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 tình khoa học-bài báo khoa học.*

Tạp chí Cơ khí Việt Nam có nhiệm vụ tuyên truyền, phổ biến chủ trương chính sách của Đảng, pháp luật của Nhà nước và định hướng phát triển, hoạt động của ngành Cơ khí Việt Nam; công bố công trình khoa học, kết quả nghiên cứu và chuyển giao công nghệ, chuyên đề khoa học và công nghệ có hàm lượng khoa học và giá trị thực tiễn cao của nhà quản lý-khoa học-chuyên gia, giảng viên, nghiên cứu sinh, học viên cao học, … trong ngành Cơ khí và liên quan đến lĩnh vực Cơ khí. Ngoài ra, Tạp chí cũng còn là nơi công bố những phát minh, sáng chế, kết quả, thành tích, điển hình tiên tiến trong hoạt động nghiên cứu khoa học, quản lý, đào tạo và sản xuất, kinh doanh lĩnh vực Cơ khí ở trong và ngoài nước tới đông đảo 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 cứu sinh, học viên cao học,… trên Tạp chí Cơ khí Việt Nam (bản in giấy), gồm: *[1]Cơ khí Chế tạo máy, [2]Cơ khí Quốc phòng, [3]Cơ khí Giao thông, [4]Cơ khí Nông-lâm nghiệp, [5]Cơ khí Xây dựng, [6]Cơ khí Thủy sản, [7]Cơ khí Địa chất, [8]Cơ khí Hóa chất, [9]Cơ khí Bảo quản chế biến nông lâm thủy sản, [10]Cơ khí Động cơ đốt trong, [11]Cơ khí Ô tô - Máy kéo, [12]Cơ khí Máy thủy khí, [13]Cơ khí Công nghệ nhiệt lạnh, [14]Cơ khí máy năng lượng, [15]Cơ khí Công nghệ dệt, [16]Cơ khí Công nghệ cắt may, [17]Cơ khí Cơ-điện tử, [18]Cơ khí Kỹ thuật hệ thống công nghiệp, [19]Cơ khí đào tạo nguồn nhân lực và nghiên cứu chuyển giao.*

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

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

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

1. Tên bài báo (bằng tiếng Việt và bằng tiếng Anh).
2. Tên tác giả, đồng tác giả (kèm theo ghi chú về chức danh khoa học, học hàm, học vị, tên cơ quan công tác, email).
3. Tóm tắt bài báo bằng tiếng Việt và tiếng Anh không quá 350 từ (bao gồm có từ khóa tiếng Việt và tiếng Anh, đối với cụm từ khóa có khoảng 5 - 15 từ khóa).
4. Đặt vấn đề.
5. Vật liệu và phương pháp nghiên cứu.
6. Kết quả và thảo luận (có thể tách thành 2 phần riêng biệt: Kết quả, Thảo luận).
7. Kết luận.
8. Tài liệu tham khảo (trích dẫn theo đúng quy định bài báo quốc tế).

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

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

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

Chỉ có những tài liệu được trích dẫn thực sự trong nội dung bài viết mới đưa vào phần tài liệu tham khảo. Tài liệu tham khảo được sắp xếp theo thứ tự trích dẫn (tài liệu tiếng nước ngoài được sắp xếp theo họ của tác giả, tài liệu tiếng Việt sắp xếp theo tên tác giả) và theo trình tự: tên tác giả, năm xuất bản trong ngoặc đơn (…), tên sách, tên nhà xuất bản, nơi xuất bản (đối với sách), hoặc tên bài báo, tên tạp chí, tập, số (đối với bài báo), trang đầu và trang cuối của tài liệu. Đối với những tài liệu không có tác giả thì xếp theo chữ cái của từ đầu tiên của cơ quan ban hành tài liệu. 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 kí nộp bài, các tác giả có thể đề xuất 2 phản biện. Việc chọn các phản biện chuyên môn phù hợp thuộc quyền của Hội đồng Biên tập Tạp chí Cơ khí Việt Nam.

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

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

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

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

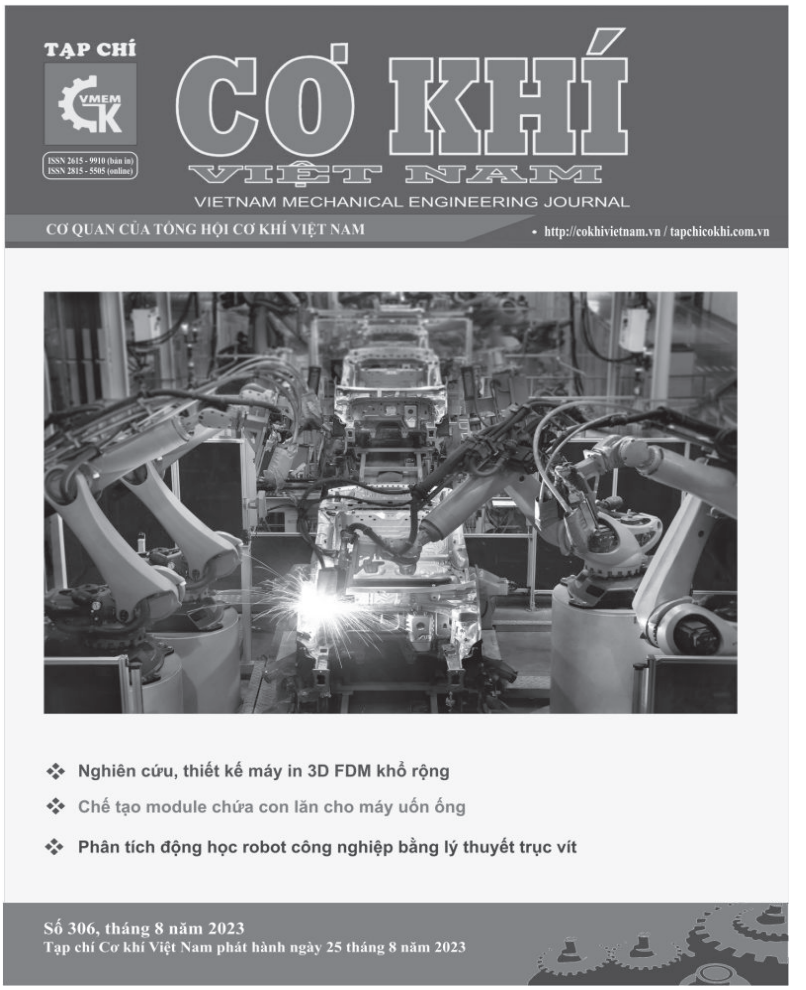
Địa chỉ: Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội
Điện thoại: (024) 37 920 650 - 0904 177 637 / 0982 254 465
Email: Tcckvn.bbkh@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
DƯƠNG THANH BÌNH

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP
TS. **ĐỖ HỮU HÀO** (Chủ tịch)
GS,TSKH. **BÀNH TIẾN LONG** (P. Chủ tịch)
KS. **TẠ QUANG MAI** (P. Chủ tịch)
TSKH. **PHAN XUÂN DŨNG**
PGS,TS. **HÀ MINH HÙNG**
PGS,TS. **TRƯƠNG VIỆT ANH**
GS,TS. **ĐINH VĂN CHIẾN**
GS,TSKH. **PHẠM VĂN LANG**
TS. **LƯƠNG VĂN TIẾN**
GS,TS. **CHU VĂN ĐẠT**
PGS,TS. **TRẦN VĨNH HƯNG**
PGS,TS. **ĐÀO QUANG KẾ**
PGS,TS. **NGUYỄN VĂN BÀY**
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**
PGS,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

*Tạp chí Cơ khí Việt Nam:
- In tại Công ty Cổ phần In Khoa học Công nghệ Hà Nội
- Khuôn khổ 20,5cm x 28,5cm
- 304 trang
- Xuất bản mỗi tháng một kỳ
- Giá bán 50.000 đồng/quyển Tạp chí



TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM
Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội
Điện thoại: (024) 3792 0650 **Hotline:** 0904 177 637 - 0982 254 465
Email: tcckvietnam@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 919/CBC-QLBC ngày 22 tháng 8 năm 2023 của Cục Báo chí, Bộ Thông tin và Truyền thông

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

- PGS,TS. **Nguyễn Hữu Lộc**
Phòng 205, Nhà B11, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh,
số 268 Lý Thường Kiệt, phường 14, Quận 10, TP. Hồ Chí Minh.
Điện thoại: 0913 603 264
Email: nhloc@hcmut.edu.vn

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:
- TS. **Hoàng Minh Thuận**
Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng, Liên Phương, Phương Đông, Uông Bí, Quảng Ninh
Điện thoại: 0904 116 189
Email: minhthuan.tcckvn@gmail.com

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

Phóng viên thường trú:

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

MỤC LỤC
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM SỐ 306, THÁNG 8 NĂM 2023

Trang

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (6 – 298)

1. **Đặng Trung Kiên, Nguyễn Hùng Vĩ, Dương Văn Tú, Nguyễn Tấn Tiến**: Nghiên cứu thực nghiệm các thông số cơ học của sợi sen hồng..... 6
2. TS. **Hoàng Sơn**: Nghiên cứu khả năng ổn định ngang của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh..... 12
3. **Nguyễn Võ Hồng Tiến, Võ Tín Đạt, Phan Trung Đức, Phạm Sơn Minh, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ**: Chế tạo mô hình Hexapod (phần điều khiển)..... 21
4. **Trần Minh Thế Uyên, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Phạm Quân Anh, Lê Thanh Tú, Phan Nhật Hào, Tống Huỳnh Quốc Thịnh**: Chế tạo hệ truyền động cho module chân của hệ thống Hexapod..... 26
5. **Phan Trung Đạt, Nguyễn Minh Đức, Nguyễn Huy Hùng, Dương Văn Tú:** Thiết kế cụm dẫn động cho robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời dựa trên cơ cấu CAMSO TTS..... 32
6. ThS. **Huỳnh Đỗ Song Toàn**, ThS. **Bùi Chấn Thạnh**, ThS. **Nguyễn Hộ**, ThS. **Nguyễn Tiến Dũng,** TS. **Trần Minh Thế Uyên, Lê Duy Khang, Trần Minh Quang, Trần Văn Nhựt Linh**: Chế tạo mô hình đầu uốn ống nhiều bậc tự do..... 38
7. **Đặng Huỳnh Vũ Luân, Phạm Quốc Trung, Lê Văn Hậu, Nguyễn Trọng Hiếu, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng:** Khảo sát cán dao tiện có giảm chấn..... 42
8. **Trần Minh Thế Uyên, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Phạm Quân Anh, Tống Huỳnh Quốc Thịnh, Phan Nhật Hào, Lê Thanh Tú**: Thực nghiệm và đánh giá khả năng tạo hình ống với mô hình uốn ống lệch tâm..... 46
9. **Nguyễn Trần Đăng Khoa, Lê Thế Duy, Phan Hoàng Long, Nguyễn Tấn Tiến**: Nghiên cứu khảo sát đặc trưng động học cơ cấu máy làm sạch cát bãi biển..... 50
10. **Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Lương Lý Hải, Trần Huy Phi Hậu, Trần Nguyễn An Thuyên, Phạm Minh Triết, Trần Cao Tiến, Đặng Ngọc Linh**: Chế tạo module chứa con lăn cho máy uốn ống 58
11. **Hoàng Thị Kim Dung**: Nghiên cứu thiết kế hệ thống vòi phun cho máy bay UAV phun thuốc trừ sâu ứng dụng trong nông nghiệp..... 62
12. **Hồ Nhật An, Nguyễn Công Nguyên, Dương Phúc Long, Nguyễn Tấn Tiến**: Thiết kế hệ thống tự động cân bằng cho thiết bị phá tảng lục bình..... 68
13. **Trương Văn Thuận*, Vũ Văn Quang**: Nghiên cứu ảnh hưởng của biên độ đánh lái đến ổn định quỹ đạo khi chuyển làn của đoàn xe sơ mi rơ mooc..... 74
14. **Hoàng Thị Kim Dung:** Khảo sát tính ổn định của máy bay UAV phun thuốc trừ sâu ứng dụng trong nông nghiệp..... 80
15. **Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Nguyễn Văn Thức, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Châu Tấn Phước, Lê Anh Vũ, Thái Huy Hoàng, Nguyễn Khắc Nhàn**: Kiểm nghiệm hình dạng các đường in 3D kim loại ứng với các phương án di chuyển nguồn hàn khác nhau..... 87
16. **Đinh Tấn Hưng**: Nghiên cứu xác định vị trí đặt động cơ so với cánh chính của UAV dạng tàu lượn..... 93
17. **Hoàng Thị Kim Dung, Lê Thị Thái:** Nghiên cứu mô phỏng số tiếng ồn khí động của xe lửa..... 97
18. **Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Nguyễn Văn Thức, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Lê Minh Hậu, Châu Đăng Khoa, Hứa Thiên Long, Nguyễn Khắc Nhàn**: Khảo sát cấu trúc tế vi của mẫu in 3D kim loại..... 103
19. **Đinh Tấn Hưng:** Nghiên cứu thiết kế và kiểm bền kết cấu cánh chính của UAV dạng tàu lượn..... 108
20. **Lương Tuấn Anh, Lê Văn Thảo, Nguyễn Thùy Dương***: Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số in đến chất lượng sản phẩm in lưới..... 113
21. ThS. **Bùi Minh Hoàng**, ThS. **Đoàn Kim Bình**: Nghiên cứu, thiết kế máy in 3D FDM khổ rộng..... 118
22. **Phạm Đức Thiên**: Phương pháp gia công bánh răng côn răng thẳng bằng kỹ thuật CAD/CAM..... 124
23. **Trần Thị Thanh Hải**: Giải pháp tạo tải trong thiết bị thực nghiệm khảo sát giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng hạt giảm chấn..... 129
24. ThS. **Bùi Minh Hoàng**: Vấn đề gây mòn hỏng bánh công tác bơm ly tâm vận tải dòng chất lỏng có hạt rắn 133
25. **Vũ Đức Quyến**: Ứng dụng thuật toán di truyền cải tiến trong thiết kế tối ưu hệ thống phân phối nước..... 138

