ khung nâng.



Hình 13. Sản xuất, lắp ráp các cụm chi tiết lên tàu.



Hình 14. Hoàn thiện và thử nghiệm sản phẩm trên tàu Bạch Long Vĩ (SV45-01)

4. KẾT LUẬN

Trong quá trình thiết kế và chế tạo khung cầu chữ A linh hoạt phục vụ kéo thả thiết bị nghiên cứu, điều tra, khảo sát tài nguyên môi trường biển theo nhiệm vụ của Đề tài nghiên cứu Khoa học Công nghệ cấp Bộ Tài nguyên và Môi trường, mã số: TNMT.2022.03.11, nhóm tác giả có các kết luận sau đây:

- Đã phân tích kết cấu, phân tích hệ thống và đưa ra được phương án thiết kế, chế tạo sản phẩm phù hợp và hiệu quả;

- Đã sử dụng phần mềm hiện đại SAP 2000 để tính toán kết cấu thép của khung nâng và sử dụng các phần mềm Inventer và Autocad để thiết kế bản vẽ và xác định thông số động lực của hệ thống;

- Đã thiết kế mới hệ thống truyền động thủy lực, hệ thống điều khiển với độ tin cậy cao;

- Đã chế tạo thành công hệ thống khung nâng chữ A, lắp ráp hệ thống khung nâng lên tàu Bạch Long Vĩ và thử nghiệm thành công hệ thống;

- Nội dung bài báo đã xây dựng được cơ sở khoa học, giải pháp công nghệ khi thiết kế chế tạo khung nâng chữ A lắp trên tàu khảo sát tài nguyên môi trường biển cũng như các hệ thống nâng hạ có tính năng tương đồng. ❖

Ngày nhận bài: **15/7/2024**

Ngày phản biện: **18/8/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Thông tư số 57/2017/TT-BTNMT ngày 08/12/2017 về việc ban hành; “*Quy định kỹ thuật điều tra, khảo sát tổng hợp tài nguyên, môi trường biển độ sâu từ 20m nước trở lên bằng tàu biển*” của Bộ Tài nguyên và Môi trường.
- [2]. Bộ Tài nguyên và Môi trường; “*Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo khung cầu chữ A linh hoạt phục vụ kéo thả thiết bị nghiên cứu, điều tra, khảo sát tài nguyên môi trường biển*”, Thuyết minh đề cương đề tài Khoa học Công nghệ năm 2022, Mã số ĐT: TNMT.2022.03.11.
- [3]. Đỗ Hữu Tuấn, Bùi Văn Trâm; “*Nghiên cứu thiết kế kết cấu thép khung cầu chữ A phục vụ công tác khảo sát môi trường biển*”, Số đặc biệt 11/2022, Tạp chí Cơ khí Việt Nam.
- [4]. Bùi Văn Trâm, etc; “*Nghiên cứu xây dựng mô hình động lực học thiết bị nâng lắp trên tàu biển phục vụ khảo sát môi trường biển*”, Số đặc biệt 11/2022, Tạp chí Cơ khí Việt Nam.
- [5]. Đỗ Hữu Tuấn, Bùi Văn Trâm, Phùng Công Dũng; “*Máy nâng vận chuyển*”, NXB. Lao động, 2021.
- [6]. Phạm Văn Triệu; “*Nghiên cứu hệ thống điều khiển phi tuyến bền vững cho cần trục container đặt trên phao nổi*”, LATS kỹ thuật Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, 2020.

NGHIÊN CỨU, ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG BỀ MẶT CHI TIẾT KHI PHAY CÓ SỰ HỖ TRỢ CỦA RUNG SIÊU ÂM

RESEARCH AND EVALUATION OF SURFACE QUALITY OF MACHINED PARTS
WITH ULTRASONIC VIBRATION-ASSISTED MILLING

Trương Minh Đức, Nguyễn Tuấn Hưng

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

TÓM TẮT

Nghiên cứu này điều tra và đánh giá chất lượng bề mặt của các chi tiết gia công trong quá trình phay được hỗ trợ bởi rung động siêu âm. Phay có hỗ trợ siêu âm (UAM) là một kỹ thuật gia công tiên tiến tích hợp các rung động tần số cao vào quy trình phay thông thường để nâng cao hiệu suất. Nghiên cứu tập trung vào việc kiểm tra, đánh giá chất lượng bề mặt khi gia công có hỗ trợ rung siêu âm và gia công thông thường. Qua hàng loạt thử nghiệm, có thể đánh giá phương pháp rung siêu âm có chất lượng bề mặt tốt hơn phương pháp gia công thông thường. Các phát hiện cho thấy rằng việc áp dụng rung động siêu âm giúp cải thiện đáng kể độ hoàn thiện bề mặt, giảm mài mòn dụng cụ và nâng cao độ chính xác của các bộ phận gia công so với các phương pháp phay truyền thống. Nghiên cứu này góp phần nâng cao sự hiểu biết về UAM và ứng dụng công nghiệp nhằm đạt được chất lượng bề mặt trong gia công chính xác.

Từ khóa: Phay có hỗ trợ siêu âm; Chất lượng bề mặt; Độ nhám bề mặt; Độ chính xác gia công; Độ rung siêu âm; Thông số phay; Độ mòn dụng cụ; Gia công chính xác.

ABSTRACT

This research investigates and evaluates the surface quality of machined parts during ultrasonic vibration-assisted milling. Ultrasonic-assisted milling (UAM) is an advanced machining technique that integrates high-frequency vibrations into conventional milling processes to enhance performance. The research focuses on testing and evaluating surface quality when machining with ultrasonic vibration support and conventional machining. Through a series of tests, it can be evaluated that the ultrasonic vibration method has better surface quality than the conventional machining method. The findings show that applying ultrasonic vibration significantly improves surface finish, reduces tool wear, and enhances the precision of machined parts compared to traditional milling methods. This study contributes to improving the understanding of UAM and its industrial application to achieve surface quality in precision machining.

Keywords: Ultrasonic-assisted milling; Surface quality; Surface roughness; Machining accuracy; Ultrasonic vibrations; Milling parameters; Tool wear; Precision machining.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong ngành công nghiệp chế tạo, chất lượng bề mặt của các chi tiết gia công đóng vai trò quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng và tuổi thọ của sản phẩm. Các phương pháp gia công truyền thống mặc dù đã đạt được những tiến bộ đáng kể nhưng vẫn gặp nhiều hạn chế, đặc biệt là khi gia công các vật liệu cứng hoặc khi yêu cầu độ chính xác cao. Để khắc phục những hạn chế này, công nghệ phay có sự hỗ trợ của rung siêu âm (UAM) đã được phát triển và ứng dụng rộng rãi. UAM là kỹ thuật gia công tiên tiến kết hợp rung động tần số cao vào quá trình phay thông thường nhằm cải thiện hiệu suất gia công. Mặc dù UAM đã được nghiên cứu và áp dụng trong nhiều lĩnh vực, vẫn cần có những nghiên cứu chi tiết và toàn diện để đánh giá cụ thể hiệu quả của phương pháp này đối với chất lượng bề mặt chi tiết. Việc hiểu rõ hơn về cách thức rung siêu âm ảnh hưởng đến quá trình gia công và kết quả bề mặt sẽ giúp tối ưu hóa các thông số gia công, nâng cao chất lượng sản phẩm và giảm chi phí sản xuất.

Bài báo này tập trung nghiên cứu và đánh giá chất lượng bề mặt chi tiết khi phay có sự hỗ trợ của rung siêu âm, so sánh với phương pháp phay thông thường. Thông qua các thí nghiệm và phân tích kết quả, bài báo sẽ làm sáng tỏ những ưu điểm của phương pháp UAM, cung cấp cơ sở khoa học và thực tiễn cho việc ứng dụng công nghệ này trong ngành công nghiệp chế tạo. Năm 2019, V.S. Sohna và cộng sự đã nghiên cứu ảnh hưởng của rung siêu âm đến chất lượng bề mặt và độ mòn của dao cụ trong quá trình gia công hợp kim Ti-6Al-4V [1], cũng trong năm này thì tác giả R. Kozak và cộng sự cũng nghiên cứu về tác động của rung siêu âm đến đặc tính bề mặt và lực cắt trong quá trình gia công vật liệu khó cắt [2]. L. Lu và

cộng sự thì tập trung vào việc nghiên cứu cải thiện chất lượng bề mặt sản phẩm và tăng tốc quá trình gia công bằng rung siêu âm trong quá trình tiện vật liệu Al6061 [3], Rudranarayan Kandi và cộng sự đã mô phỏng lực cắt và nhiệt ở đầu dụng cụ ảnh hưởng đến độ nhám bề mặt cũng như một số tác giả khác cũng đã chứng minh rung siêu âm làm cho lực cắt giảm đi đáng kể và cải thiện được chất lượng bề mặt [4], [5], [6].

2. NGUYÊN LÝ HỖ TRỢ RUNG SIÊU ÂM

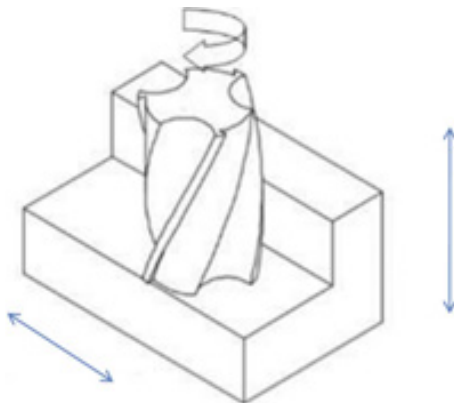
UVM dọc trục là công nghệ gia công dựa trên phay thông thường (CM) với sự hỗ trợ của rung động siêu âm phối rung dọc theo hướng nạp. Trong nghiên cứu này, dao động siêu âm với tín hiệu hình sin được tác động lên phôi, có thể làm cho phôi dao động với tần số cao và biên độ thấp trong quá trình gia công.

Nguyên lý hoạt động của phương pháp gia công phay với sự giúp đỡ của rung siêu âm (ultrasonic vibration-assisted milling) là sử dụng dao cắt để cắt chất liệu trong khi áp dụng rung siêu âm có tần số cao.

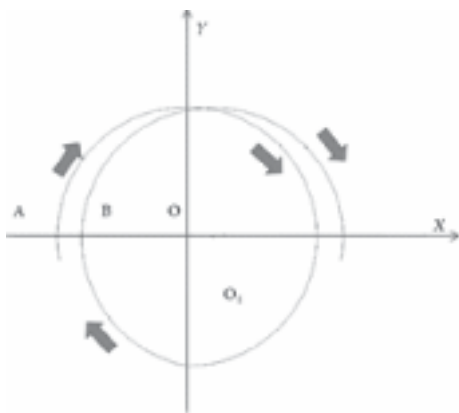
Khi dao cắt tiếp xúc với bề mặt gia công, rung siêu âm được truyền vào phôi và tạo ra dao động nhỏ, tăng cường khả năng cắt của dao. Với rung siêu âm, lực cắt trở nên nhỏ hơn và dễ dàng hơn để dao cắt bị mài mòn và giảm độ bền. Ngoài ra, áp dụng rung siêu âm cũng giúp tạo ra bề mặt gia công mịn hơn, giảm độ xước và cải thiện chất lượng sản phẩm.

Các tham số quan trọng trong quá trình phay có sự trợ giúp đỡ của rung siêu âm bao gồm tần số rung siêu âm, biên độ dao động, tốc độ cắt, độ sâu cắt và độ dày của lớp cắt. Việc điều chỉnh các tham số này sẽ ảnh hưởng đến hiệu quả của phương pháp gia công này.

Như trong hình 1, dao phay đứng dùng để phân tích quá trình phay, quỹ đạo đầu dao là một đường cong cyclo, như hình 2, trong đó A là điểm bắt đầu của quá trình cắt, O là tâm dao phay trong thời điểm này. Trong một chu kỳ cắt, điểm chạy dao đạt đến điểm B và tâm dao di chuyển đến điểm O₁, sau đó khoảng cách từ điểm A đến điểm B là bước tiến dao trên mỗi vòng quay.



Hình 1. Hướng rung động chính trong quá trình phay có hỗ trợ rung siêu âm



Hình 2. Đường đi của dao phay một cạnh trong 1,5 chu kỳ

Trong hình 2, tốc độ tiến dao và thời gian cắt có thể ảnh hưởng trực tiếp đến quỹ đạo chuyển động của tâm dao phay. Bên cạnh đó, quỹ đạo đầu dao còn bị ảnh hưởng bởi tốc độ trục chính và bán kính dao phay.

Phương trình quỹ đạo của tâm dao phay là:

$$\begin{aligned} x_0 &= f_z \cdot N \cdot n \cdot t, \\ y_0 &= 0. \end{aligned}$$

Phương trình quỹ đạo của mũi dao là Nth:

$$\begin{aligned} x_n &= f_z \cdot N \cdot n \cdot t + r \cdot \sin(\omega \cdot t - n \cdot \varphi), \\ y_n &= r \cdot \cos(\omega \cdot t - n \cdot \varphi), \end{aligned}$$

Trong đó:

- f_z là bước tiến dao trên mỗi răng;
- n là tốc độ trục chính;
- t là thời gian cắt;
- r là bán kính dao phay;
- ω là tần số góc quay của dao;
- φ là góc giữa các răng liền kề;
- N là số của các cạnh cắt.

Dao phay loại 3 cạnh được xem xét, do đó $n = 0, 1$ và 2 . Để quan sát chuyển động của lưỡi dao trong quá trình phay một cách trực quan hơn, tốc độ tiến dao được đặt là 40 mm/phút và bán kính dao là 8 mm.

Ngoài ra, phương trình quỹ đạo của tâm dao phay là:

$$\begin{aligned} x_0 &= f_z N n t + A \sin(2\pi f t + \psi), \\ y_0 &= 0. \end{aligned}$$

Phương trình quỹ đạo của mũi dao là:

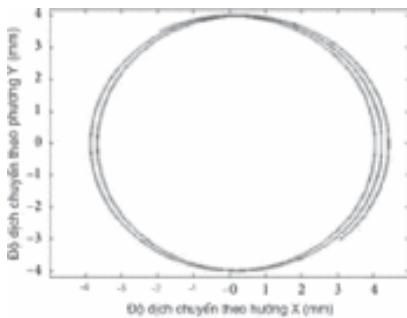
$$\begin{aligned} x_n &= f_z N n t + A \sin(2\pi f t + \psi) + r \sin(\omega t - N\phi), \\ y_n &= r \cos(\omega t - N\phi), \end{aligned}$$

Trong đó:

- A là biên độ dao động;
- f là tần số dao động;
- Ψ là góc pha ban đầu của tín hiệu dao động.



Quỹ đạo phay có hỗ trợ rung động của một trong các mũi dao đơn được mô phỏng bằng Matlab như thể hiện trong Hình 3. Công việc này chủ yếu tập trung vào rung động hướng tiến dao, bao gồm ảnh hưởng của biên độ rung siêu âm, tiến dao trên mỗi răng và tốc độ trục chính đối với lực phay, độ chính xác gia công phôi và độ chính xác kích thước.



Hình 3. Quỹ đạo của dao

Gia công phay có hỗ trợ của rung siêu âm dọc trục là công nghệ gia công dựa trên phay thông thường với sự hỗ trợ của rung động siêu âm phôi rung dọc theo hướng chuyển động. Trong nghiên cứu này, dao động siêu âm với tín hiệu hình sin được tác động lên phôi, có thể làm cho phôi dao động với tần số cao và biên độ thấp trong quá trình gia công.

Nguyên lý hoạt động của phương pháp gia công phay với sự giúp đỡ của rung siêu âm (ultrasonic vibration-assisted milling) là sử dụng dao cắt để cắt chất liệu trong khi áp dụng rung siêu âm có tần số cao.

Khi dao cắt tiếp xúc với bề mặt gia công, rung siêu âm được truyền vào phôi và tạo ra dao động nhỏ, tăng cường khả năng cắt của dao. Với rung siêu âm, lực cắt trở nên nhỏ hơn và dễ dàng hơn để dao cắt bị mài mòn và giảm độ bền. Ngoài ra, áp dụng rung siêu âm cũng giúp tạo ra bề mặt gia công mịn hơn, giảm độ xước và cải thiện chất lượng sản phẩm.

Các tham số quan trọng trong quá trình phay có sự trợ giúp đỡ của rung siêu âm bao gồm tần số rung siêu âm, biên độ dao động, tốc độ cắt, độ sâu cắt và độ dày của lớp cắt. Việc điều chỉnh các tham số này sẽ ảnh hưởng đến hiệu quả của phương pháp gia công này.

3. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

- Lắp đặt hệ thống rung siêu âm lên máy phay CNC OKK, kết nối đầu rung siêu âm với nguồn phát siêu âm.

- Hệ thống rung siêu âm được kẹp chặt trên eto, phôi được kẹp chặt như trên hình vào đồ gá và rung động siêu âm được truyền trực tiếp vào phôi.

* Thông số kỹ thuật

• Nguồn phát siêu âm:

+ Công suất: 1,5kW;

+ Điện áp: 220V;

+ Trọng lượng 6kg;

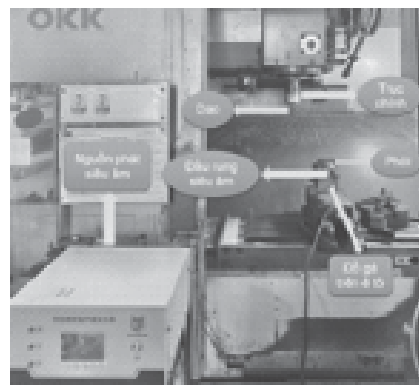
+ Xuất xứ: Trung Quốc.

• Đầu phát sóng siêu âm:

+ Công suất: 60W;

+ Tần số phát sóng siêu âm: 20kHz;

+ Trọng lượng: 1kg;



Hình 4. Hệ thống gia công phay có hỗ trợ rung siêu âm

- Sau khi lắp đặt xong, tiến hành thực nghiệm 14 lần gia công đối với gia công phay có hỗ trợ của rung siêu âm và 14 lần gia công phay không có hỗ trợ của rung siêu âm với cùng chế độ cắt.

- Đầu đo: Phần đầu đo có kích thước 4mm x 48mm

- Tốc độ di chuyển: 0,5mm/s.

Đo chất lượng bề mặt sau khi gia công được đánh giá kết quả trên máy đo độ nhám SJ-310 Mitutoyo với thông số kỹ thuật:



Hình 5. Đo bề mặt chi tiết sau khi gia công

- Phạm vi đo: Từ 0 đến 160 μm ;
- Độ chính xác đo: $\pm 0,005 \mu\text{m}$;
- Độ lặp lại: $\pm 0,001 \mu\text{m}$;
- Cấu trúc cảm biến: Cảm biến điện

dung;

Các thông số gia công được thể hiện ở bảng dưới đây:

	Tốc độ quay dao v/p	Tốc độ tiến dao (mm/răng)	Chiều sâu cắt (mm)	Phay thường Ra	Phay siêu âm Ra
Lần 1	1000	0,3	0,1	1,551	0,542
Lần 2	1100	0,3	0,1	1,226	0,521
Lần 3	1200	0,3	0,1	1,223	0,508
Lần 4	1300	0,3	0,1	1,188	0,236
Lần 5	1100	0,3	0,2	1,830	0,466
Lần 6	1000	0,3	0,2	1,984	0,547
Lần 7	900	0,3	0,2	2,063	0,588
Lần 8	800	0,3	0,2	2,250	0,659
Lần 9	1200	0,3	0,3	2,207	0,755
Lần 10	1100	0,3	0,3	2,215	0,652
Lần 11	1000	0,3	0,3	2,711	0,617
Lần 12	900	0,3	0,3	2,935	0,588
Lần 13	700	0,2	0,4	3,547	0,881
Lần 14	800	0,2	0,4	3,445	0,755

Từ bảng trên, ta có đồ thị quan hệ độ nhám giữa phương pháp gia công phay có hỗ trợ của rung siêu âm và phay thông thường như sau:



Hình 6. Đồ thị so sánh giá trị độ nhám

Nhận xét: Từ đồ thị so sánh giá trị độ nhám, ta nhận thấy khi gia công có hỗ trợ của rung siêu âm, chất lượng độ nhám Ra được cải thiện rõ rệt. Cụ thể, tất cả các giá trị độ nhám ở bảng và đồ thị của gia công có hỗ trợ của rung siêu âm đều nhỏ hơn giá trị độ nhám của gia công không có hỗ trợ của rung siêu âm ở cùng điều kiện gia công.