26. ThS. **Phạm Hồng Thao**, ThS. **Phạm Tạo**, ThS. **Lê Văn Thoại**: Nghiên cứu thiết kế tối ưu kết cấu an toàn lật nghiêng ô tô khách ghế ngồi Universe trên cơ sở tiêu chuẩn an toàn châu Âu ECE R66..... 143
27. **Trần Minh Thế Uyên, Dương Thị Vân Anh**: Chất lượng sản phẩm hàn hồ quang cho liên kết ống chữ T 153
28. **Lưu Thanh Tùng, Lê Quý Phương, Nguyễn Đức Thiên Ân, Đặng Long Khang Huy**: Nghiên cứu nhận diện hư hỏng bất thường trong dầm thép bằng Variational Autoencoder (VAE)..... 158
29. **Trần Minh Thế Uyên, Dương Thị Vân Anh**: Biến dạng ống trong quy trình hàn hồ quang trường hợp hàn sử dụng core nối..... 163
30. **Lương Văn Tới, Huỳnh Công Lớn:** Nghiên cứu các thông số chính của cơ cấu cắt nhỏ quả chanh dây trong hệ thống tách ruột chanh dây..... 168
31. ThS. **Mai Văn An**, ThS. **Bùi Sĩ Giang**, ThS. **Vũ Huy Khôi**, ThS. **Tạ Bá Dũng**: Nghiên cứu tính toán động lực học pháo 73mm kiểu 2A28 trên xe chiến đấu bộ binh..... 174
32. **Phạm Thị Thủy*, Nguyễn Thanh Tùng**: Một phương pháp gia công bánh răng trụ thân khai bằng kỹ thuật CAD/CAM/EDM..... 179
33. **Lương Văn Tới, Huỳnh Công Lớn**: Xác định các thông số hợp lý của máy sàng tách ruột chanh dây trong hệ thống máy tách ruột chanh dây..... 185
34. **Nguyễn Phú Sinh, Nguyễn Thị Hải Vân**: Phân tích động học robot công nghiệp bằng lý thuyết trục vít..... 189
35. **Hoàng Trọng Hiếu, Nguyễn Trần Hoài Bảo, Bùi Minh Dũng, Trần Minh Hiếu, Nguyễn Phạm Hùng Vĩ, Nguyễn Phú Sinh**: Thiết kế và chế tạo máy phay CNC chi phí thấp sử dụng bộ điều khiển đa nhiệm QS-H7KA 194
36. **Lê Thị Tuyết Nhung**: Mô phỏng quá trình va chạm của ba-đơ-sốc của xe ô tô vào tường thép sử dụng tương tác giữa phần mềm Moldflow và Abaqus..... 200
37. **Nguyễn Mai Bích Tiên, Huỳnh Phước Hiển, Nguyễn Thế Bảo***: Đánh giá khả năng thu hồi nhiệt lạnh từ quá trình tái hóa khí LNG để cấp lạnh và phát điện..... 205
38. **Nguyễn Tiến Dũng, Trịnh Minh Hoàng, Lê Bảo Việt**: Sử dụng phương pháp mô phỏng số để đánh giá hiệu quả phanh của hệ thống phanh dẫn động khí nén trên xe tải..... 215
39. **Trần Thế Nam**: Ứng dụng công cụ số để đánh giá các đặc tính cháy cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép Biodiesel và LNG..... 222
40. **Nguyễn Thị Lan Anh, Trần Thanh Hải, Đặng Thị Lý**: Nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ chế tạo lụa từ sợi tơ sen tại Việt Nam..... 231
41. ThS. **Trần Đình Kiên**, TS. **Phan Thế Sơn**, TS. **Nguyễn Hanh Hoàn**: Tính toán thiết kế mẫu cơ cấu bảo hiểm quán tính sử dụng trong vũ khí chống tăng..... 237
42. **Lê Thị Tuyết Nhung**: Mô phỏng vết nứt và sự lan truyền vết nứt trên dầm đối với dầm kim loại chữ I trên kết cấu máy bay..... 242
43. ThS. **Nguyễn Đức Toà**n, GS,TS. **Đỗ Đức Tuấn**: Kiểm định giả thuyết thống kê có tham số, một mẫu trong đánh giá độ tin cậy của phương tiện đường sắt..... 246
44. **Nguyễn Văn Quang*, Nguyễn Thanh Tùng**: Tính toán, thiết kế và xây dựng mô hình hệ thống phun sương dập bụi cho lò chợ khai thác than..... 256
45. **Nguyễn Thị Hải Vân**: Phân tích uốn tĩnh của vỏ hai độ cong có lỗ rỗng sử dụng phần tử hữu hạn..... 262
46. **Nguyễn Thu Thủy**: Nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ chế tạo vải đay tại Việt Nam..... 269
47. **Lê Phan Hoàng Chiêu**: Thiết bị hỗ trợ quét cằng bàn chân ba chiều với máy quét quay 360 độ sử dụng ánh sáng trắng..... 275
48. **Nguyễn Thu Thủy, Nguyễn Thị Lan Anh**: Nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ đo chất lượng vải đũi bằng thiết bị Tester..... 282
49. TS. **Phạm Hữu Truyền**, TS. **Lưu Đức Lịch**: Phân tích độ ổn định chuỗi: Ứng dụng cho hệ thống theo dõi xe tự động..... 287
50. **Thân Văn Toản, Nguyễn Mạnh Dũng, Vũ Tú Nam, Đào Mạnh Lân**: Dao động riêng của tấm có chiều dày biến đổi..... 292

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (299-300)

- Hoàn thành EPC dự án kênh đào "Panama" Việt Nam, LILAMA 10 viết tiếp truyền thống vẻ vang…… 299

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẢN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO KHOA HỌC ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 306, THÁNG 8 NĂM 2023

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	TS. **Lê Xuân Thủy**	Học viện Kỹ thuật Quân sự
2	TS. **Hà Trường Sang**	
3	TS. **Nguyễn Duy Phồn**	
4	PGS,TS. **Đỗ Văn Thơm**	
5	TS. **Nguyễn Khoa Triều**	Trường Đại học Công nghiệp TP. Hồ Chí Minh
6	TS. **Đinh Văn Hiến**	Viện Tên lửa, Viện Khoa học Công nghệ Quân sự
7	TS. **Mai Đức Nghĩa**	Trường Sĩ quan Không quân
8	PGS,TS. **Đỗ Việt Dũng**	Trường Đại học Giao thông Vận tải
9	PGS,TS. **Nguyễn Tấn Tiến**	Phòng Thí nghiệm Trọng điểm Điều khiển số và Thiết bị hệ thống
10	PGS,TS. **Hà Minh Hùng**	Viện Phát triển Kỹ thuật Công nghệ tiên tiến
11	TS. **Phan Nguyễn Duy Minh**	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng
12	TS. **Nguyễn Anh Tuấn**	
13	TS. **Bùi Hệ Thống**	
14	TS. **Trần Văn Hoàng**	Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp
15	TS. **Phạm Trung Thiên**	
16	TS. **Nguyễn Tường Vi**	
17	TS. **Nguyễn Thanh Bình**	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh
18	TS. **Phạm Văn Việt**	Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
19	TS. **Trần Đức Nghĩa**	Trường Đại học Mỏ - Địa chất
20	TS. **Phạm Thị Thủy**	
21	PGS,TS. **Dương Văn Tài**	Trường Đại học Lâm nghiệp
22	TS. **Lưu Trọng Thuận**	Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội
23	PGS,TS. **Dương Ngọc Khánh**	
24	PGS,TS. **Bùi Tuấn Anh**	
25	TS. **Lê Thị Tuyết Nhung**	
26	PGS,TS. **Hoàng Thị Kim Dung**	
27	TS. **Nguyễn Tiến Dũng**	
28	PGS,TS. **Lưu Thanh Tùng**	Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh
29	TS. **Vũ Duy Anh**	Trường Đại học Nguyễn Tất Thành
30	PGS,TS. **Lê Văn Sỹ**	Trường Cao đẳng Dầu khí
31	TS. **Nguyễn Trọng Trung**	Trường Đại học Giao thông Vận tải TP. Hồ Chí Minh
32	PGS,TS. **Nguyễn Phùng Hưng**	
33	TS. **Đặng Hùng Sơn**	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM CÁC THÔNG SỐ CƠ HỌC CỦA SỢI SEN HỒNG

STUDY ON EXPERIMENT ON MECHANICAL CHARACTERISTICS OF PINK LOTUS FIBER

Đặng Trung Kiên, Nguyễn Hùng Vĩ, Dương Văn Tú, Nguyễn Tấn Tiến
DCSELab, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Hoa Sen, biểu tượng đặc trưng cho đất nước và con người Việt Nam, được biết đến với rất nhiều công dụng từ rễ, củ, thân, lá hay hoa đều đóng vai trò quan trọng trong nền kinh tế quốc dân với đa dạng sản phẩm trên thị trường. Với việc mang lại lợi ích kinh tế nên hoa sen được trồng rộng rãi ở Việt Nam song vẫn chưa khai thác được hoàn toàn mọi thành phần từ cây sen. Bên cạnh những thành phẩm như trà sen, mứt sen hay hoa sen đã được biết đến rộng rãi bởi những đặc trưng về hương vị, về nét đẹp giản dị trên từng cánh hoa, thì vẫn có một sản phẩm từ sen sẽ mang đến một màu sắc mới, đưa nét đẹp của người sử dụng lên một tầm cao mới bởi hương thơm và đặc tính của chính sản phẩm. Đó chính là vải làm từ tơ sen. Nghiên cứu các thông số cơ học của sợi tơ sen sẽ mang lại nền tảng phục vụ cho việc phát triển một sản phẩm kinh doanh mới từ các phần thân sen thường không dùng đến và bỏ đi như trước đây. Bài báo này đề xuất bài toán thực nghiệm, phương án thực nghiệm, các bước tiến hành và đưa ra được các thông số cơ học của tơ sen.

Từ khóa: *Thông số cơ học; Tơ sen; Thân sen; Thực nghiệm.*

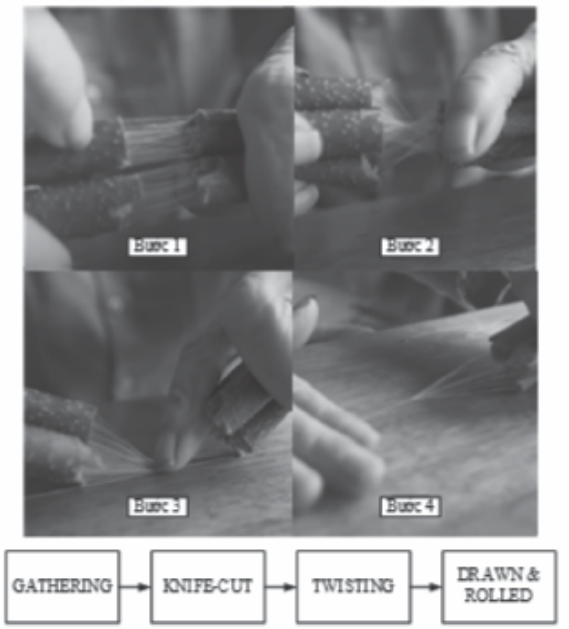
ABSTRACT

Lotus flower, a symbol representing the land and people of Vietnam, is known for its various uses from the roots, stems, leaves and flowers, play an important role in the national economy with a diverse range of products in the market. Due to the economic benefits it brings, lotus is widely cultivated in Vietnam. However, not all components of the lotus plant have been fully utilized. Alongside products such as lotus tea, lotus jam, and lotus flowers, which are widely known for their distinct flavors and simple beauty on each petal flower, there is still one product made from lotus that brings a new color and elevates the beauty of the user with its fragrance and unique characteristics. That product is fabric made from lotus silk. Researching the mechanical properties of lotus silk fibers will provide a foundation for developing a new business product from the lotus stems that are often unused and discarded. This article proposes an experimental approach, experimental proposals, conducting and to determine the mechanical characteristics of lotus fiber.

Keywords: *Mechanical characteristics; Lotus fiber; Lotus stem; Experiment.*

1. TỔNG QUAN

Theo nhiều tài liệu tham khảo đã chỉ ra được những ưu điểm của sợi tơ sen về độ thoáng, độ hút ẩm, tính linh hoạt, độ đàn hồi và những đặc điểm này phù hợp với yêu cầu của khách hàng và tiêu chí của ngành may mặc. Mặc dù vậy, cho đến nay, nhóm nghiên cứu chưa tìm thấy công bố nào về các thông số cơ học cụ thể nào của sợi tơ sen và tự động hóa quá trình sản xuất, kéo sợi tơ từ thân sen. Quy trình kéo sợi như vẫn chủ yếu được thực hiện bởi con người, một người thợ tuân theo các bước tách, kéo, se sợi bằng thủ công như Hình 1 để có được sợi tơ sen. Nhưng bên cạnh đó, chính sản xuất sợi tơ chỉ được thực hiện bằng đôi bàn tay người thợ lại không thể mang lại năng suất cao, tốn nhiều thời gian, công sức và không thể cho ra được các số liệu đánh giá một cách chính xác cụ thể. Nên do vậy, bài báo này nghiên cứu thực nghiệm các thông số cơ học của tơ sen với phương pháp bán tự động sẽ cho một góc nhìn cụ thể về tơ sen.



Hình 1. Quy trình kéo sợi bằng phương pháp thủ công

Bài toán thực nghiệm

Thực nghiệm thông số cơ học của tơ sen hồng ở Việt Nam về độ dài tơ kéo được tối đa, giới hạn xoắn của tơ và độ bền kéo của tơ sen.

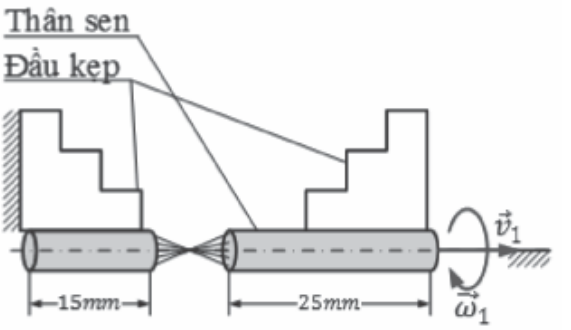
2. PHƯƠNG ÁN THỰC NGHIỆM

Chiều dài tơ sen

Bằng cách tách phần thân sen làm hai, sau đó cho kéo một trong hai đầu sen chuyển động tịnh tiến theo chiều hướng ra xa phần thân còn lại cho đến khi sợi tơ được kéo hết trong phần thân sen rồi giữ cố định phần tơ đã kéo được và làm tương tự với phần thân sen còn lại. Chiều dài tơ được đo từ phần có mật độ sợi ≥ 30%.

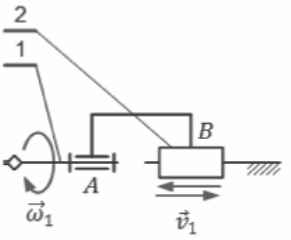
Giới hạn xoắn của tơ

Tiến hành đo giới hạn xoắn với đoạn tơ dài 10cm bằng cách sử dụng hai cơ cấu kẹp chặt thân sen, một cố định và một đặt trên khung trượt hay bàn chuyển động tịnh tiến trên cùng một phương với thân sen kết hợp với khớp xoay như Hình 2. Việc vừa kéo vừa xoắn sẽ hạn chế được việc tơ chỉ xoắn ở điểm yếu nhất trên đoạn tơ.



Hình 2. Phương án đề xuất sử dụng cơ cấu kéo xoắn

Module yêu cầu 2 bậc tự do như Hình 3 để thực hiện đúng thao tác kéo và xoắn sợi. Để mô phỏng lại, cơ cấu tay quay con trượt được thêm vào. Sau khi thân sen được cố định trên tay máy, khớp trượt B kết hợp cùng với khớp quay A tạo ra chuyển động kéo xoắn sợi tơ.

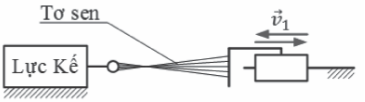


Hình 3. Sơ đồ nguyên lý module kéo xoắn

Sợi tơ sẽ đạt đến ngưỡng xoắn khi bắt đầu xảy ra hiện tượng tơ bị quăn lại hay cuộn tròn lên.

Độ bền kéo của tơ sen

Độ bền của sợi tơ là một thông số quan trọng luôn được đặt lên hàng đầu khi lựa chọn sợi tơ cho các mục đích khác nhau. Để lấy được giới hạn độ bền kéo của sợi tơ sen, ta thực hiện mô hình thực nghiệm như Hình 4. Sau khi chuẩn bị mô hình và tơ, ta tiến hành cố định một đầu sợi vào lực kế, đầu còn lại được kéo theo hướng ra xa và quan sát kết quả. Số đo hiển thị trên màn hình chính là lực kéo tối đa của sợi tơ sen.



Hình 4. Mô hình thực nghiệm độ bền kéo

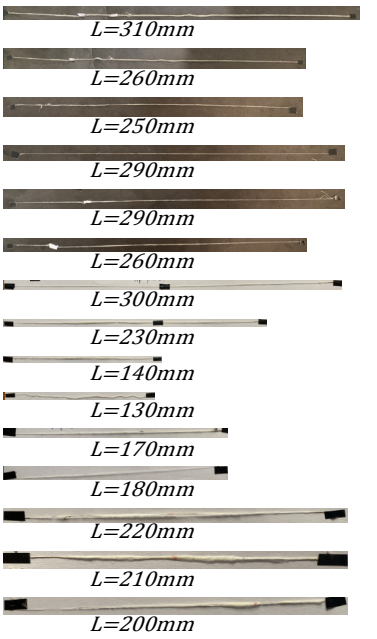
3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

3.1. Độ dài tơ kéo được từ thân sen

Dựa vào quy trình thực nghiệm như trên, từ các mẫu thực nghiệm và từ các tài liệu về tơ sen, ta có thể chia thân sen làm 03 phần: ngọn, giữa và cuối thân. Vì mỗi phần chứa một lượng tơ khác nhau nên chiều dài tơ kéo được cũng sẽ được chia làm 03 khoảng tương ứng. Qua thực nghiệm này sẽ cho ra được thông số chiều dài thực tế của tơ sen từ sen ở Việt Nam. Phần ngọn:

Hình 5. Mẫu thực nghiệm độ dài tơ kéo được từ phần ngọn thân sen

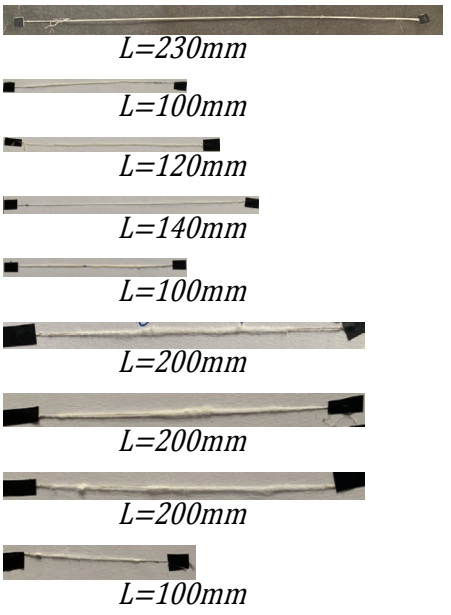
Phần giữa:



Hình 6. Mẫu thực nghiệm độ dài tơ kéo được từ phần giữa thân sen

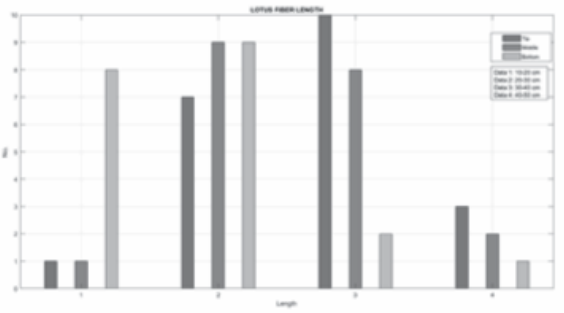
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Phần cuối:



Hình 7. Mẫu thực nghiệm độ dài tơ kéo được từ phần cuối thân sen

Phổ chiều dài tơ sen từ 61 mẫu tơ thực nghiệm từ 14 thân sen hồng:



Hình 8. Phổ chiều dài của tơ sen theo phần ngọn, giữa và cuối thân sen

Bảng 1. Chiều dài trung bình của tơ sen

Phần ngọn	27.2 cm
Phần giữa	20.8 cm
Phần cuối	13.2 cm

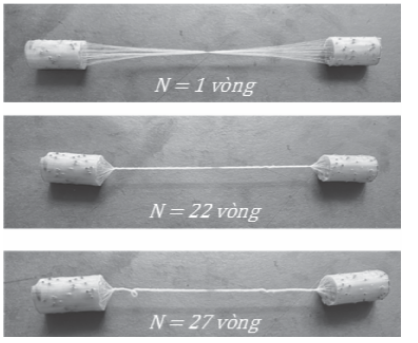
Nhận xét:

Chiều dài trung bình của tơ sen hồng Việt Nam là 15 ÷ 25 cm và thông số thực nghiệm này khác xa so với các tài liệu đã được nhóm tham khảo ở các vùng châu Á như Ấn Độ [1], [2] với chiều dài tơ kéo được từ 31 ÷ 50 cm và ở Trung Quốc [3] với chiều dài 41 ÷ 55 cm.

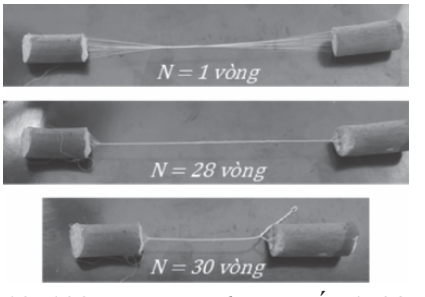
3.2. Giới hạn xoắn

Sợi tơ sau khi được kéo ra sẽ được xoắn liên tục cho đến khi xảy ra hiện tượng đùn tơ, sợi tơ bị cong lên. Quan sát mẫu thực nghiệm theo cả hai hướng xoắn là Z-Twist (ngược chiều kim đồng hồ) và S-Twist (cùng chiều kim đồng hồ) cho đoạn tơ dài 100mm kéo trực tiếp từ một đoạn thân sen.

Thực nghiệm với 50 mẫu tơ từ 12 thân sen hồng.



Hình 9. 100mm tơ sen được xoắn 1, 22 và 27 vòng ngược chiều kim đồng hồ



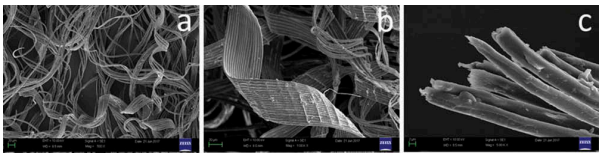
Hình 10. 100mm tơ sen được xoắn 1, 28 và 30 vòng cùng chiều kim đồng hồ

Bảng 2. Ngưỡng xoắn của tơ sen

Z-Twist	220 ÷ 225 V/m
S-Twist	275 ÷ 290 V/m

Nhận xét:

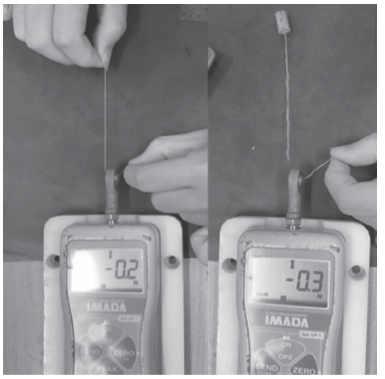
Về sự chênh lệch giới hạn xoắn khi xoắn cùng chiều hay ngược chiều kim đồng hồ là do sợi tơ sen có cấu trúc xoắn ốc [2] như Hình 11.



Hình 11. Cấu trúc xoắn ốc của tơ sen

Sau thực nghiệm, thấy được rằng tơ sen hồng ở Việt Nam có giới hạn xoắn là 220 ÷ 290 V/m và phụ thuộc vào chiều xoắn của sợi. Để phù hợp với tiêu chuẩn về độ xoắn của sợi sử dụng trong ngành công nghiệp may mặc, sợi tơ cần đạt đến ngưỡng xoắn cho sợi tự nhiên là phải đạt từ 800 đến 1100 V/m. Bên cạnh đó, theo một nghiên cứu từ Ấn Độ [2], sợi tơ sen có thể đạt đến gần 775 V/m, nhưng với số liệu thực nghiệm tơ từ cây sen hồng ở Việt Nam thì lại có chênh lệch rất lớn.

3.3. Độ bền kéo của sợi tơ



Hình 12. Đo độ bền kéo của tơ sen

Sau khi đã có được sợi tơ, tiến hành đo độ bền kéo trực tiếp bằng lực kế. Quan sát quá trình, giá trị trên lực kế bắt đầu tăng từ 0 và sợi tơ xuất hiện hiện tượng đứt gãy thì giá trị đó chính là lực kéo tối đa của sợi tơ sen (Hình 12). Quan sát từ 20 mẫu tơ thử lực kéo, ta có bảng số liệu.

Bảng 3. Độ bền kéo của tơ sen

Ngọn	0.21 N
Giữa	0.21 N
Cuối	0.20 N

Nhận xét:

Độ bền kéo của tơ sen nằm trong khoảng 0.15 ÷ 0.25 N, không có sự khác nhau giữa các sợi tơ được kéo từ các phần khác nhau của thân sen. Với cùng thông số này nhưng sen ở Ấn Độ [2] là 0.06 N cho độ bền kéo của một sợi tơ riêng lẻ trong bó tơ kéo được từ thân sen.

4. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày nội dung, cách tiến hành và đánh giá các thông số cơ học của sợi tơ sen hồng ở vùng Đông Nam Bộ, Việt Nam do nhóm nghiên cứu thực nghiệm được trên gần 100 mẫu tơ kéo trực tiếp từ 20 thân sen khác nhau. Kết quả thực nghiệm cho thấy được rằng sợi tơ sen kéo được từ cây sen hồng có những điểm khác so với tơ sen từ những nơi khác trong khu vực Châu Á [1], [2] về độ dài, độ xoắn, độ bền kéo hay cả tính chất sen. Sự khác nhau về khí hậu, cách nuôi trồng và cả cách thức thực nghiệm cũng là một phần nguyên nhân của sự khác biệt này. Bài nghiên cứu này của nhóm đã xác định được một vài thông số cơ học của tơ sen hồng ở Việt Nam như là độ dài, giới hạn xoắn và độ bền kéo của tơ.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Theo những số liệu thực nghiệm được, các tính chất của vải sen [1] và từ những tiêu chuẩn cho loại sợi tự nhiên sử dụng trong dệt may thì nhóm nghiên cứu đưa ra ý kiến chủ quan: Sợi tơ sen hiện chỉ đang phù hợp với dệt khăn tay, khăn mùi xoa có kích thước 30 x 30 cm hoặc để có thể sản xuất được vải khổ lớn thì phải kết hợp tơ sen với các loại sợi khác để đảm bảo được độ bền và chiều dài sợi phục vụ cho việc dệt may.

Vì đây là những bước đầu tiên của hướng nghiên cứu này nên một số đề xuất chưa tối ưu, nhiều vấn đề cần cải thiện như mở rộng khu vực, loại sen, tối ưu số lượng mẫu và cả cải thiện công tác thực nghiệm để có thể có được các số liệu đa dạng hơn.

Bảng 1. Bảng thông số cơ học thực nghiệm

Độ dài tơ kéo được	15 ÷ 25 cm
Giới hạn xoắn	275 ÷ 290 V/m
Độ bền kéo	0.15 ÷ 0.25 N

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2023-20b-01. Chúng tôi xin cảm ơn Phòng Thí nghiệm trọng điểm Điều khiển số và Kỹ thuật Hệ thống, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **28/6/2023**
Ngày phản biện: **12/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Sangita Tomar, Nirmal Yadav. Lotus Fiber: *A Eco Friendly Textile Fiber*, IAAST, 10(2), 209-215(2019).

[2]. Pandey R, Sinha M, Dubey A. *Cellulosic fibers from Lotus (Nelumbo nucifera) peduncle*, Journal of Natural Fibers, 17(2), 298-309 (2020).

[3]. Zhao L, Chen D, Gan Y, Yuan X, Wang Y, *Analysis of length and fineness of lotus fiber extracted by physical methods*, Chemical Engineering Transactions, 46, 85-90 (2015).

NGHIÊN CỨU KHẢ NĂNG ỔN ĐỊNH NGANG CỦA XE CHUYÊN DÙNG THU GOM, VẬN CHUYỂN, KHỬ TRÙNG XÁC GIA SÚC, GIA CẦM BỊ DỊCH BỆNH

STABILITY RESEARCH FLIP HORIZONTAL OF SPECIAL VEHICLES COLLECT, TRANSPORT, STERILIZE DISEASED CATTLE AND POULTRY CARCASSES

TS. **Hoàng Sơn**
Trường Đại học Lâm nghiệp

TÓM TẮT

Xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh được đề tài độc lập cấp quốc gia thiết kế chế tạo, đây là thiết bị chuyên dùng phục vụ cho công tác phòng chống dịch bệnh, thùng chứa xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh được thiết kế kín để không phát tán vi rút, vi khuẩn ra môi trường, có hệ thống tự động đưa xác gia súc gia cầm vào thùng chứa, xe được tính toán thiết kế cân bằng và ổn định khi vận chuyển trong các trường hợp khác nhau. Bài báo này giới thiệu kết quả nghiên cứu khả năng ổn định ngang của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

Từ khóa: *Ô tô chuyên dùng; Ô tô vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh; Ổn định ngang ô tô vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.*

ABSTRACT

A specialized vehicle for collecting, transporting, and disinfecting deceased cattle and poultry affected by diseases is the subject of a nationally-funded independent project, designed and manufactured to support disease prevention and control efforts. The containment compartment for diseased cattle and poultry remains is hermetically designed to prevent the dispersion of viruses and bacteria into the environment, featuring an automated system for loading deceased animals into the compartment. The vehicle has been designed to ensure balance and stability during transportation under various scenarios. This article introduces the research outcomes regarding the horizontal stability capability of the specialized vehicle tailored for the collection, transportation, and disinfection of disease-affected cattle and poultry remains.

Keywords: *Special-use cars; Cars for transporting diseased cattle and poultry carcasses; Stabilizing the car to transport carcasses of infected cattle and poultry.*

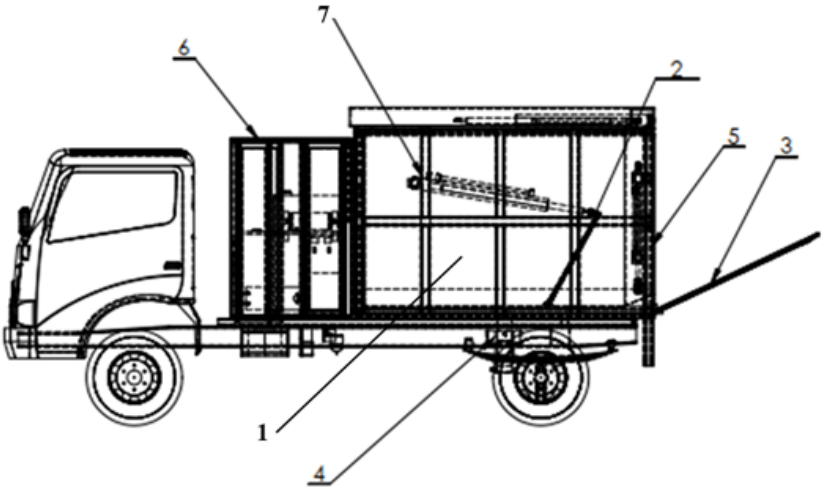
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Chăn nuôi là lĩnh vực mang lại giá trị kinh tế lớn, cung cấp thực phẩm cho xã hội. Trong quá trình phát triển, ngành chăn nuôi thường xảy ra các đợt dịch bệnh, gây thiệt hại to lớn về kinh tế. Ở Việt Nam, xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh không có thiết bị chuyên dùng để tiêu hủy, chủ yếu là chôn lấp, không có thiết bị chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng, các thiết bị thu gom, vận chuyển, khử trùng chủ yếu là sử dụng xe ô tô vận tải thông thường, xe công nông. Những thiết bị này khi vận chuyển phát tán vi rút, vi khuẩn ra môi trường, từ đó lại làm lây ra dịch bệnh. Việc nghiên cứu ra xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng để phục vụ cho công tác phòng chống dịch bệnh là rất cần thiết. Năm 2021, Bộ Khoa học và Công nghệ giao cho Trường Đại học Lâm nghiệp thực hiện đề tài độc lập cấp quốc gia mã số ĐTĐL.CN-01/21, kỹ thuật của đề tài đã thiết kế chế tạo ra xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh. Để xe hoạt động ổn định trên các loại đường và trong trường hợp quay vòng thì cần thiết phải có nghiên cứu tính toán ổn định ngang của xe để xe không bị lật khi di chuyển trên đường có độ dốc ngang lớn. Sau đây là kết quả tính toán ổn định ngang của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh, Model: Kia K250. Đây là loại xe tải, một cầu chủ động được chế tạo, lắp ráp tại Việt Nam. Thông số kỹ thuật của xe như sau:



Hình 1. Xe ô tô thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh:
1 – Hệ thống thùng chứa xác gia súc gia cầm bị dịch bệnh;
2 – Hệ thống ép xác gia súc gia cầm vào thùng chứa; 3 – Bàn nâng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh;
4 – Hệ thống nâng thùng chứa xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh; 5 – Hệ thống nâng hạ bàn nâng;
6 – Khoang chứa hệ thống công tác trên xe (thùng chứa thuốc khử trùng, máy phát điện, cuộn dây phun, súng phun, hệ thống điều khiển); 7 – Xi lanh ép xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Kích thước tổng thể (D x R x C)	5620 x 1860 x 2555	mm
Chiều dài cơ sở	2615	mm
Vệt bánh xe	1.650/1.495	Trước/sau
Khoảng sáng gầm xe	235	mm
Bán kính vòng quay nhỏ nhất	7,3	mm
Khả năng leo dốc	38,1	%
Tốc độ tối đa	104	km/h
Dung tích thùng nhiên liệu	100	Lít
Trọng lượng bản thân	3.095	kg
Tải trọng cho phép	3.000	kg
Trọng lượng toàn bộ	4995	kg
Trọng lượng phân bố lên trục 1	2310	Kg
Trọng lượng phân bố lên trục 2	2685	Kg
Số chỗ ngồi	03	Chỗ
Loại động cơ	Diesel, 4 kỳ, 4 xi-lanh thẳng hàng, turbo tăng áp, làm mát bằng nước	
Dung tích xi lanh	2.497	Cc
Đường kính x Hành trình piston	104 x 115	mm
Công suất cực đại/Tốc độ quay	96 kW(130PS)/3800 v/p	Ps/rpm
Mô men xoắn cực đại	38 kG.m (372N.m)/ 1800 vòng/phút	N.m/rpm
Ly hợp	01 đĩa, ma sát khô, dẫn động thủy lực, trợ lực chân không. Cơ khí, số sàn, 5 số tiến, 1 số lùi	
Tỷ số truyền hộp số chính	ih1 = 5,380; ih2 = 3,208; ih5 = 0,722; iR = 5,38	
Tỷ số truyền cuối	5.428	
Thông số lốp	7.50-16(7.50R16) / 7.50-16(7.50R16)	Trước/sau

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

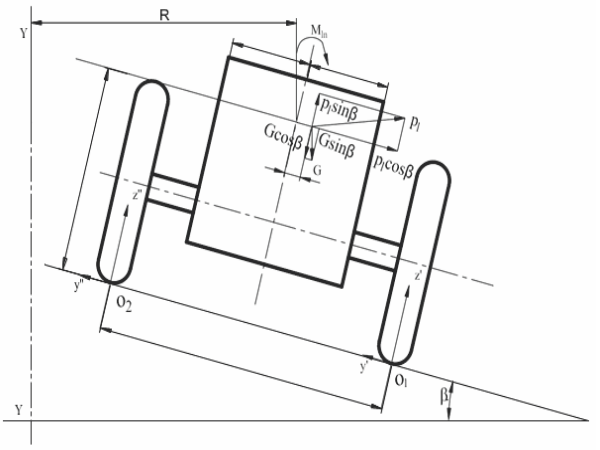
2.2. Phương pháp nghiên cứu

Bài báo sử dụng phương pháp cơ học giải tích và lý thuyết ô tô để xây dựng mô hình, thiết lập phương trình cân bằng lực, cân bằng mô men, từ phương trình đã lập phân tích và tìm ra được độ dốc và vận tốc quay vòng cần thiết để xe di chuyển không bị mất ổn định, không bị lật.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Nghiên cứu khả năng ổn định ngang của ô tô chuyên dùng vận chuyển xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

Xét trường hợp nguy hiểm nhất là khi xe quay vòng, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_1 đặt tại trọng tâm của xe (trục quay là YY). Mô hình tính toán ổn định khi ô tô vận chuyển trên đường nghiêng ngang như hình 2.



Hình 2. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Các lực P_1 phân ra làm hai thành phần do góc nghiêng ngang β. Khi góc nghiêng ngang β tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_1, xe sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua 0_1 (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) khi phản lực pháp tuyến của mặt đất lên bánh xe phía trên dốc bằng không (Z" = 0) và có thể bị trượt ngang xuống chân dốc khi phản lực ngang của mặt đất tác dụng lên bánh xe bằng không (Y " = 0).

Như vậy, điều kiện để đảm bảo cho ô tô không bị lật ngang và trượt ngang là:

$$Z'' \geq 0;\ Y'' \geq 0 \qquad (1)$$

Sự mất ổn định ngang có thể do bị lật nghiêng hoặc bị trượt ngang và ta có các góc ổn định tương ứng: góc nghiêng giới hạn ổn định ngang theo điều kiện lật đổ (β_t), góc nghiêng giới hạn ổn định ngang theo điều kiện trượt ngang (β_φ).

3.2. Khả năng ổn định ngang theo điều kiện chống trượt xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

3.2.1. Khả năng ổn định khi chuyển động thẳng

Lập phương trình cân bằng mô men các lực với điểm tiếp xúc của bánh xe phía chân dốc với mặt đất, ta có:

$$\sum M_{O1} = Y''.B + G.\sin\beta.h + P_{lt}.h - (\frac{B}{2} - e).G.\cos\beta = 0 \qquad (2)$$

Trong đó, Y'' là các phản lực ngang mà mặt đất tác dụng lên bánh xe phía trên dốc.