Ngoài ra, khi cố định bước tiến dao và chiều sâu cắt, số vòng quay tăng lên thì độ nhám bề mặt cũng được cải thiện, tức là giá trị độ nhám giảm dần; tương tự đối với giảm chiều sâu cắt, giá trị độ nhám cũng giảm; và giảm bước tiến dao, giá trị độ nhám cũng giảm dần, điều này cũng phù hợp với lý thuyết nhám bề mặt [7] và phù hợp với các công trình nghiên cứu đã công bố trước đây.

4. KẾT LUẬN

Nội dung chính của chương này là tập trung vào thực nghiệm và phân tích xử lý số liệu từ ảnh hưởng của các thông số vận tốc cắt của hai phương án phay thường và phay có hỗ trợ của rung siêu âm thì ta thấy phương pháp phay có hỗ trợ của rung siêu âm có độ bóng cao hơn, chất lượng bề mặt tốt hơn. Khi thay đổi tốc độ trục chính vòng quay tăng lên từ 700 –

1300 (vòng/phút), tốc độ tiến dao từ 0,3 – 0,2; chiều sâu cắt từ 0,1 – 0,4mm thì độ nhám bề mặt Ra đối với phương pháp gia công phay có hỗ trợ của rung siêu âm đều cải thiện so với phương pháp phay thông thường.

Như vậy có thể thấy rằng, phương pháp gia công có hỗ trợ của rung siêu âm là phương pháp gia công mới cải thiện chất lượng bề mặt hơn so với phương pháp gia công thông thường. Đây cũng là tiền đề để nghiên cứu sâu hơn phương pháp này ứng dụng trong giảng dạy và nghiên cứu tại Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp cũng như ứng dụng trong điều kiện sản xuất gia công ở Việt Nam. ❖

Ngày nhận bài: 28/4/2024

Ngày phản biện: 23/5/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. A Isaev, V Grechishnikov, M Kozochkin, P Pivkin, Y Petuhov and V Romanov, *Physical mechanism of ultrasonic machining* [Journal]. 10.1088/1757-899X/123/1/012045, 2016.
- [2]. L. Lu and (2020), *Study on Surface Quality Improvement of Al6061 Workpieces in Ultrasonic Vibration Assisted Turning* [Journal]. Materials.
- [3]. M.J. Nategh, S. Amini, H. Soleimanimehr, A. Abdullah, M.H. Sadeghi. *A Machining Force Model Developed for Ultrasonic Vibration-assisted Turning* [Journal]. https://www.researchgate.net/publication/228969307_A_Machining_Force_Model_Developed_for_Ultrasonic_Vibration-assisted_Turning_through_Statistical_Analysis_of_Influential_Parameters, 2009.
- [4]. Pankaj Sonia [et al.], *Influence of ultrasonic vibration assistance in manufacturing processes: A Review* [Journal]. Materials and Manufacturing Processes.
- [5]. R. Kozak and (2019), *Influence of ultrasonic vibration assistance on surface topography and cutting force in turning process of difficult-to-cut material* [Journal]. Precision Engineering.
- [6]. Rudranarayan Kandi [et al.], *Ultrasonic vibration-assisted turning of Titanium alloy Ti-6Al-4V: numerical and experimental investigations* [Journal]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.
- [7]. GS,TS. Nguyễn Đắc Lộc, PGS,TS. Lê Văn Tiên, PGS,TS. Ninh Đức Tôn, PGS,TS. Trần Xuân Việt; “*Sổ tay công nghệ chế tạo máy tập 2*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2005.

NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO THIẾT BỊ MÀI MÒN ỨNG DỤNG KIỂM TRA ĐỘ BỀN MÒN TRỤC HÀN ĐẮP PHỤC HỒI

STUDY ON FABRICATION OF ABRASIVE EQUIPMENT FOR TESTING WEAR RESISTANCE RESTORED STEEL SHAFT

Nguyễn Minh Tân*, Ngô Thị Thảo, Nguyễn Văn Nhất, Nguyễn Anh Tuấn
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

TÓM TẮT

Đánh giá độ bền mòn của các chi tiết làm từ vật liệu phủ cứng kim loại thường gặp khó khăn trong việc lựa chọn cặp vật liệu mài mòn. Đặc biệt các bề mặt cần đánh giá mài mòn có độ cứng cao, để đảm bảo độ chính xác cần được thử nghiệm trong khoảng thời gian dài. Do đó, vật liệu tương ứng để đánh giá mòn phải có tính chịu mòn cao trong nhiều giờ. Máy phải hoạt động ổn định liên tục trong suốt thời gian thử nghiệm. Bài báo này tập trung vào nghiên cứu chế tạo thiết bị kiểm tra mài mòn bề mặt trục thép hàn đắp phục hồi. Thiết bị này được ứng dụng để đánh giá độ bền mòn lớp hàn đắp phục hồi của trục thép C45 bằng phương pháp hàn lăn vật liệu hàn phụ dây thép C70. Các mẫu hàn được thử mòn dựa trên tiêu chuẩn ASTM G99-17 nhằm đánh giá các thông số cơ bản của chế độ hàn như I_p , F , Q_n đến chất lượng bền mòn của mẫu trục hàn phục hồi.

Từ khóa: Trục thép; Hàn đắp; Hàn lăn; Dây thép C70; Trục thép C45; Độ bền mòn.

ABSTRACT

Evaluating the wear resistance of hardfacing parts often involves difficulties in choosing abrasive material pairs. Especially, the surfaces that need to be evaluated for abrasion have high hardness. In order to ensure accuracy, they need to be tested over a long period of time. Therefore, high wear resistance over a long time is a requirement of abrasion evaluation materials. The machine must operate continuously throughout the testing time. This article focuses on researching and manufacturing equipment that test the wear of restored welded steel shafts. This equipment is used to evaluate the wear resistance of the restoration layer of the C45 steel shaft by resistance seam welding using the C70 steel filler wire. The wear test samples were prepared based on ASTM G99-17 standard to evaluate the influence of welding parameters such as I_p , F , Q_n on the wear resistance of the restored welded shaft.

Keywords: Steel shaft; Hardfacing; Resistance seam welding; C70 steel wire; C45 steel shaft; Wear resistance.

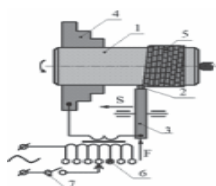
1. TỔNG QUAN

1.1. Tổng quan về hàn đắp phục hồi chi tiết dạng trục bằng phương pháp hàn lăn vật liệu phụ dây thép

Hàn phục hồi chi tiết máy dạng trục là phương pháp cải tiến thiết bị dựa trên phương pháp hàn điện tiếp xúc đường gián đoạn, trên phương diện kết hợp với đồ gá xoay. Ngoài việc con lăn điện cực lăn, ép và cấp dòng điện gián đoạn thì đồ gá kẹp phôi cũng xoay tròn. Đồng thời, con lăn điện cực hoặc phôi, một trong hai phải tịnh tiến theo phương dọc trục phục hồi để tạo ra vòng xoắn ốc [1].

Hàn phục hồi chi tiết tròn xoay bằng phương pháp hàn điện tiếp xúc được nhà khoa học Klimentov Y.V nghiên cứu đầu tiên vào những năm 70, sau đó được nghiên cứu và mở rộng rất mạnh bởi các nghiên cứu của ông và các nhà khoa học khác như: Dubrovsky, Karakozov E. S, Nafikov M. Z, Nurtdinov D. M [2], [3], [4], [5], [6].

Bản chất của quá trình hàn điện tiếp xúc phục hồi chi tiết tròn xoay với vật liệu phụ dây kim loại là sự biến dạng dẻo đồng thời của dây kim loại phụ và bề mặt chi tiết trục phục hồi đều được nung nóng đến trạng thái chảy dẻo bởi xung điện có cường độ cao trong khoảng thời gian 0,02-0,06s. Sau mỗi chu kỳ nhiệt và ép nén thì dây kim loại sẽ bị chôn lún đạt khoảng 40÷60 % [7]. Nguyên lý của phương pháp được thể hiện như (Hình 1).

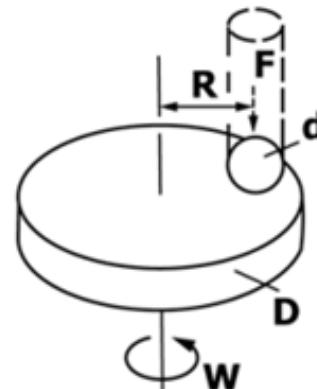


1 – Chi tiết trục;
2 – Dây hàn;
3 – Điện cực hàn kiểu con lăn;
4 – Mâm cặp;
5 – Lớp phủ kim loại.

Hình 1. Sơ đồ hàn điện tiếp xúc phục hồi chi tiết tròn xoay vật liệu phụ dây thép [1]

1.2. Tổng quan về phương pháp kiểm tra độ bền mòn

Trong nghiên cứu này sử dụng phương pháp kiểm tra độ bền mòn theo tiêu chuẩn ASTM G99-17 Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk. Phương pháp thử này bao gồm quy trình trong phòng thí nghiệm để xác định độ mòn của vật liệu trong quá trình trượt bằng thiết bị dạng Pin được ghim trên đĩa. Vật liệu được thử nghiệm theo cặp trong điều kiện không mài mòn thông thường. Các yếu tố được quan tâm trong thử nghiệm là độ hao mòn của cặp vật liệu mài mòn và hệ số ma sát sẽ được xác định. Tiêu chuẩn phương pháp thử này sử dụng một bộ thông số thử cụ thể (tải trọng, tốc độ trượt, vật liệu, v.v.). Mô hình thử nghiệm được mô tả như (Hình 2).



F là lực pháp tuyến tác dụng lên chốt; *d* là đường kính chốt hoặc bi; *D* là đường kính đĩa; *R* là bán kính vết mòn và *w* là tốc độ quay của đĩa.