Từ phương trình (3.11), ta có:

$$Y'' = (\frac{B}{2} - e).G.\cos\beta - G.\sin\beta.h - P_{lt}.h \qquad (3)$$

Khi ô tô vận chuyển trên đường thẳng nên $P_{lt} = 0$;

Điều kiện để đảm bảo cho ô tô không bị trượt ngang là Y " ≥ 0, như vậy ta có:

$$(\frac{B}{2} - e).G.\cos\beta\varphi - G.\sin\beta_{\varphi}.h \geq 0 \quad (4)$$

Trong đó:

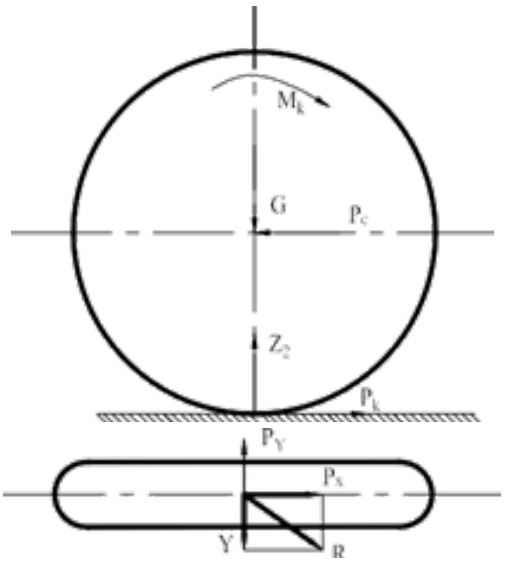
B – Chiều rộng cơ sở của ô tô, B = 1,65 [m];
h – Chiều cao trọng tâm, h = 2,486 [m];
e – Độ lệch tâm so với mặt phẳng đứng dọc, e = 0,02668[m].

Thay các giá trị trên vào công thức (4.14), ta được: $\beta_{\varphi} \approx 17°9'$;

Vậy góc dốc giới hạn để ô tô không bị trượt ngang là: $\beta_{\varphi} \approx 17°9'$.

3.2.2. Khả năng ổn định quay vòng

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt dưới tác dụng của thành phần lực Gsinβ và $P_1 = \cos\beta$ do điều kiện bám ngang của bánh xe và đường không đảm bảo.



Hình 3. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng

Thay trị số P_1 và rút gọn, ta xác định được vận tốc giới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_n = \sqrt{\frac{gR(\varphi\cos\beta_{\varphi} - \sin\beta_{\varphi}}{\cos\beta_{\varphi} - \varphi\sin\beta_{\varphi}}} \text{ hay } v_n = \sqrt{\frac{gR(\varphi_y - tg\beta_{\varphi})}{1+\varphi_y tg\beta_{\varphi}}} \quad (5)$$

β_{φ}: Góc giới hạn của đường ứng với vận tốc tới hạn;

φ_y: Hệ số bám ngang của đường và bánh xe ($\varphi_y = 0{,}4$).

Vận tốc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau được thể hiện trên bảng 2.

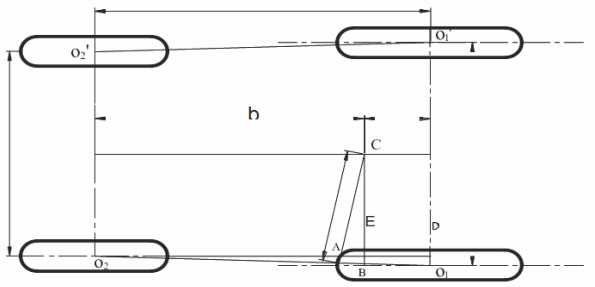
Bảng 2. Góc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau theo điều kiện chống trượt.

Độ dốc β^0_{φ}	**Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)**	**Độ dốc β^0_{φ}**	**Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)**
1	5,215	9	4,033
2	5,081	10	3,868
3	4,937	11	3,696
4	4,795	12	3,516
5	4,650	13	3,329
6	4,501	14	3,132
7	4,349	15	2,923
8	4,194		

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

3.3. Khả năng ổn định ngang theo điều kiện chống lật xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh

3.3.1. Khả năng ổn định ngang khi chuyển động thẳng



Hình 4. Sơ đồ tính toán ổn định ngang theo điều kiện chống lật

Từ sơ đồ hình (3.4), ta có trục lật của ô tô là đường thẳng O_1O_2. Khi ô tô có dấu hiệu bị lật đổ thì phản lực pháp tuyến lên các bánh xe phía trên bị triệt tiêu, ($Z_2 = 0$).

Ta có phương trình cân bằng mô men quanh trục lật O_1O_2.

$$G.\sin\beta_t.h = G.\cos\beta_t.d \quad (6)$$

Trong đó:

h – Chiều cao của trọng tâm, h = 2,486 m;
d – Khoảng cách giữa trọng tâm tới trục lật.

Xét hai tam giác đồng dạng CAB và O_1O_2D, ta có:

$$\frac{CA}{CB} = \frac{O_2D}{O_1O_2} = \frac{L}{\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \Rightarrow CA = CB.\frac{L}{\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \quad (7)$$

Tam giác đồng dạng O_2O_1D và O_2BE, ta có:

$$\frac{EB}{O_2E} = \frac{O_1D}{DO_2} \Leftrightarrow \frac{EB}{b} = \frac{B-B_1}{2L} \Rightarrow EB = \frac{b.(B-B_1)}{2L} \quad (8)$$

Từ hình, ta thấy rằng:

$$CB = EB + \frac{B_1}{2} \Leftrightarrow CB = \frac{b.(B-B_1)}{2L} + \frac{B_1}{2}$$

$$\Rightarrow d = CA = \frac{b.(B-B_1) + B_1.L}{2\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)}} \quad (9)$$

Thay d vào công thức (3.17), ta có:

$$\Leftrightarrow tg\beta_t = \frac{b.(B-B_1) + B_1.L}{2h\sqrt{L^2 + \left(\frac{B-B_1}{2}\right)^2}} \quad (10)$$

Trong đó :
B_1 – Chiều rộng cơ sở của cầu sau,
B_1 = 1,495 (m);
B – Chiều rộng cơ sở của cầu trước,
B = 1,65 (m);
L – Chiều dài cơ sở của ô tô,
L = 3,735 (m).

Thay các giá trị vào (4.21), ta có:

$$\Leftrightarrow tg\beta_t = \frac{1,4147.(1,65-1,495) + 1,495.3,735}{2.2,486\sqrt{3,735^2 + \left(\frac{1,65-1,495}{2}\right)^2}} = 0,2612 \Rightarrow \beta_t = 18^0 7'$$

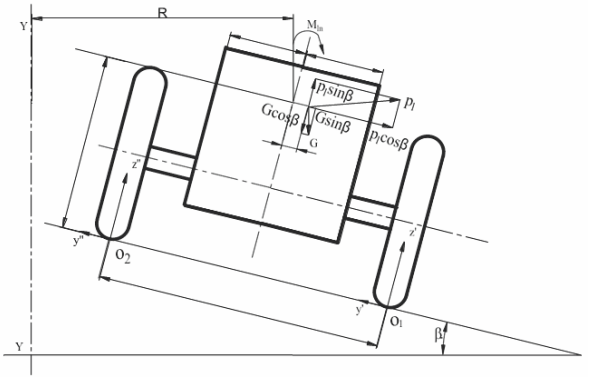
Vậy góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống lật của ô tô là: $\beta_t = 18°7'$.

3.3.2. Khả năng ổn định quay vòng

Khi xe quay vòng trên đường có độ dốc nghiêng ngang, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_1 đặt tại trọng tâm của xe (trục quay là YY).

Lực P_1 phân ra làm hai thành phần do góc nghiêng ngang β. Khi góc nghiêng ngang β tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_1, xe ☞

sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua 0_1 (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải). Ứng với vận tốc giới hạn và hợp lực Z'' = 0.



Hình 5. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Sử dụng công thức xác định phản lực Z''.

Ta có trị số của lực ly tâm.

$$P_1 = \frac{G}{g}.\frac{v^2{}_n}{R} \tag{11}$$

$$v_n^2 = \frac{G.\left((\frac{B}{2}-e)\cos\beta_d - h_g.\sin\beta_d\right).g.R}{G\left(h_g.\cos\beta_d + (\frac{B}{2}-e)\sin\beta_d\right)}$$

Khi đó, ta xác định được vận tốc giới hạn (còn gọi là vận tốc nguy hiểm) khi xe bị lật như sau:

Rút gọn, ta được:

$$v_n = \sqrt{\frac{\left((\frac{B}{2}-e)\cos\beta_d - h_g.\sin\beta_d\right).g.R}{\left(h_g.\cos\beta_d + (\frac{B}{2}-e)\right).\sin\beta_d}} \tag{12}$$

Suy ra:

$$v_n = \sqrt{\frac{g.R.\left((\frac{B}{2}-e).h_g - tg\beta_d\right)}{1+(\frac{B}{2}-e).h_g.tg\beta_d}} \tag{13}$$

Trong đó:

β_d – Góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ;

R – Bán kính quay vòng của xe, R = 7,3 [m];

v – Vận tốc chuyển động quay vòng, [m/s];

v_n – Vận tốc giới hạn (hay vận tốc nguy hiểm);

g – Gia tốc trọng trường, g = 9,81 [m/s^2].

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe lật đổ là.

$$v_n = \sqrt{\frac{g.R.\left((\frac{B}{2}-e).h_g - tg\beta_d\right)}{1+(\frac{B}{2}-e).h_g.tg\beta_d}}$$

Vận tốc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau được thể hiện trên bảng sau:

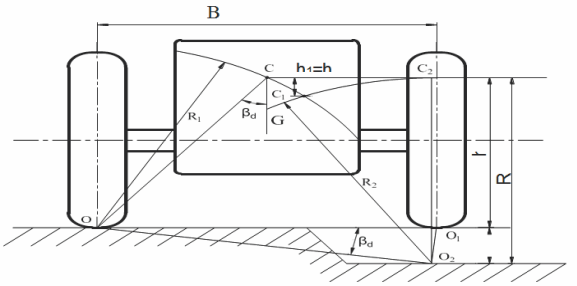
Bảng 3. Góc giới hạn quay vòng ở các độ dốc khác nhau theo điều kiện chống lật

Độ dốc β^0_d	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)	Độ dốc β^0_d	Vận tốc quay vòng giới hạn (m/s)
1	11,668	9	9,975
2	11,612	10	9,794
3	11,195	11	9,618
4	10,973	12	9,446
5	10,760	13	9,280
6	10,553	14	9,117
7	10,353	15	8,959
8	10,162		

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

3.4. Khả năng ổn định ngang khi một bánh bị rơi xuống rãnh

Khi ô tô chuyển động trên địa hình không bằng phẳng có thể rơi vào trường hợp các bánh bên phải hoặc bánh bên trái rơi đột ngột xuống rãnh hoặc đột ngột vướng phải chướng ngại vật. Trong trường hợp như vậy sẽ sinh ra tải trọng động và ô tô có thể bị lật nghiêng ngay cả khi độ nghiêng không lớn. Trên hình 6 là sơ đồ ô tô khi bị nghiêng đột ngột.



Hình 6. Sơ đồ ô tô khi đột ngột một bánh bị rơi xuống rãnh

Khi một bánh của ô tô bị rơi đột ngột xuống rãnh, trong trường hợp này ô tô có thể bị lật ngang. Chia quá trình lật ngang này thành hai giai đoạn như sau.

- Giai đoạn một: Ô tô quay quanh O cho tới khi bánh bên phải tiếp xúc với đáy rãnh, lúc này trọng tâm của ô tô sẽ dịch chuyển theo cung CC_1 và hạ thấp xuống một đoạn h_1 so chiều cao trọng tâm khi bình thường.

- Giai đoạn hai: Ô tô sẽ quay quanh điểm O_2, lúc này trọng tâm của ô tô sẽ dịch chuyển theo cung C_1C_2 và được nâng lên một đoạn h_2.

Ở giai đoạn thứ nhất, trong quá trình ô tô quay quanh O, nó sẽ tích lũy động năng và ở giai đoạn hai sẽ tiêu hao năng lượng đã tích lũy để nâng cao trọng tâm lên một đoạn h_2. Nếu khi va đập không có sự tiêu hao năng lượng thì kết thúc giai đoạn hai, trọng tâm của ô tô sẽ được nâng lên đến điểm C_2, tức là động năng biến hoàn toàn thành thế năng.

$$G.h_1 = G.\ h_2 \quad (14)$$

Nếu động năng đủ lớn để nâng trọng tâm của ô tô từ C_1 đến C_2 thì ô tô sẽ bị lật đổ hoàn toàn trong giai đoạn tiếp theo do trọng lượng bản thân của ô tô sẽ kéo nó đổ xuống quanh O_2. Ngược lại, nếu động năng tích lũy ở giai đoạn một không đủ để nâng trọng tâm của ô tô đến C_2 thì động năng sẽ biến thành thế năng để kéo trọng tâm của ô tô quay lại điểm C_1, mà chỉ nghiêng đi một góc β_1.

Vậy điều kiện để ô tô bị lật đổ hoàn toàn là: $h_1 = h_2$.