Hình 2. Sơ đồ hệ thống kiểm tra độ mòn của Pin-on-Disk [8]

2. QUÁ TRÌNH THỰC NGHIỆM HÀN MẪU

Nghiên cứu này lựa chọn quy trình hàn phục hồi chi tiết trục thép C45 với vật liệu phụ là dây thép C70 với các chế độ hàn chọn như trong Bảng 1.

Bảng 1. Bảng thông số chế độ hàn thực nghiệm [9]

Thông số công nghệ	Ký hiệu	Đơn vị	Mức 1	Mức 2	Mức 3
Đường kính trục hàn	D_t	mm	99	99	99
Đường kính dây hàn	d_d	mm	1,8	1,8	1,8
Dòng điện hàn	I_h	kA	6,5	7,5	8,5
Đường kính điện cực	D	mm	220	220	220
Lực ép điện cực	F	kN	1,7	2,0	2,3
Thời gian xung điện	t_i	s (giây)	0,04	0,04	0,04
Thời gian dừng xung điện	t_n	s (giây)	0,08	0,08	0,08
Vận tốc hàn	V_h	cm/s	1,5	1,5	1,5
Bước tiến theo vòng xoắn ốc	S_t	mm/vòng	2,5	2,5	2,5
Lưu lượng nước làm mát	Q_n	Lít/phút	1,0	1,5	2,0

Các thông số biến động bao gồm Cường độ dòng điện hàn I_h , lực ép con lăn điện cực F, lưu lượng nước làm mát Q_n được bố trí gồm 9 thí nghiệm theo ma trận thực nghiệm Taguchi như trong Bảng 2.

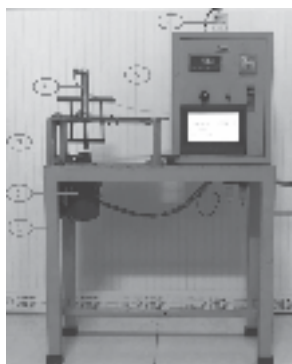
Bảng 2. Thông số hàn các mẫu thực nghiệm bố trí theo ma trận thực nghiệm Taguchi

Số thí nghiệm	Mẫu số	I_h (kA)	F (kN)	Q_n (L/phút)
1	M1	6,5	1,7	1,0
2	M2	6,5	2,0	1,5
3	M3	6,5	2,3	2,0
4	M4	7,5	1,7	1,5
5	M5	7,5	2,0	2,0
6	M6	7,5	2,3	1,0
7	M7	8,5	1,7	2,0
8	M8	8,5	2,0	1,0
9	M9	8,5	2,3	1,5

3. NGHIÊN CỨU CHẾ TẠO THIẾT BỊ KIỂM TRA MÀI MÒN

Dựa trên nguyên lý của phương pháp ASTM G99-17 Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk mà thiết bị được chế tạo có kết cấu như trên Hình 3.

1) Khung máy được kết cấu bằng thép hộp 20x40x1.5; 2) Động cơ được gắn trực tiếp phía dưới mặt bàn gá, trục của động cơ nhô cao lên phía trên mặt bàn gá để lắp ghép với đĩa mài; 3) Giá đỡ piston được chế tạo bằng nhôm hình để đảm bảo độ chính xác và dẫn hướng của piston khí nén; 4) Piston khí nén được gắn trên một phiến trượt bằng nhôm có thể điều chỉnh được thông qua chi tiết vít chỉnh nhằm thay đổi bán kính quét của pin trên đĩa mài thông qua thước chỉnh (Hình 5); 5) Tủ điều khiển là phần quan trọng nhất của hệ thống bao gồm một màn hình hiển thị HDMI (Hình 4) kết nối với PLC để cài đặt và lựa chọn thông số, đồng thời có thêm đồng hồ hiển thị số vòng quay của đĩa mài và thời gian thử nghiệm (Hình 4) thông qua hệ cảm biến đếm và một nút kim loại được gắn ở phía bên của các đĩa mài (Hình 6); 6) Để duy trì áp lực của pin lên đĩa mài thì máy có sử dụng một van khí nén tuyến tính SMC ITV1030-212CL (Hình 7).

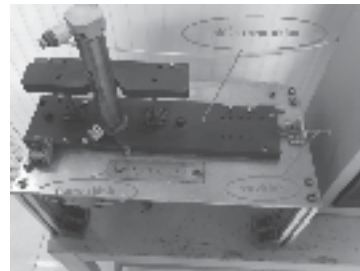


1 – Khung và bàn máy; 2 – Động cơ servo; 3 – Giá đỡ piston;
4 – Piston khí nén; 5 – Tủ điều khiển và hiển thị;
6 – Van ổn định áp suất khí nén

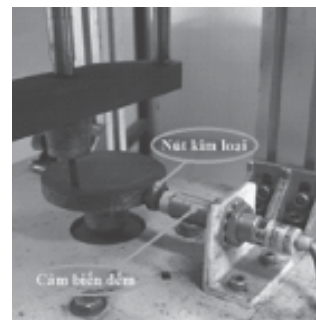
Hình 3. Thiết bị kiểm tra độ mòn của Pin-on-Disk



Hình 4. Tủ cài đặt và hiển thị chế độ kiểm tra thử mòn



Hình 5. Bộ phận điều chỉnh bán kính quét



Hình 6. Bộ đếm vòng quay đĩa mài

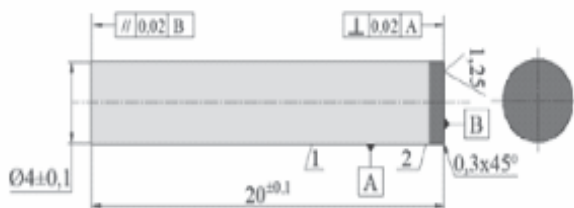


Hình 7. Van tuyến tính SMC ITV1030-212CL

4. QUÁ TRÌNH GIA CÔNG MẪU KIỂM TRA VÀ TIẾN HÀNH THỬ NGHIỆM

• Chế tạo mẫu Pin mài mòn

Pin kiểm tra mài mòn được cắt dây từ các mẫu hàn thực nghiệm có kích thước như Hình 8. Đường kính $\varnothing 4$ có tiết diện tương đương với diện tích một điểm hàn. Các Pin kiểm tra mài mòn sau cắt dây được đánh số thứ tự theo các mẫu hàn được cắt ra như Hình 11.

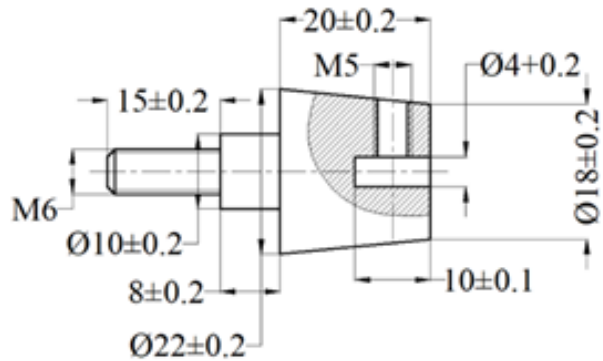


1 – Kim loại nền trực; 2 – Kim loại lớp hàn đắp
Hình 8. Mẫu Pin kiểm tra mài mòn

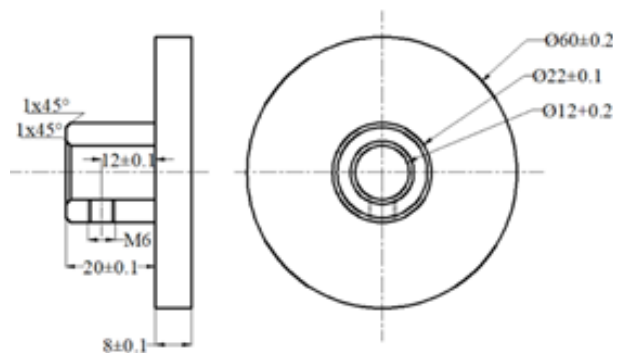
Pin hàn được gắp trên một đầu kẹp Pin được thiết kế và gia công như Hình 9 và cố định trên đầu Piston khí nén (Hình 6).

• Chế tạo mẫu đĩa mài mòn

Đĩa mài cần có bề mặt tạo ma sát cao để có khả năng mài mòn được bề mặt mỗi hàn đã tôi có độ cứng cao khoảng 50÷55 HRC. Dựa trên các nghiên cứu thì đĩa mài được thiết kế và chế tạo như Hình 9. Trên bề mặt đĩa mài mòn được phun phủ một lớp bột kim loại P216/30 (Aluminium Oxide 87%, Titanium Dioxide 13%) của hãng Metallisation Limited – Anh Quốc sản xuất bằng phương pháp phun Plasma. Lớp phủ có độ cứng khuyến cáo là 65 HRC. Các đĩa được phun phủ với cùng một chế độ tiêu chuẩn khuyến cáo của hãng. Các đĩa sau phun có cấu tạo như trên Hình 10.

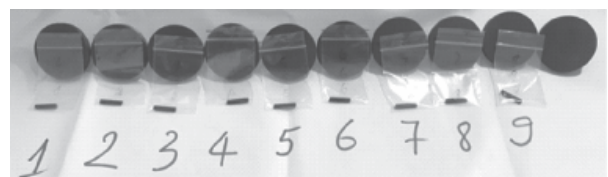


Hình 9. Đầu kẹp và dẫn hướng Pin kiểm tra mài mòn



Hình 10. Bản vẽ đĩa kiểm tra mài mòn

Các cặp Pin và đĩa mài mòn sau khi gia công được xếp và đánh dấu thành từng cặp như Hình 11.



Hình 11. Pin và đĩa kiểm tra mài mòn sau phun phủ

5. KẾT QUẢ KIỂM TRA VÀ BÀN LUẬN

Với chế độ mài mòn được lựa chọn và tiến hành trên thiết bị chế tạo cho kết quả về độ hụt trọng lượng của các Pin mài mòn như trong Bảng 3.



Bảng 3. Kết quả kiểm tra lượng mòn trung bình các mẫu hàn thực nghiệm

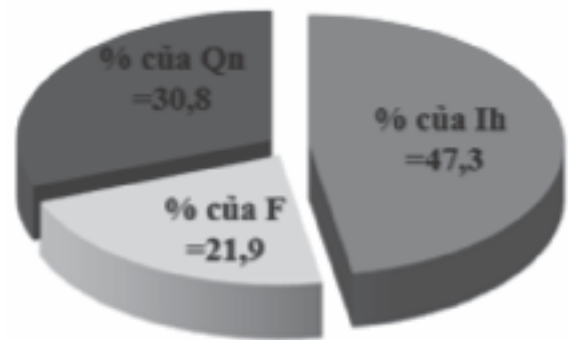
Tên mẫu	Đường kính quét D (mm)	Số vòng quay n (vòng)	Thời gian t (giờ)	Quãng đường trượt S (mm)	Tải trọng nén (N)	Mẫu trước mài (g)	Mẫu sau mài (g)	Độ mòn ΔP (g)
M1	30	2880	16	271296	15	2.057	1.933	0.124
M2	30	2880	16	271296	15	2.13	2.021	0.109
M3	30	2880	16	271296	15	2.18	2.098	0.082
M4	30	2880	16	271296	15	2.088	2.009	0.079
M5	30	2880	16	271296	15	2.163	2.091	0.072
M6	30	2880	16	271296	15	2.076	1.966	0.110
M7	30	2880	16	271296	15	2.099	2.000	0.099
M8	30	2880	16	271296	15	2.1	2.026	0.074
M9	30	2880	16	271296	15	2.122	2.053	0.069

Để đánh giá sự ảnh hưởng của các thông số công nghệ: cường độ dòng điện hàn I_h , lực ép con lăn điện cực F, lưu lượng nước làm mát Q_n , nghiên cứu sử dụng phương pháp thực nghiệm Taguchi và phần mềm Minitab xác định được các mức của thông số công nghệ I_h , F, Q_n để có được độ hao hụt của Pin mài mòn là nhỏ nhất (độ bền mòn lớn nhất). Với chỉ tiêu lượng mòn nhỏ hơn thì tốt hơn được đồ thị phân mức các yếu tố công nghệ đến chất lượng đầu ra mài mòn là: Cường độ dòng điện hàn I_h , lực ép con lăn điện cực F, lưu lượng nước làm mát Q_n tương ứng là mức 3-2-3 như Hình 12.



Hình 12. Biểu đồ phân mức của thông số công nghệ nhằm đạt độ bền mòn lớp hàn cao nhất trên Minitab

+ Với phần trăm ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến chất lượng độ cứng đầu ra như trên Hình 13.



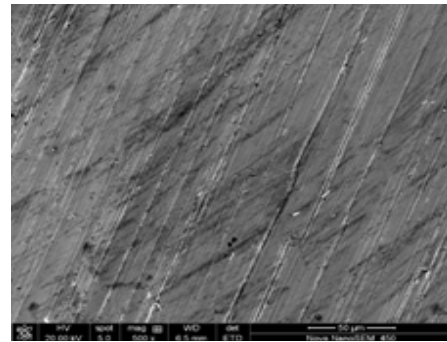
Hình 13. Biểu đồ thể hiện sự ảnh hưởng của các thông số công nghệ I_h , F, Q_n đến độ bền mòn lớp hàn đắp

Để làm rõ về khả năng mài mòn của các mẫu thử, các kết quả đo độ cứng macro của các mẫu hàn cũng đưa ra như trong Bảng 4. Đồng thời, bề mặt pin thử mòn cũng được chụp thông qua hệ thống điện tử quét Sem được thể hiện trên Hình 14 nhằm đánh giá chính xác hơn độ bền mòn cho các mẫu hàn.

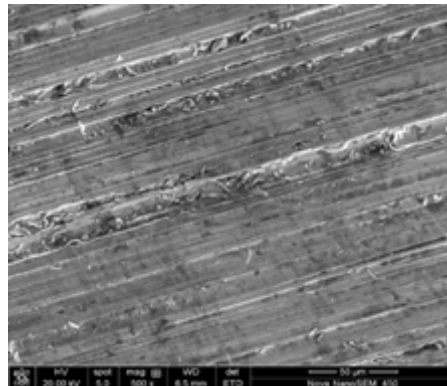
Bảng 4. Kết quả kiểm tra độ cứng macro các mẫu hàn đắp phục hồi

Mẫu	Mẫu 01	Mẫu 02	Mẫu 03	Mẫu 04	Mẫu 05	Mẫu 06	Mẫu 07	Mẫu 08	Mẫu 09
Độ cứng HRC	50,5	50,1	52,2	51,8	52,4	50,4	54,5	51,0	53,9

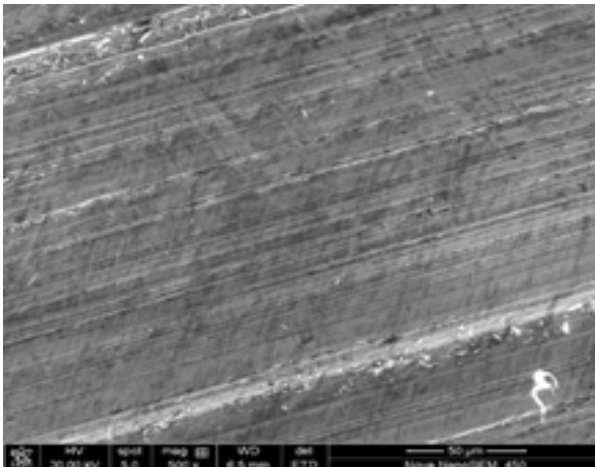
Bảng 4 cho thấy: Các mẫu có độ hạt nhỏ, tức độ bền mòn cao. Các mẫu có độ bền mòn khá tương đồng với độ cứng của các mẫu hàn. Sơ bộ cho thấy các mẫu có độ cứng cao như mẫu M7, M9, M3, M5 tương ứng cho độ bền mòn ở mức trung bình và cao. Tuy nhiên, độ cứng không hoàn toàn quyết định độ bền mài mòn của chi tiết. Đặc biệt trong hàn điện tiếp xúc thì yếu tố rèn dập (lực ép con lăn điện cực theo chu kỳ xung điện) cũng có ảnh hưởng khá nhiều đến độ bền mài mòn của chi tiết. Độ không tương đồng về tổ chức kim loại mỗi hàn, không được đồng đều như chi tiết cơ bản ban đầu cũng được xem là nguyên nhân dẫn đến độ bền mòn mẫu thử thay đổi. Đó cũng là nhược điểm của phương pháp phục hồi so với chế tạo mới. Ngoài ra, nếu độ cứng quá cao, trong quá trình chịu mài mòn mẫu thử chi tiết có xu hướng bị vỡ giòn, lầy hạt. Đây chính là nguyên nhân mẫu hàn M7 có độ cứng cao nhất nhưng lại không phải là mẫu có độ bền mòn cao nhất. Giải thích này còn được thể hiện qua hình ảnh chụp SEM bề mặt các mẫu thử mòn (Hình 14).



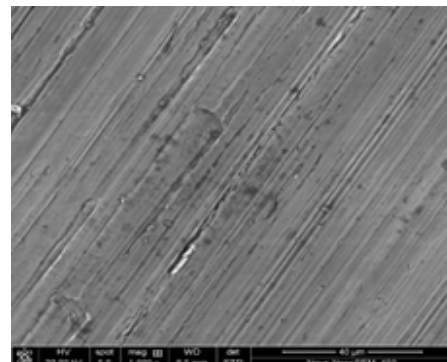
Mẫu 5



Mẫu 7



Mẫu 3



Mẫu 9

Hình 14. Hình ảnh bề mặt pin thử mòn được chụp thông qua hệ thống điện tử quét Sem các mẫu 3, 5, 7, 9



Hình ảnh bề mặt Pin thử mòn các mẫu M3, M5, M9 có bề mặt với các vết mài tương đối đều, ổn định. Bề mặt trơn và bóng đều hơn cả được thể hiện trên mẫu chụp số M9. Mẫu M7 có độ cứng cao nhất nhưng bề mặt không trơn bóng mà có xu hướng bị lầy hạt (các hạt kim loại bị vỡ và tách ra khỏi bề mặt liên kết), đó là hiện tượng bở ròn khi giá trị độ cứng vượt qua giới hạn khi chịu áp lực của ma sát mài mòn.

Lời cảm ơn:

Bài báo này đã nhận được sự hỗ trợ về tài chính của đề tài khoa học công nghệ cấp Bộ mã số B2003-SKH-02. ❖

Ngày nhận bài: **22/5/2024**

Ngày phản biện: **18/6/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Minh Tân (2019); “Nghiên cứu công nghệ hàn lăn tiếp xúc phục hồi chi tiết máy dạng trục”, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Viện Nghiên cứu Cơ khí.
- [2]. Dubrovsky V. A. (1997); “*Equipment UEN-01 for electric resistance surfacing and surface quenching of shaft-type components*”, Svar Proiz (7) 37-38.
- [3]. Karakozov E. S. (1976); “*Solid phase bonding of metals*”, Moscow: Metallurgiya.
- [4]. Klimenko Y. V. (1978), “*Electric resistance surfacing*”, Moscow: Metallurgiya Publ, 128 pages.
- [5]. Nafikov M. Z. (2009); “*A method for the determination of the plastic deformation resistance of filler wires in electric resistance surfacing*”, Welding International, Vol. 23, No. 11, 861-864.
- [6]. Saifullin R. N., Zaripov A. F. (2013), “*Method of recovery small worn parts electrocontact welding powder*”, All-Russian Scientific and Practical Conference, June 06-07, Bashkir State University, city of Ufa, Pages 276-278.
- [7]. Nafikov M. Z. (2010); “*Process validation and development of technical means to restore tractor parts with electric contact surfacing*”, Abstract of Doct. diss. Saransk, 36 page.
- [8]. ASTM G99 - 17 (2017), “*Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus*”.
- [9]. Lê Bá Thọ (2022); “*Nghiên cứu chất lượng lớp hàn đắp chịu mài mòn các chi tiết trục phục hồi bằng phương pháp hàn điện tiếp xúc đường*”, Luận văn Thạc sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên.