Ta có thể xác định được chiều sâu của rãnh h_d.

$$h_d = R_d - h \quad (15)$$

Mặt khác từ hình 6, ta có:

$$R_d = \sqrt{h^2 + \frac{B^2}{4}} = 2{,}619 \ \text{[m]}$$

$$=> h_d = 2.619 - 2{,}486 = 0{,}133 \ \text{[m]}$$

Tính ổn định ngang của ô tô khi một bên bánh bị rơi đột ngột xuống rãnh được đánh giá bởi góc nghiêng β_d (hình 6). Dựa vào sơ đồ 6, ta xác định được góc β_d.

$$\sin\beta_d = \frac{h_d}{B} = \frac{0{,}133}{1{,}65} = 0{,}080 => \beta_d = 4°7' \quad (16)$$

Vậy, ta có góc giới hạn ngang trong trường hợp một bên bánh bị rơi xuống rãnh là $\beta_d = 4°7'$ hoặc chiều sâu rãnh $h_d \leq 0{,}133$ [m]. ☞

4. KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán ở trên đã xác định được góc nghiêng giới hạn khi ô tô chuyển động trên đường thẳng là: Góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống trượt ngang là: $\beta_{\varphi} \approx 17°9'$, góc nghiêng giới hạn theo điều kiện chống lật của ô tô là: $\beta_t = 18°7'$, xác định được vận tốc quay vòng giới hạn của xe chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh ứng với góc nghiêng ngang của đường vận chuyển được ghi trong bảng 2 và bảng 3. Kết quả nghiên cứu này làm cơ sở đưa ra chế độ sử dụng hợp lý và an toàn của xe ô tô chuyên dùng thu gom, vận chuyển, khử trùng.

Lời cảm ơn:

Bài báo này là sản phẩm của đề tài "Nghiên cứu công nghệ, thiết kế và chế tạo hệ thống thiết bị chuyên dùng thu gom thiêu hủy xác gia súc, gia cầm bị dịch bệnh", mã số ĐTĐL.CN – 01/21. Xin trân trọng cảm ơn Vụ Khoa học và Công nghệ các ngành kinh tế kỹ thuật, Văn phòng các chương trình trọng điểm cấp nhà nước của Bộ Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Lâm nghiệp, Đại học Bách khoa Hà Nội, Công ty Cổ phần Thiết bị chuyên dùng Việt Nam và các nhà khoa học, các thành viên đề tài đã hỗ trợ, giúp đỡ để hoàn thành bài báo này.❖

Ngày nhận bài: **19/7/2023**
Ngày phản biện: **03/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2004), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.

[2]. Phạm Xuân Mai, Nguyễn Hữu Hường, Ngô Xuân Ngát (2007), *Tính toán sức kéo ô tô – máy kéo*, NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh.

[3]. Hoàng Quốc Việt (2013), *Nghiên cứu động lực học kéo của ô tô tải THACO – FOTON 1,25 tấn sản xuất lắp ráp ở Việt Nam khi chở gỗ trên đường*, Luận văn thạc sĩ Trường Đại học Lâm nghiệp, Hà Nội.

[4]. Nông Văn Vìn (2000), *Nghiên cứu chỉ tiêu kéo của máy kéo khi làm việc trên độ dốc ngang*, Báo cáo khoa học Trường Đại học Nông nghiệp I.

[5]. Nông Văn Vìn (2007), *Động lực học ô tô máy kéo*, Giáo trình Trường Đại học Nông nghiệp I.

CHẾ TẠO MÔ HÌNH HEXAPOD (PHẦN ĐIỀU KHIỂN)

HEXAPOD MODEL FABRICATION (CONTROLLER MODULE)

Nguyễn Võ Hồng Tiến, Võ Tín Đạt, Phan Trung Đức, Phạm Sơn Minh, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày quá trình nghiên cứu và chế tạo máy uốn ống CNC 3D có khả năng uốn được ống có nhiều bán kính khác nhau mà không cần thay đổi dụng cụ. Máy được nghiên cứu và thiết kế để chế tạo phục vụ nhu cầu của thị trường về gia công tạo hình. Mô hình uốn ống nhiều bậc tự do là một thiết bị được sử dụng để uốn ống kim loại thành các hình dạng khác nhau. Mô hình này có thể được sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau và có thể được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau. Mô hình này có thể được điều khiển bằng tay hoặc bằng máy tính và có thể được lập trình để uốn ống theo các hình dạng phức tạp một cách chính xác. Các bước chế tạo mô hình máy uốn ống nhiều bậc tự do bao gồm thiết kế mô hình, chọn vật liệu, gia công các bộ phận, lắp ráp, thiết kế hệ thống điều khiển cho máy uốn ống, kiểm tra và sửa chữa.

Từ khóa: *Chế tạo mô hình hexapod (phần động cơ); Uốn ống kim loại; Thiết kế mô hình uốn ống; Hệ thống điều khiển.*

ABSTRACT

This article presents the process of researching and manufacturing a 3D CNC pipe bending machine capable of bending pipes of different radii without changing tools. The machine is researched and designed to serve the needs of the market for shaping processing. Multi-degrees-of-freedom pipe bending model is a device used to bend metal or plastic pipes into different shapes. This model can be used in many different fields and can be fabricated from a variety of materials. This model can be controlled manually or by computer and can be programmed to bend pipes to complex and precise shapes. The steps of making a model of a multi-degrees of freedom pipe bending machine include model design, material selection, parts machining, assembly, inspection and repair, and control system design for the pipe bender.

Keywords: *Hexapod model fabrication (motor part); Metal pipe bending; Pipe bending model design; Control system.*

☞

1. GIỚI THIỆU

Hiện nay, ngành công nghiệp liên quan tới cơ khí, ô tô, vật liệu… đang phát triển mạnh ở nước ta, vì vậy các chi tiết dạng ống có vai trò rất quan trọng và có nhiều hình dạng phức tạp. Chính vì vậy, các doanh nghiệp, nhà máy luyện thép trong nước đang chủ động hoàn thiện các quy trình và thiết bị chế tạo các phôi thép dạng ống với chất lượng đang ngày càng tiếp cận với thế giới.

Trên thế giới, hiện nay máy uốn đa dạng từ bằng tay, đến động cơ rồi đến NC hay CNC có thể uốn với nhiều bán kính khác nhau với độ chính xác và năng suất rất cao. Tuy nhiên, theo như nhóm nghiên cứu tìm hiểu thì ở nước ta chỉ có máy uốn bằng tay, thủy lực,... còn máy uốn ống 6 trục thì chưa phát triển và hầu như chưa có và vấn đề cần giải quyết là làm sao có thể chế tạo, gia công được sản phẩm do Việt Nam sản xuất, mà năng suất và chất lượng không thua kém các loại máy của nước ngoài, chi phí chế tạo rẻ hơn, kết cấu máy đơn giản, dễ vận hành khi sản xuất, dễ thay thế và sửa chữa khi bảo dưỡng.

Uốn ống là phương pháp chế tạo được sử dụng để tạo thành ống vĩnh viễn bằng cách uốn cong chúng. Trong nhiều trường hợp, ống uốn cong hữu ích hơn ở dạng thẳng. Việc uốn ống có thể được thực hiện thông qua một số quy trình khác nhau, bao gồm uốn kéo quay, uốn ép, uốn ép khung động và uốn lăn, nhưng mỗi phương pháp đều dựa trên các khái niệm cơ bản giống nhau. Các nguyên tắc uốn như độ giãn dài và bán kính uốn cong, cũng như các chức năng công cụ của trục lõi và con chạy, tạo thành nền tảng cho hầu hết các hoạt động uốn ống. Những nguyên tắc này giao nhau theo một số cách ảnh hưởng đến hiệu quả của sản xuất ống.

Nhận định về hiệu quả kinh tế – xã hội của nhiệm vụ khoa học – công nghệ "Nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị uốn ống CNC" vừa hoàn thành, ThS. Bùi Quang Vinh khẳng định, với những ưu điểm trên, việc phát triển công nghệ và thiết bị uốn ống CNC theo nguyên lý biến dạng tạo hình (tạo hình sản phẩm dạng ống theo nguyên lý biến dạng liên tục không khuôn) sẽ giúp phát triển lĩnh vực tạo hình ống, từ đó, giúp các lĩnh vực công nghiệp mũi nhọn hiện nay của Việt Nam như ô tô, thực phẩm, dầu khí, thiết kế, chế biến thực phẩm, chế tạo và bảo trì máy,… có điều kiện chủ động hơn các trang thiết bị và nguồn vật tư trong sản xuất, tăng tỷ lệ nội địa hóa các chi tiết lắp ráp trên sản phẩm hoàn chỉnh.

Để phát triển hơn mô hình Máy uốn ống 3D CNC, PGS,TS. Đặng Văn Nghìn, KS. Nguyễn Minh Tuấn, KS. Từ Diệp Công Thành, Bộ môn Cơ Điện tử, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa Thành phố Hồ Chí Minh đã nghiên cứu thiết kế và chế tạo mô hình Hexapod. Đây là một lĩnh vực phát triển rất nhanh theo những hướng khác nhau như: robot song song, máy động học song song… nhưng đều dựa theo nguyên lý do Stewart đưa ra vào năm 1965 và thường được gọi là Nguyên lý Stewart. Cơ cấu này gồm 06 chân có độ dài thay đổi được, các chân này liên kết với giá và tấm cố định (platform) bằng các khớp cầu. Bằng cách thay đổi chiều dài các chân, ta có thể thay đổi vị trí và hướng của tấm dịch chuyển trong không gian. Ưu điểm của việc sử dụng hexapod vào máy uốn ống có thể cho chúng ta tạo ra những ống uống có hình dạng phức tạp theo yêu cầu của khách hàng theo từng lĩnh vực như thiết bị ô tô, thiết bị kiến trúc… Bộ điều khiển chuyển sáu chân dựa trên mô hình động học của nó, các phương trình cho sáu chuyển động cơ bản (chuyển động ba trục và trục xoay ba trục) được lấy từ mô hình này. Các phương

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

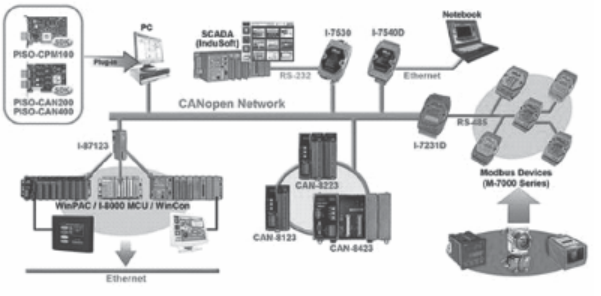
trình này được thực hiện trực tiếp trong chương trình điều khiển để điều khiển chuyển động và quay cơ bản.

2. PHẦN CỨNG HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

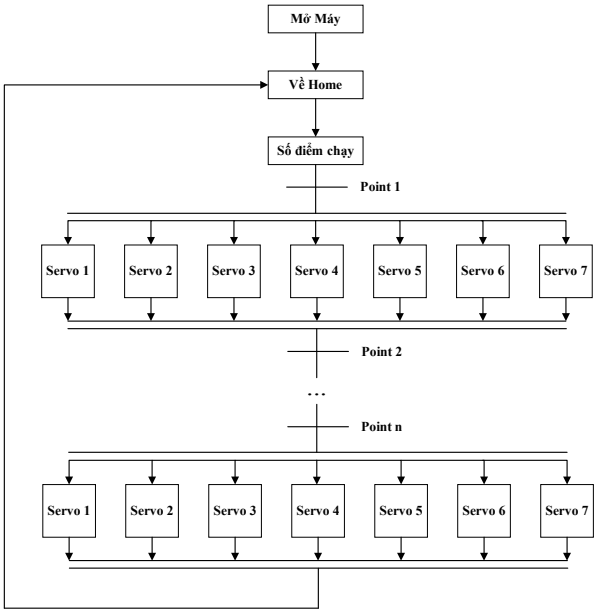
Phần cứng điều khiển dựa trên giao thức CANopen (hình 1) và hoạt động trên nguyên lý point to point (hình 2).

CANopen là một giao thức lớp ứng dụng dựa trên CAN. Nó được phát triển như một mạng nhúng tiêu chuẩn hóa với khả năng cấu hình rất linh hoạt. CANopen được thiết kế cho các mạng điều khiển máy định hướng chuyển động, chẳng hạn như các hệ thống xử lý. Đến nay, nó được sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau, chẳng hạn như thiết bị y tế, xe địa hình, điện tử hàng hải, giao thông công cộng, tự động hóa tòa nhà, v.v...

Giao thức cấp cao CANopen đã phát triển đến mức nổi bật đặc biệt. CANopen được phát triển và hỗ trợ bởi tổ chức phi lợi nhuận quốc tế CAN trong Tự động hóa (CiA) cho người dùng và nhà sản xuất CAN thông qua Tập đoàn CANopen Interest.Được thiết kế ban đầu để sử dụng trong các hệ thống điều khiển máy chuyển động, tiêu chuẩn CANopen hiện được sử dụng rộng rãi trong tự động hóa. Ví dụ, CANopen là một giao thức được sử dụng phổ biến trong chế tạo robot, bên cạnh các băng chuyền nhà máy và trên toàn bộ máy móc công nghiệp.