STATIC PULL-IN INSTABILITY ANALYSIS OF A MICROCANTILEVER UNDER UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADING AND ELECTROSTATIC INTERACTION FORCE USING SHOOTING METHOD

PHÂN TÍCH TÍNH CHO DẠNG MÁT ỔN ĐỊNH KÉO VÀO CỦA MỘT DÀM CÔNG-XÔN KÍCH THƯỚC MICRO CHỊU TẢI PHÂN BỐ ĐỀU VÀ LỰC TƯƠNG TÁC TĨNH ĐIỆN BẰNG PHƯƠNG PHÁP BẮN

Nguyen Nhu Hieu^{1*}, Pham Ngoc Chung²

¹Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics, Phenikaa University, To Huu Str., Yen Nghia Ward, Ha Dong Dist., Hanoi, Vietnam

²Faculty of Basic Science, Hanoi University of Mining and Geology, 18 Vien Str., Duc Thang Ward, Bac Tu Liem Dist., Hanoi, Vietnam

ABSTRACT

In this study, using the shooting method, the static pull-in instability phenomenon of a microcantilever beam under the effect of uniformly distributed loading and electrostatic interaction force is analyzed within the framework of the Euler-Bernoulli beam theory associated with the modified couple stress theory. The shooting method is a numerical treatment applied to the boundary value problem using approaches of numerical methods for initial condition problems. For the microcantilever beam under consideration, the shooting method is implemented based on the Runge-Kutta method combined with the Newton-Raphson iteration method. The profit of the present approach is to take advantage of the accuracy of the well-known Runge-Kutta algorithm and the Newton-Raphson method for algebraic equations with fast convergence. Because the governing equation of the beam is nonlinear, a highly accurate method becomes important in determining the pull-in characteristics of micro-electro-mechanical systems (MEMS). The static response of the microbeam is investigated in detail. The pull-in curves are shown to be a good agreement in comparison with those obtained from the finite difference method and experimental data.

Keywords: Modified couple stress theory; Microcantilever; Shooting method; Electrostatic force; pull-in instability.

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng phương pháp bắn để phân tích hiện tượng mất ổn định tĩnh dạng kéo vào (pull-in) cho một dầm công-xôn kích thước micro dưới tác dụng của lực ngoài có phân bố đều và lực tương tác tĩnh điện trong khuôn khổ lý thuyết dầm Euler-Bernoulli và lý thuyết ứng suất ngẫu. Phương pháp bắn là một phương pháp số để xử lý bài toán điều kiện biên dựa vào phương pháp số cho bài toán điều kiện đầu. Với bài toán đang xét, phương pháp bắn

được thực hiện thông qua việc áp dụng thuật toán Runge-Kutta bậc bốn đã biết và phương pháp lặp Newton-Raphson. Ưu điểm của cách tiếp cận hiện tại đó là sự kết hợp giữa ưu điểm về độ chính xác của phương pháp số Runge-Kutta và tốc độ hội tụ nhanh của phương pháp Newton-Raphson. Bởi vì phương trình chuyển động của dầm có dạng phi tuyến, việc tìm một phương pháp chính xác cao để đánh giá sự mất ổn định kéo vào là một bài toán có ý nghĩa. Kết quả tính toán số được phân tích chi tiết cho các trường hợp hệ với các tham số khác nhau. Các tác giả cũng chỉ ra rằng kết quả thu được là tương đối phù hợp với kết quả đã có trước đây sử dụng phương pháp sai phân hữu hạn và phương pháp thực nghiệm.

Từ khóa: Lý thuyết ứng suất ngẫu nhiên; Dầm micro công-xôn; Phương pháp bán; Lực tĩnh điện; Hiện tượng mất ổn định tĩnh dạng kéo vào.

1. INTRODUCTION

Micro-electro-mechanical systems (MEMS) play an important role in research and development for modern applications today. MEMS are integrated in devices for applications such as sensors, actuators, microswitches, micropumps, micromirrors, etc. [1,2]. MEMS systems involve microscale structures that are often made of constituent components such as beams/plates with different material/geometrical configurations placed in a connection space with substrates through electrostatic interactions. When a voltage is applied, an electrostatic interaction occurs to make the beams/plates deform and be attracted to the substrate direction. The beam/plate may touch the substrate as the voltage reaches a certain critical value. This is known as pull-in instability phenomenon [3,4,5]. This phenomenon is generally undesirable because it can damage or destroy the MEMS structure. Pull-in instability is studied in both theoretical and experimental aspects using different methods and approaches [6]. For the theoretical research aspect, beam/plate models are developed to better predict static and dynamic characteristics of system responses and pull-in parameters. Rhaeifard et al. [7] used the Euler-Bernoulli beam model associated

with the modified couple stress theory to study static pull-in instability of a microcantilever beam. Those authors have shown that the couple stress theory can remove an existing gap between the experimental observations and classical theory. Taati and Sina [8] investigated an electrostatically actuated functionally graded micro-beams based on the modified strain gradient theory. Their results provide a good reference for pull-in voltages where the pull-in points predicted by the modified strain gradient theory are very close to those obtained from the experiments. Recently, a model of nonlinear dynamics [9] has been developed for analyzing the pull-in instability phenomena of a microcantilever beam based on the modified couple stress theory. Dai and Wang [9] have shown that the presence of geometric nonlinearities of beam model and length-scale parameter can significantly change the pull-in band of frequencies. Such a dynamic model helps us understand further the nature of pull-in phenomenon in MEMS systems.

In practice, the MEMS systems often operate in environments with complex interactions, including external excitations which affect the response characteristics of the system. To better describe the pull-in phenomenon, in this study, the authors have

proposed to investigate the influence of external loads on the system response using a numerical approach based on the shooting method. In the framework of the present study, the external load is assumed to be uniformly distributed along the length of the beam, acting on a beam modeled using the modified couple stress theory. The influence of external loads can lead to a shift of the pull-in curve. This shift is a new observation and has been analyzed in this study.

2. GOVERNING EQUATION OF MICROCANTILEVER AND SOLUTION TREATMENT METHOD

We consider a microcantilever beam with the length L , cross-section $b \times h$, under a uniformly distributed loading q_0 and electrostatic interaction force q_e , as illustrated in Fig. 1. The Euler-Bernoulli beam theory associated with the modified couple stress theory is used to model the beam under consideration. The beam material is assumed to be linear and isotropic. The governing equation for beam is given by [7]:

$$(EI + \mu Al^2) \frac{d^4 w}{dx^4} = q_e + q_0 \quad (1)$$

where $w = w(x)$ is the deflection; E , I are the Young's modulus and the second-order moment of inertial of cross-section, respectively; μ is the shear modulus; A is area of cross-section; l is a length scale parameter corresponding to the modified couple stress theory.

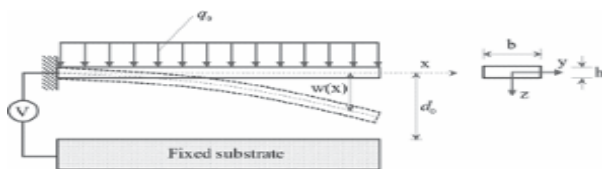


Figure 1. Model of a microcantilever beam under the uniformly distributed loading and electrostatic interaction force

The electrostatic force q_e is obtained from the electrostatic interaction between surfaces of the beam and a fixed substrate when a DC voltage V is actuated. In this study, the fringing field effect is included in the electrostatic interaction, and therefore, the expression for q_e takes the following form [10]:

$$q_e = \frac{1}{2} \frac{\epsilon_0 b V^2}{(d_0 - w)^2} \left(1 + 0.65 \frac{d_0 - w}{b} \right) \quad (2)$$

where $\epsilon_0 = 8.854 \times 10^{-12}$ (F/m) is the vacuum permittivity coefficient; d_0 is the gap distance between the beam and fixed substrate. In the expression (2), the second term represents the fringing field effect. For the cantilever beam, the boundary conditions are given by:

$$w(0) = \frac{dw}{dx}(0) = \frac{d^2 w}{dx^2}(L) = \frac{d^3 w}{dx^3}(L) = 0 \quad (3)$$

We introduce the following quantities:

$$\xi = \frac{x}{L}, y = \frac{w}{d_0}, \alpha = 1 + \frac{12\mu}{E} \frac{1}{(h/l)^2}, \beta = \frac{\epsilon_0 b L^4}{2EI d_0^3}, \gamma = \frac{q_0 L^4}{EI d_0} \quad (4)$$

Substituting Eq. (2) into Eq. (1) and using new notations in (4), Eq. (1) is transformed into the following form of dimensionless deflection $y = y(\xi)$ with $0 \leq \xi \leq 1$:

$$y^{(4)}(\xi) = \frac{\beta V^2}{\alpha} \frac{1}{(1-y)^2} \left(1 + \frac{0.65}{r_{bd}} (1-y) \right) + \frac{\gamma}{\alpha} \quad (5)$$

Where $y^{(4)}$ denotes the fourth-order derivative of dimensionless $y(\xi)$, r_{bd} is the ratio of the beam's width b to the gap distance d_0 , i.e. $r_{bd} = b/d_0$. The boundary conditions for Eq. (5) are obtained from Eq. (3) as follows:



$$y(0) = y'(0) = y''(1) = y'''(1) = 0 \quad (6)$$

Where the prime denotes the derivative corresponding to the variable ξ . By introducing new state variables $y_1 = y(\xi)$, $y_2 = y'(\xi)$, $y_3 = y''(\xi)$, $y_4 = y'''(\xi)$ Eq. (5) becomes a system of state variable equations:

$$y_1' = y_2, y_2' = y_3, y_3' = y_4$$

$$y_4' = \frac{\beta V^2}{\alpha} \frac{1}{(1-y_1)^2} \left(1 + \frac{0.65}{r_{bd}} (1-y_1) \right) + \frac{\gamma}{\alpha} \quad (7)$$