Hình 1. Hệ thống CANopen



Hình 2. Nguyên lý hoạt động của máy uốn ống (nguyên lý point to point)

3. PHẦN MỀM CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

DOPsoft là một phần mềm lập trình và cấu hình dành cho các thiết bị HMI (Human Machine Interface) của hãng Delta Electronics. HMI là một thiết bị tương tác giữa con người và máy móc trong các hệ thống tự động hóa công nghiệp. Phần mềm DOPsoft được phát triển đặc biệt để lập trình và cấu hình các màn hình HMI của Delta. DOPsoft cung cấp một giao diện đồ họa trực quan, cho phép người dùng dễ dàng tạo ra các màn hình HMI tùy chỉnh. Với DOPsoft, người dùng có thể thực hiện các tác vụ như tạo các đối tượng đồ họa, tạo và quản lý các nút nhấn, điều khiển động cơ và các thiết bị điều khiển khác, hiển thị dữ liệu và thông báo, và thiết lập các biểu đồ và đồ thị. Một trong những tính năng quan trọng của DOPsoft là khả năng kết nối và giao tiếp với các thiết bị và hệ thống khác trong mạng tự động hóa. Phần mềm này hỗ trợ nhiều giao thức truyền thông như Modbus, Ethernet/IP, BACnet, và các giao thức ☞

khác, cho phép truyền thông dễ dàng với các thiết bị PLC (Programmable Logic Controller), máy tính và các thiết bị ngoại vi khác. DOPsoft cung cấp một môi trường lập trình linh hoạt và mạnh mẽ cho việc tạo ra các ứng dụng HMI phức tạp. Người dùng có thể tùy chỉnh giao diện, tạo ra các hành động và phản hồi tương tác, và lập trình các chức năng điều khiển theo ý muốn. Bên cạnh đó, phần mềm cũng hỗ trợ việc kiểm tra và mô phỏng ứng dụng trước khi triển khai trên thiết bị thực tế, giúp tiết kiệm thời gian và tăng tính tin cậy của hệ thống. Với các tính năng và khả năng linh hoạt, DOPsoft là một công cụ quan trọng cho việc phát triển và quản lý các ứng dụng HMI của Delta Electronics. Từ DOPSoft, ta có thể tạo ra được màn hình điều khiển với các nút nhấn mang những chức năng riêng. Bắt đầu với màn hình khởi động (Hình 3). Đây là giao diện chờ của hệ thống, hiển thị sơ bộ các thông tin của thiết bị. Cần nhấn Operation, đăng nhập để chuyển sang các trang điều khiển chính khác và thoát khỏi giao diện giám sát.

Hình 3. Màn hình khởi động

Sau đây là một số đoạn chương trình được lập trình trên phần mềm ISP Soft.

*** Một đoạn chương trình chính:**

Trong đó:

- Câu lệnh ASDON: Servo-ON và Servo-OFF.

- Câu lệnh CASD: Cài đặt thời gian tăng tốc và thời gian giảm tốc cho một servo.

- Khi lệnh chuyển từ Tắt sang Bật, PLC bắt đầu thực hiện lệnh này để khởi động địa chỉ trạm servo 1 và khi servo được khởi động, SM1651 BẬT, nghĩa là Servo-ON.

- Sau đó, ta bắt đầu nhập dữ liệu vào lệnh CASD. Lệnh này thiết lập thời gian tăng tốc và giảm tốc servo cho servo tại địa chỉ trong S1. S2: Thời gian tăng tốc, là khoảng thời gian mà trong đó servo quay từ 0 đến 3000 vòng/phút. S3: Thời gian giảm tốc, là khoảng thời gian trong đó servo quay giảm từ 3000 vòng/phút xuống 0.

- Tương tự như Servo 1, Servo 2, 3, 4, 5, 6 cũng được thiết lập thông qua câu lệnh ASDON và CASD.

*** Đoạn chương trình set home cho máy:**

Trong đó:

• Lệnh ZRNC: Lệnh này thực hiện điều khiển dẫn hướng servo cho servo tại địa chỉ được chỉ định trong S1, được sử dụng để mọi trục servo quay trở lại điểm 0.

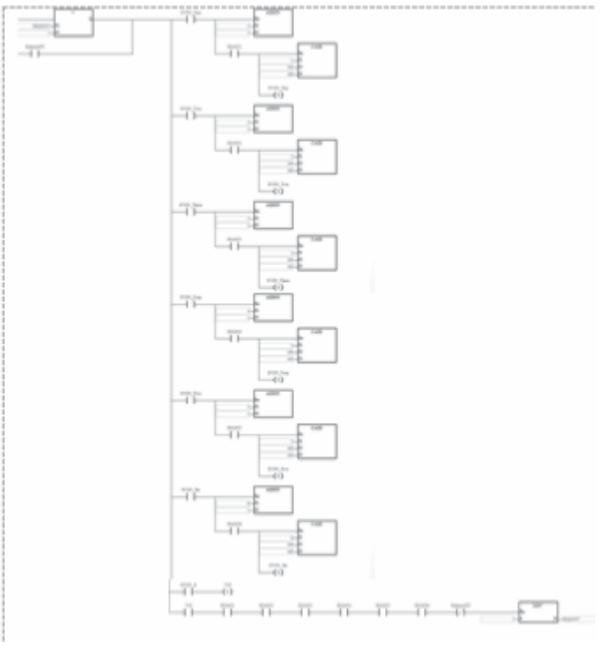
• Phạm vi của S1 là 1-8 (đối với servo), sẽ không thực thi khi giá trị đầu vào nằm ngoài phạm vi.

• Phạm vi của S2 là 1-20000. Đơn vị: 0,1 vòng/phút.

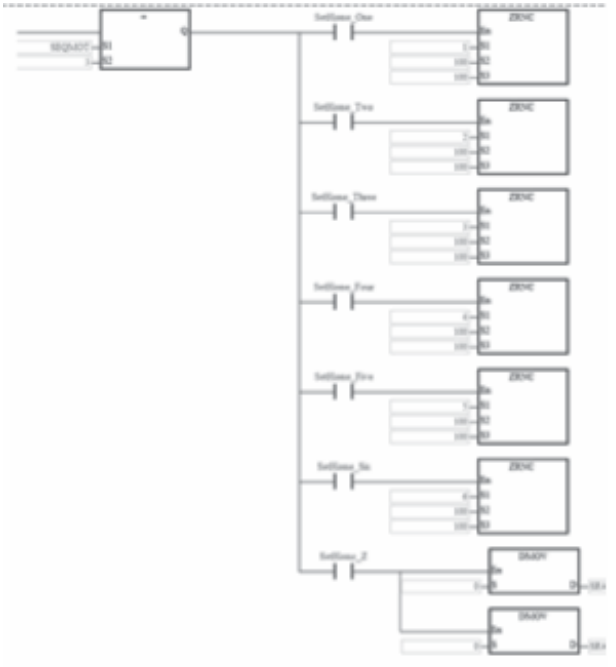
• Phạm vi của S3 là 1-5000. Đơn vị: 0,1 vòng/phút.

Lệnh DMOV: lệnh truyền dữ liệu với S là nguồn dữ liệu (Data source) và D là đích đến của dữ liệu (Data destination).

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 4. Đoạn chương trình ON/OFF servo



Hình 5. Đoạn chương trình SetHome

4. KẾT LUẬN

Đầu tiên, chúng tôi đã thiết kế và xây dựng một hệ thống điều khiển của DOPsoft và ISPsoft để điều khiển hệ thống hexapod của máy uốn ống, giúp nó thực hiện các chuyển động một cách chính xác và ổn định. Chúng tôi đã sử dụng các thuật toán điều khiển điển hình như HMI điều khiển để điều khiển hexapod của máy uốn ống. Với sự cơ động nhiều trục của hexapod, ta có thể điều chỉnh và vận hành một cách hiệu quả tùy theo hình dáng ống, kích thước độ dài của ống phù hợp với yêu cầu của khách hàng và doanh nghiệp. Tổng quan, phần điều khiển hexapod đã mang lại những thành tựu quan trọng với nền cơ khí Việt Nam và mở ra tiềm năng rất lớn cho các ứng dụng tương lai.❖

Ngày nhận bài: **25/7/2023**
Ngày phản biện: **03/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. PGS,TS. Đặng Văn Nghìn, KS. Nguyễn Minh Tuấn, KS. Từ Diệp Công Thành; *Thiết kế và chế tạo mô hình hexapod. Bộ môn Cơ Điện tử*, Trường Đại học Bách Khoa, TP. Hồ Chí Minh.

[2]. Trần Văn Trường, Nguyễn Anh Tú; *Nghiên cứu và chế tạo máy uốn ống 3D CNC.*

[3]. Aleš Lufinka. *Hexapod control system and software.*

CHẾ TẠO HỆ TRUYỀN ĐỘNG CHO MODULE CHÂN CỦA HỆ THỐNG HEXAPOD

MANUFACTURING THE HEXAPOD MODULE

Trần Minh Thế Uyên, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Phạm Quân Anh, Lê Thanh Tú, Phan Nhật Hào, Tống Huỳnh Quốc Thịnh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Hiện nay, trên thế giới, máy uốn ống được sử dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp và trong xây dựng, trang trí nội thất với rất nhiều chủng loại ống khác nhau có đường kính cũng như vật liệu làm ống rất đa dạng. Việc chế tạo máy uốn phù hợp với nhu cầu rất cần thiết. Trên thế giới đã có nhiều loại máy uốn khác nhau, từ thủ công, bán tự động cho đến tự động NC và CNC với các bán kính khác nhau rất đa dạng. Bài báo này nêu ra các phương án thiết kế, chế tạo đầu uốn ống, sử dụng phương pháp định lượng trong quá trình tính toán, phân tích kết hợp với thực nghiệm nhằm hoàn thiện mô hình nghiên cứu. Hệ thống đầu uốn ống sau khi thiết kế và đã được thử nghiệm với các kết cấu như đầu uốn ống và thân máy tách riêng biệt, thân máy tích hợp đầu uốn ống. Các kết cấu đầu uốn ống đã được đánh giá trực quan.

Từ khóa: *Đầu uốn ống; Phương pháp định lượng; Máy uốn ống.*

ABSTRACT

At present, in the world, pipe bending machines are widely used in industries and in interior decoration with many different types of pipes with diverse diameters and materials. It is very important to make a bending machine in accordance with the need. There are many different types of bending machines in the world, from manual, semi-automatic to automatic NC and CNC with different radii. This article outlines options for designing and manufacturing pipe benders, using quantitative methods in the process of calculation, analysis, and experimentation in order to complete the research model. The pipe bender system is designed and tested after being designed and tested with structures such as separating pipe bender from body, and the body integrated with the pipe bender. The pipe bend head structures were visually evaluated.

Keywords: *Pipe bender; Quantitative methods; Pipe bending machines.*

1. GIỚI THIỆU

Nước ta đang trên đà phát triển ngành công nghiệp nặng, lượng ống sử dụng cho các ngành công nghiệp là tương đối lớn, tuy nhiên lượng ống sản xuất trong nước phần lớn từ các loại máy uốn thủ công, bán tự động với khả năng tạo hình chưa linh hoạt và năng suất thấp không đáp ứng được nhu cầu sử dụng trong nước. Vì vậy, việc nghiên cứu chế tạo đầu uốn ống với khả năng linh động trong khả năng tạo hình linh hoạt và cho ra năng suất cao đáp ứng được nhu cầu sử dụng ống trong nước, góp phần đẩy mạnh sự phát triển ngành công nghiệp nước ta [1, 2].

Nắm bắt được tính cấp thiết, tầm quan trọng cũng như nhu cầu của thị trường trong nước, việc nghiên cứu, thiết kế và chế tạo đầu uốn ống với khả năng linh hoạt trong việc tạo hình cho ống và cho ra năng suất cao là rất cần thiết. Vì những lí do trên cùng với sự hướng dẫn của thầy Phạm Sơn Minh nên nhóm chúng em đã chọn đề tài: Chế tạo hệ truyền động cho module chân của hệ thống hexapod.

2. PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ

Việc thiết kế và chế tạo đầu uốn ống nhằm mục đích mang lại nâng cao chất lượng và hiệu suất làm việc, tạo ra nhiều sản phẩm ống đa dạng về hình dáng, góc độ. Các phương án thiết kế được đề xuất và phân tích ưu, nhược điểm như sau:

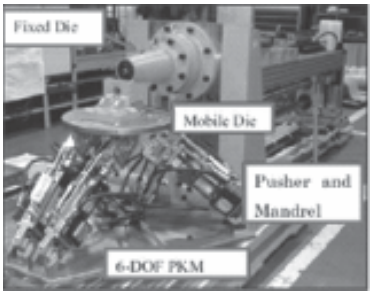
2.1. Phương án 1

Đầu uốn ống và thân máy tách riêng biệt:

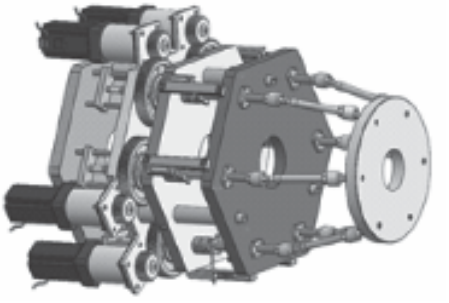
Đây là hệ thống uốn tự do Hexa-Bend được tách khỏi phần thân máy [3]. Trong hệ thống này, cơ cấu song song chủ yếu được sử dụng để thực hiện chuyển động của khuôn uốn trong không gian, trục gá linh hoạt thường được sử dụng để giảm biến dạng và độ dày thành tại vị trí uốn [4]. Hệ thống có các thành phần cốt lõi gồm ống, khuôn uốn, ổ đỡ hình cầu, thanh dẫn hướng và cơ cấu đẩy. Khi hệ thống ở vị trí 0, tâm của ổ đỡ hình cầu, khuôn uốn, thanh dẫn hướng và cơ cấu đẩy nằm trên cùng một trục [5]. Phương án này có các ưu, nhược điểm như sau:

– Ưu điểm: Hệ thống dễ lắp đặt, chuyển động linh hoạt, độ cứng vững cao do các chi tiết tiêu chuẩn như gối đỡ được đặt trên mặt phẳng.