With boundary conditions:

$$y_1(0) = y_2(0) = y_3(1) = y_4(1) = 0 \quad (8)$$

In this study, our approach is to apply a method, called shooting method [11,12], to solve the boundary condition problem (7) based on the well-known fourth-order Runge-Kutta method of initial condition problems. The idea of the shooting method is to find solution of the initial value problem for different values of initial conditions until the desired solution satisfies the boundary conditions of the boundary value problem. To that end, initial conditions for Eq. (7) are introduced as follows:

$$y_1(0) = y_2(0) = 0, y_3(0) = y_{30}, y_4(0) = y_{40} \quad (9)$$

Where y_{30}, y_{40} are two unknowns and must be determined from the original boundary conditions (8). From Eq. (7), the solution variables y_1, y_2, y_3, y_4 have the forms that depend on two parameters y_{30}, y_{40} :

$$y_1 = y_1(\xi, y_{30}, y_{40}), y_2 = y_2(\xi, y_{30}, y_{40}), y_3 = y_3(\xi, y_{30}, y_{40}), y_4 = y_4(\xi, y_{30}, y_{40}) \quad (10)$$

Using Eq. (10), two last conditions in Eq. (9) lead to the following system of two variables y_{30}, y_{40} :

$$Y_3(y_{30}, y_{40}) := y_3(1, y_{30}, y_{40}) = 0,$$

$$Y_4(y_{30}, y_{40}) := y_4(1, y_{30}, y_{40}) = 0 \quad (11)$$

The algebraic system (11) of two unknowns y_{30}, y_{40} is solved by the Newton-Raphson method with the following iteration:

$$\begin{bmatrix} y_{30}^{(n+1)} \\ y_{40}^{(n+1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{30}^{(n)} \\ y_{40}^{(n)} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{\partial Y_3}{\partial y_{30}} & \frac{\partial Y_3}{\partial y_{40}} \\ \frac{\partial Y_4}{\partial y_{30}} & \frac{\partial Y_4}{\partial y_{40}} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} Y_3 \\ Y_4 \end{bmatrix}_{(y_{30}^{(n)}, y_{40}^{(n)})} \quad (12)$$

The iteration is convergent if the condition $\| (y_{30}^{(n)}, y_{40}^{(n)}) \| \leq \varepsilon$ is satisfied for an arbitrary small tolerance ε ($\varepsilon = 10^{-12}$ in our computation). In the next section, using the shooting method, we explore unique characteristics of response related to pull-in instability phenomena with different parameters of the microcantilever beam system.

3. NUMERICAL RESULTS AND DISCUSSIONS

We have carried out numerical calculations to find solutions of dimensionless deflection $y(\xi)$ and the corresponding response at tip, i.e. $y(1)$, of the beam using the shooting method for the boundary value problem (7) associated with the iteration process (12). The beam's material and geometrical parameters are given in Tab. 1. The gap distance is kept at $d_0 = 1.05$ (μm). The ratio of the beam's width b to the gap distance d_0 is computed to be $r_{bd} = 47.9190$. The ratio h/l is selected as $h/l = 4.96$.

Table 1. Material and geometrical parameters of the microcantilever beam

E (GPa)	μ (GPa)	ν	L (μm)	h (μm)	b (μm)
169.2	65.8	0.239	75 ÷ 200	2.94	50

3.1. Pull-in instability of beam without uniformly distributed loading

In this subsection, our calculations are obtained in the case of absence of the uniformly distributed loading, i.e. $q_0 = 0$. The curves of dimensionless deflection or deflection ratio at tip $\xi = 1$ depending on the DC applied voltage V with different values of beam's length are portrayed in Fig. 2. The value of length L is selected from 75 (μm) to 200 (μm). It is seen that the beam deflection will increase as the applied voltage increases. If this voltage tends to a critical value, the deflection will change suddenly and, consequently, the beam contacts with the fixed substrate. This phenomenon is known as pull-in instability. The critical voltage is called the pull-in voltage, denoted as V_{pi} . For the beam's length $L = 75$ (μm), the obtained pull-in voltage is approximate to $V_{pi} = 76.5$ (V). Because in this case the length of beam is relatively short, it needs a large voltage to attain the pull-in value. This means that if the interval $(0, V_{pi})$ is considered as a working domain in which the device operates well and no collision appears, a wide range of V_{pi} will help the device become more flexible with the applied voltage. In design, however, the length of beam is limited to a certain value, the value of applied voltage can't be chosen arbitrarily. The determination of pull-in voltage therefore becomes important. For longer beams, the interval $(0, V_{pi})$ becomes narrower, for example, for $L = 100$ (μm), the pull-in voltage is found to be $V_{pi} = 43$ (V), that is smaller than $V_{pi} = 76.5$ (V) in the case $L = 75$ (μm). The curves of deflection ratio y exhibit

a monotonically increasing property as the applied voltage increases. The slope of these curves reflects the rate of change of the beam deflection when the applied voltage changes. The longer length of beam leads to a larger slope of deflection. This means that the pull-in instability occurs "faster". This feature shows the voltage-dependent sensitivity of long beam in microscale devices.

Fig. 3 illustrates the dependence of pull-in voltage V_{pi} on the beam length L for different approaches to solve the problem under consideration. It is seen that when the length scale parameter l in Eq. (1) is set to be zero, the the governing equation (1) is reduced to the one corresponding to the classical Euler-Bernoulli beam theory. The curves of deflection ratio y are plotted for the present shooting method approach, the finite-difference method by Rahaeifard et al, experimental data by Osterberg, and classical beam theory. The obtained results show that our method is a good agreement with the experimental data in the case the length scale effect is taken into account for the model of cantilever beam at microscale. In comparison with the experimental data, the classical beam theory leads to an underestimate for the pull-in voltage point as the beam's length changes. As observed in Fig. 3, this lack has been dealt with and fulfilled when the modified couple stress theory is used to model the beam in the problem of electrostatic interaction at microscale.



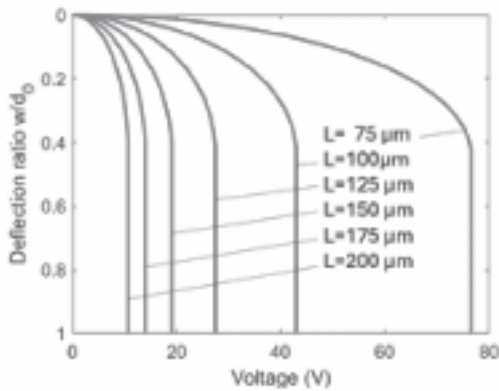


Figure 2. Graphs of deflection ratio $y = w/d_0$ versus the applied voltage with 6 cases of beam length: $L = 75, 100, 125, 150, 175, 200$ (μm)

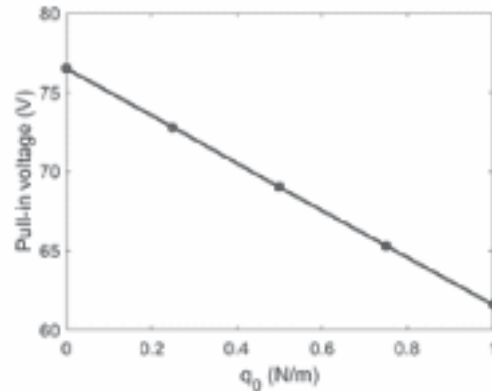


Figure 5. Dependence of the pull-in voltage on the uniformly distributed loading q_0

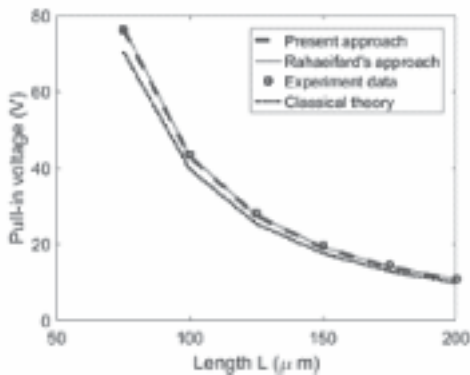


Figure 3. Plots of pull-in voltage V_{pi} versus length L using four methods: present approach, RahaEIFard's approach, experiment data, and classical Euler-Bernoulli beam theory.

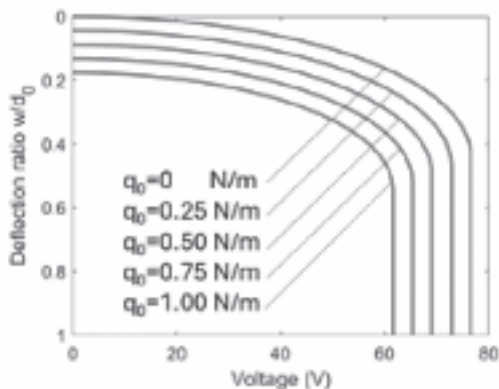


Figure 4. Graphs of deflection ratio w/d_0 versus the applied voltage V with different values $q_0 = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$ (N/m).

3.2. Augmentation of pull-in instability due to the external loading

The presence of uniformly distributed loading q_0 leads to the fact that there exists a deflected beam configuration before the DC voltage is applied. In this situation, the beam's tip has an initial deflection at $V = 0$ (V). The material and geometrical parameters are the same as in the previous subsection. Numerical calculations are performed for the case of beam length $L = 75$ (μm) with different values of q_0 , from 0 (N/m) to 1.0 (N/m). As learned in books on Strength of Materials, the maximum deflection of cantilever beam under the uniformly distributed loading q_0 is $q_0 L^4 / (8EI)$. Because the fixed substrate lies under the beam at a distance d_0 , the loading q_0 must be satisfied the condition $q_0 L^4 / (8EI) < d_0$. This gives the resulting condition $q_0 < 8EI d_0 / L^4$ for which the quantity $8EI d_0 / L^4$ can be considered as a maximum value of external applied loading q_0 before the applied voltage V is actuated in system. The curves of deflection ratio $y = w/d_0$ for different values of q_0 are plotted in Fig. 4. Five values of q_0 are selected, $q_0 = 0, 0.25, 0.50, 0.75, 1.0$ (N/m). In the case $q_0 = 0$ (N/m), the deflection curve is the same as in Fig. 2, for

which the pull-in voltage is found to be $V_{pi} = 76.5$ (V). The starting point of the curve is zero because at $V = 0$, $q_0 = 0$, the beam's tip is on initial state with zero deflection. The presence of loading q_0 generates a shift of pull-in curve in the increasing direction of deflection. This shift, however, makes the working voltage domain $(0, V_{pi})$ narrower. This feature exhibits an aspect on the augmentation of pull-in instability due to the added external loading. In real engineering applications, when operating in harsh and complex environments, external loads are always present, and therefore their influence on the pull-in characteristic must be taken into account. For a simple, uniformly distributed external loading model, the effect of external loading is reflected through the decreasing trend of the pull-in voltage. It is described as follows: since the beam has initial deflection due to an external load q_0 , the tip of the beam is pushed to the substrate direction; as the voltage is activated, the tip of the beam will be pushed further to the substrate, but with a voltage smaller than that in the case without initial deflection. The pull-in voltage V_{pi} depending on the loading q_0 is portrayed in Fig. 5. It is observed that, the relation between the pull-in voltage V_{pi} and loading q_0 is a nearly linear dependence. The calculated slope of the curve $q_0 - V_{pi}$ is approximate to value 15 (Vm/N).

4. CONCLUSION

The pull-in instability is an inherent characteristic of micro-electro-mechanical systems (MEMS) actuated by applied voltage. Finding pull-in points is an important issue in the design and manufacturing process of MEMS systems. In this study, the characteristics of pull-in curves and corresponding pull-in voltage points were investigated using the shooting

method based on the fourth-order Runge-Kutta algorithm combined with the Newton-Raphson iteration method. The following highlights are drawn from the numerical results of the microcantilever beam problem under consideration:

- The deflection at the tip of the beam increases in the increasing direction of applied voltage before the pull-in phenomenon occurs. For short beams, the pull-in voltage has a large value, and becomes smaller for longer beams. This reflects the fact that the beams with different lengths will operate within a certain limited voltage range.

- In the framework of the modified couple stress theory, numerical solutions of beam response obtained from our present approach show a good agreement with those received from experiment data.

- The augmentation of pull-in instability is described and analyzed for the first time, in a simple situation of external loadings in which the uniformly distributed loading is considered. The dependence of the pull-in voltage on the constant external loading is nearly linear.

Acknowledgements:

The second author was supported by the grant with code T23-16 from the Hanoi University of Mining and Geology. ❖



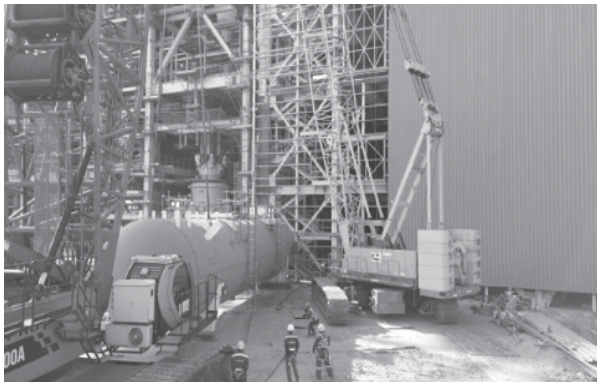
References:

- [1]. Lyshevski S.E. (2002), “*MEMS and NEMS systems, devices and structures*”, CRC Press.
- [2]. Kim S.H., Dugger M.T., Mittal K.L. (2010), “Adhesion aspects in MEMS/NEMS”, CRC Press.
- [3]. Sedighi H.M. (2014), “*Size-dependent dynamic pull-in instability of vibrating electrically actuated microbeams based on the strain gradient elasticity theory*”, Acta Astronautica, 95, pp. 111-123.
- [4]. Zhang W.M., Yan H., Peng Z.K., Meng G. (2014), “*Electrostatic pull-in instability in MEMS/NEMS: A review*”, Sensors and Actuators A: Physical, 214, pp. 187-218.
- [5]. Askari A.R., Awrejcewicz J. (2023), “*Modified couple stress flexural–flexural quasi-static pull-in analysis of large deformable cantilever-based micro-gyroscopes*”, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 117, pp. 106933.
- [6]. Anjum N., He J.H., He C.H., Gepreel K.A. (2023), “*Variational iteration method for prediction of the pull-in instability condition of micro/nanoelectromechanical systems*”, Physical Mesomechanics, 26, pp. 241-250.
- [7]. Rahaeifard M., Kahrobaiyan M.K., Asghari M., Ahmadian M.T. (2011), “*Static pull-in analysis of microcantilevers based on the modified couple stress theory*”, Sensors and Actuators A: Physical, 171, pp. 370-374.
- [8]. Taati E., Sina N. (2018), “*Static pull-in analysis of electrostatically actuated functionally graded micro-beams based on the modified strain gradient theory*”, International Journal of Applied Mechanics, 10, pp. 1850031.
- [9]. Dai H.L., Wang L. (2017), “*Size-dependent pull-in voltage and nonlinear dynamics of electrically actuated microcantilever-based MEMS: A full nonlinear analysis*”, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 46, pp. 116-125.
- [10]. Hu Y.C., Wei C.S. (2007), “*An analytical model considering the fringing fields for calculating the pull-in voltage of micro curled cantilever beams*”, Journal of Micromechanics and Microengineering, 17, pp. 61-67.
- [11]. Hoffman J.D. (2001), “*Numerical methods for engineers and scientists*”, Marcel Dekker.
- [12]. Meade D.B., Haran B.S., White R.E. (1996), “*The shooting technique for the solution of two-point boundary value problems*”, Maple Technical Newsletter.

LILAMA 10 cùng thành viên của Liên danh Tổng thầu Hyundai E&C lắp đặt thành công bồn chứa (Storage Tank) thuộc tổ máy số 1 tại Dự án Nhiệt điện Quảng Trạch 1

Cán bộ, công nhân viên Công ty Cổ phần LILAMA 10 lắp đặt thành công bồn chứa (Storage Tank) nặng 79,3 tấn tại Nhà máy Nhiệt điện Quảng Trạch 1, đánh dấu một bước tiến quan trọng trong quá trình hoàn thiện các hạng mục xây dựng của dự án.

Lãnh đạo Công ty Cổ phần LILAMA 10 cho biết, Storage Tank thuộc tổ máy số 1 tại Dự án Nhiệt điện Quảng Trạch 1 có chiều dài hơn 21 m, đường kính gần 4 m, trọng lượng 79,3 tấn, được nâng lên và lắp đặt bằng sự kết hợp của hai cần trục bánh xích 350 tấn và 180 tấn tại vị trí có cao độ 23 m theo thiết kế đã được cán bộ, công nhân viên Công ty Cổ phần LILAMA 10 lắp đặt thành công lúc 12h30 ngày 15/8/2024.



Từng bước nhỏ trong biện pháp lắp đặt được Lãnh đạo Ban dự án, cán bộ kỹ thuật, công nhân kiểm tra cẩn thận với tinh thần trách nhiệm cao nhất.

Bồn chứa này có vai trò thiết yếu trong việc đảm bảo cung cấp nhiên liệu và nguyên liệu cần thiết cho quá trình vận hành lò hơi nhà máy. Với kích thước và trọng lượng lớn, việc

lắp đặt bồn chứa đòi hỏi sự phối hợp chặt chẽ giữa các bộ phận an toàn, kỹ thuật, giám sát và thi công.



Bồn chứa được nâng lên và lắp đặt bởi sự kết hợp của cần trục bánh xích 350 tấn và cần trục bánh xích 180 tấn.

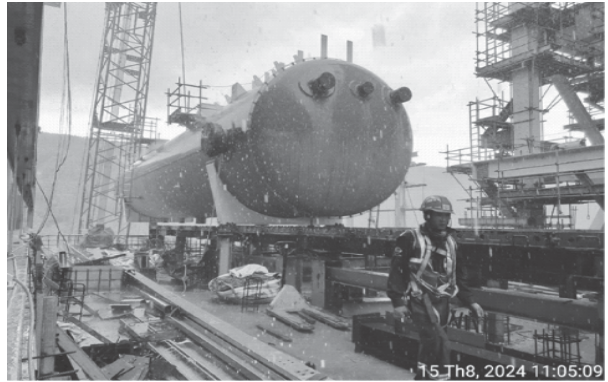
Với việc lắp đặt thành công bồn chứa (Storage Tank) nặng 79,3 tấn, một hạng mục quan trọng trong quá trình xây dựng Nhà máy Nhiệt điện Quảng Trạch 1, cán bộ, công nhân viên Công ty Cổ phần LILAMA 10 đã ghi dấu một cột mốc quan trọng, đảm bảo tiến độ thi công của dự án.

Quá trình lắp đặt diễn ra dưới sự chỉ đạo sát sao của Ban Lãnh đạo Công ty và sự tận tâm, chuyên nghiệp của đội ngũ an toàn, kỹ sư, công nhân. Tất cả các công đoạn đều tuân thủ nghiêm ngặt các tiêu chuẩn về an toàn và chất lượng. Việc lắp đặt thành công bể chứa không chỉ đảm bảo tiến độ thi công của dự án, mà còn khẳng định năng lực thực hiện của Công ty Cổ

phần LILAMA 10 trong các dự án công nghiệp quy mô lớn.

Bồn chứa 79,3 tấn này đóng vai trò quan trọng trong việc lưu trữ nhiên liệu, giúp đảm bảo hoạt động liên tục và ổn định của lò hơi nhà máy. Việc hoàn thành lắp đặt bồn chứa này đánh dấu một bước tiến quan trọng trong quá trình hoàn thiện các hạng mục xây dựng của dự án.

Thành công này là minh chứng rõ ràng cho tinh thần làm việc chuyên nghiệp và trách nhiệm của tập thể cán bộ, công nhân viên Công ty Cổ phần LILAMA 10. Trong thời gian tới, LILAMA 10 sẽ tiếp tục tập trung vào các hạng mục quan trọng khác để đảm bảo tiến độ và chất lượng của toàn bộ công trình.



Mặc dù thời tiết có lúc mưa to, gió lớn, nhưng với ý chí và quyết tâm của toàn thể cán bộ, nhân viên, Ban dự án đã hoàn thành việc lắp đặt bồn chứa nặng 79,3 tấn.

Nhờ sự nỗ lực không ngừng của toàn thể cán bộ, công nhân viên, Công ty Cổ phần LILAMA 10 đã và đang khẳng định vị thế của mình trong việc thực hiện các dự án công nghiệp trọng điểm quốc gia, góp phần vào sự phát triển bền vững của ngành năng lượng Việt Nam. ❖

NGÂN NGUYỄN