– Nhược điểm: Hệ thống đầu uốn tách rời thân máy nên chiếm nhiều không gian.



Hình 1. Phương án 1



Hình 2. Phương án 2

2.2. Phương án 2

Thân máy tích hợp đầu uốn ống:

Các thay đổi của phương án 2 so với phương án 1: ☞

– Kết cấu đầu uốn ống được thiết kế tối ưu giúp hệ thống uốn có thể gắn liền với thân máy.

– Sử dụng hệ thống truyền động vít me đai ốc để điều khiển tấm di động.

– Tấm di động có thể chuyển động linh hoạt trong không gian bởi các khớp cầu.

**** Ưu điểm:***

– Tối ưu không gian nhà xưởng.

– Các chi tiết được thiết kế dễ dàng để chế tạo.

– Độ chính xác cao do đầu uốn ống, thanh dẫn hướng, cơ cấu đẩy cùng nằm trên một trục.

– Đạt được độ chính xác.

*** Nhược điểm:**

– Bảo trì, bảo dưỡng thường xuyên các chi tiết máy.

– Độ cứng vững thấp do các chi tiết không được đặt trên cùng mặt phẳng.

3. THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN HỆ TRUYỀN ĐỘNG

3.1. Thông số đầu vào

– Số vòng quay motor, $n_{đc}$ = 2000 (rpm);

– Số vòng quay qua hộp giảm tốc, n_{gt} = 100 (rpm);

– Công suất trên trục bánh răng dẫn, $P = P_1$ = 0,75 (kW);

– Số vòng quay trục bánh răng dẫn, $n_{gt} = n_1$ = 100 (rpm);

– Tỉ số truyền, $u = u_{br}$ = 2,5;

– Số vòng quay trục bánh răng bị dẫn, $n_2 = \frac{n_1}{u} = 40\ (rpm)$.

Mô-men xoắn trên trục bánh răng dẫn:

$$T_1 = \frac{9{,}55.10^6.P_{đc}}{n_{gt}} = \frac{9{,}55.10^6.0{,}75}{100} = 71625\ (N.mm)$$

3.2. Chọn vật liệu

Bảng 1. Chọn vật liệu

	Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ cứng	Giới hạn bền	Giới hạn chảy	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H]_{max}$	$[\sigma_F]_{max}$
			(HB)	S_b (MPa)	S_{ch} (MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)
BR dẫn	Thép C45	Tôi cải thiện	230	750	450	481,82	1260	360
BR bị dẫn	Thép C45	Tôi cải thiện	218	750	450	460	1260	360

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

3.3. Xác định ứng suất cho phép

Theo bảng 6.2 trang 94 [1] với thép 45, tôi cải thiện đạt độ rắn HB = (180÷350).

$\sigma^\circ_{Hlim} = 2HB + 70$; $S_H = 1,1$ – Hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc, bảng 6.2.

$\sigma^\circ_{Flim} = 1,8HB$; $S_F = 1,75$ – Hệ số an toàn khi tính về uốn, bảng 6.2.

Chọn độ rắn bánh nhỏ HB1 = 230, độ rắn bánh lớn $HB_2 = 218$, khi đó:

$\sigma^\circ_{Hlim1} = 2HB_1 + 70 = 2.230 + 70 = 530$ (MPa)
$\sigma^\circ_{Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2.218 + 70 = 506$(MPa)
$\sigma^\circ_{Flim1} = 1,8HB_1 = 1,8.230 = 414$ (MPa)
$\sigma^\circ_{Flim2} = 1,8HB_2 = 1,8.218 = 392,4$ (MPa)

Theo CT 6.5 trang 93 [1]:

$$N_{HO} = 30.H_{HB}^{2,4}$$

$$N_{HO1} = 30.H_{HB1}^{2,4} = 30.230^{2,4} = 13972305$$

$$N_{HO2} = 30.H_{HB2}^{2,4} = 30.218^{2,4} = 12286179$$

Thời gian sử dụng của bánh răng: L_H = 18000 giờ => Số chu kỳ làm việc là (Theo CT 6.7 trang 93 [1]):

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60cn_1t = 60.1.470.18000 = 507600000$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60cn_2t = 60.1.117,5.18000 = 126900000$$

=> Do $N_{HE1} > N_{HO1}$, do đó $K_{HL} = 1$; $N_{HE2} > N_{HO2}$, do đó $K_{HL} = 1$.

Do độ cứng bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn HB ≤ 350 nên chọn $m_F = m_H = 6$ theo trang 93.

Ứng suất tiếp xúc cho phép: Theo CT 6.1a trang 93 [1]:

$$[\sigma_H] = \sigma^0_{Hlim}.\frac{K_{HL}}{S_H}$$

$$[\sigma_{H1}] = 530.\frac{1}{1,1} = 481,82 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = 506.\frac{1}{1,1} = 460 \text{ (MPa)}$$

Áp dụng công thức 6.12 trang 95 [1] tính ứng suất tiếp xúc cho phép bánh răng trụ răng nghiêng:

$$[\sigma_H] = \sqrt[2]{0,5.([\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2)}$$

$$= \sqrt[2]{0,5.([481,82]^2 + [460]^2)} = 471 \text{ (MPa)}$$

Theo CT 6.6 trang 93 [1], tải trọng tĩnh: $N_{HE} = N_{FE}$.

Do $N_{FO} = 4.10^6$ đối với tất cả các loại thép: $N_{FE1} > N_{FO}$, do đó $K_{FL1} = 1$; $N_{FE2} > N_{FO}$, do đó $K_{FL1} = 1$.

Ứng suất uốn cho phép: Theo CT 6.1b trang 93 [1]:

$$[\sigma_F] = \sigma^0_{Flim}.\frac{K_{FC}.K_{FL}}{S_F}$$

$$[\sigma_{F1}] = 423.\frac{1.1}{1,75} = 241,714\text{(MPa)}$$

$$[\sigma_{F2}] = 405.\frac{1.1}{1,75} = 231,429 \text{ (MPa)}$$

Ứng suất quá tải cho phép được tính theo công thức 6.13 và 6.14 trang 95:

$[\sigma_{H1}]_{max} = 2,8\sigma_{ch1} = 2,8.450 = 1260$ (MPa)

$[\sigma_{H2}]_{max} = 2,8\sigma_{ch2} = 2,8.450 = 1260$ (MPa)

$[\sigma_{F1}]_{max} = 0,8\sigma_{ch1} = 0,8.450 = 360$ (MPa)

$[\sigma_{F2}]_{max} = 0,8\sigma_{ch2} = 0,8.450 = 360$ (Mpa)

3.4. Xác định khoảng cách trục

Khoảng cách trục được xác định theo công thức 6.15a trang 96:

$$a_w = K_a(u+1).\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.u.\psi_{ba}}}$$

$$= 43.(2.5+1).\sqrt[3]{\frac{71625.1,02}{482,34^2.2,5.0,315}} = 112,55\ (mm)$$

Trong đó:

K_a = 43 $MPa^{1/3}$ (bảng 6.5 trang 96 [1]) – Hệ số phụ thuộc vật liệu cặp bánh răng, loại răng thẳng hoặc nghiêng, Bảng 6.5 .

Tra bảng 6.6 trang 97 [1], chọn ψ_{ba} = 0,315.

ψ_{bd}=0,53.ψ_{ba}.(u_1+1)=0,53.0,315.(2,5+1)≈0,584

Tra bảng 6.7 trang 98 [1], chọn $K_{H\beta}$ = 1,02.
=> Chọn a_w = 115 (mm)

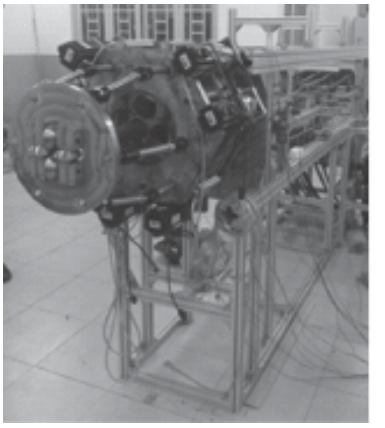
4. GIA CÔNG VÀ LẮP RÁP CÁC CHI TIẾT

Sau khi gia công các chi tiết được lắp đặt lên hệ thống khung như hình 4, toàn bộ quá trình uốn ống sẽ được điều khiển thông qua việc lập trình motor. Toàn bộ hệ thống được cố định chắc chắn trên khung máy. Động cơ xoay kết hợp cùng hộp giảm tốc điều khiển cơ cấu bánh răng, vít-me tịnh tiến lên xuống sẽ làm cho hệ thống uốn tạo hình ống theo ý muốn của người điều khiển. Quá trình tịnh tiến sẽ được định vị bằng các bộ thước quang. Toàn bộ hệ thống điều khiển được bố trí gọn gàng xung quanh tấm giữ. Điều này góp phần độ bền cho hệ thống còn làm tăng tính thẩm mĩ, tránh việc các chi tiết va đập, chồng chéo lên nhau. Tấm giữ thực hiện chức năng uốn, tạo hình cho ống được nằm tách biệt đảm bảo độ chính xác cho toàn bộ quá trình ống từ đầu vào đến đầu ra. Kết quả uốn và tạo hình được thể hiện rõ ở hình 5-6.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, phương án thiết kế hệ thống Hexapod thực hiện uốn ống lệch tâm đã được đề xuất và phân tích. Các chi tiết được tính toán và gia công cẩn thận trước khi chế tạo. Hệ thống sau khi chế tạo đã trải qua quá trình thực nghiệm, kiểm tra chất lượng thành phẩm. Kết quả cho thấy được hệ thống rất linh hoạt trong quá trình tạo hình với góc độ uốn từ 30 đến 60 độ, bề mặt chuyển tiếp vẫn giữ được cơ tính vật liệu còn đảm bảo tính thẩm mỹ cho sản phẩm. Nhìn chung sản phẩm được hoàn thiện rất tốt, có thể đưa vào ứng dụng trong các lĩnh vực công nghiệp.❖

Hình 3. Cơ cấu truyền động



Hình 4. Hệ thống Hexapod

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Hình 5. Sản phẩm đầu ra

Hình 6. Ống uốn thành phẩm

Ngày nhận bài: **22/7/2023**
Ngày phản biện: **03/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. T.V. Trường, N.A. Tú, P.X. Trường, Đ.M. Tuấn, L.T. Toàn, N.X. Chung; *Nghiên cứu và chế tạo máy uốn ống 3D CNC.*

[2]. ThS. Nguyễn Văn Thành, ThS. Nguyễn Trường Giang; *Giáo trình công nghệ uốn NC*, NXB. Lao động Xã hội.

[3]. H. Goto, Ken Ichiryu, H. Saito, Yuu Ishikura, Y. Tanaka; *Applications with a new 6-dof bending machine in tube forming processes.*

[4]. A. Tomizawa, S. Hartanto, K. Uematsu and N. Shimada; *Crash Characteristics of Partially Quenched Curved Products by Three-Dimensional Hot Bending and Direct Quench.*

[5]. T. Li, H. Wang, A.A. El-Aty, J. Tao, W.B. Wei, Y. Qin, X.Z. Guo; *Theoretical modelling and finite element simulation of AA6061 involute components based on 3D free bending process.*

THIẾT KẾ CỤM DẪN ĐỘNG CHO ROBOT VỆ SINH PIN NĂNG LƯỢNG MẶT TRỜI DỰA TRÊN CƠ CẤU CAMSO TTS

DESIGN OF TRACK ASSEMBLY FOR SOLAR PANEL CLEANING ROBOT BASED ON CAMSO TTS MECHANISM

Phan Trung Đạt[1], Nguyễn Minh Đức[1], Nguyễn Huy Hùng[2], Dương Văn Tú[1, 2]
[1]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh
[2]DCSELab, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo trình bày thiết kế cơ khí cụm track cho robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời dựa trên cơ cấu CAMSO TTS. Phương án thiết kế phù hợp được lựa chọn từ các phương án khả thi ban đầu. Từ phương án được chọn, sơ đồ nguyên lý và một số thông số quan trọng được đặt ra cho bài toán thiết kế kết cấu cụm track. Các chi tiết cơ khí được tính toán, thiết kế và lựa chọn để đảm bảo nguyên lý cũng như điều kiện vận hành của cụm track. Sau đó, cụm track được mô phỏng để khảo sát khả năng bám của các bánh với các mặt pin cong khác nhau cũng như quỹ đạo của tâm các bánh xe. Kết quả mô phỏng là cơ sở để giới hạn các khớp xoay của cơ cấu trong quá trình thiết kế.

Từ khóa: *Robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời; CAMSO TTS.*

ABSTRACT

This paper presents the mechanical design of a track assembly for solar panel cleaning robot, based on the CAMSO TTS mechanism. The appropriate design solution is selected from initial feasible options. From the chosen one, a kinematic diagram and some important parameters are set for the design of the track assembly. Mechanical components are calculated, designed, and selected to ensure the principles and operational conditions of the robot. Subsequently, the track assembly is simulated to investigate the traction capability of the wheels on various curved surfaces as well as the trajectory of the wheel centers. The simulation results serve as a basis to limit the joints's angle of the mechanism during design process.

Keywords: *Solar panel cleaning robot; CAMSO TTS.*

1. TỔNG QUAN

Ngày nay, robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời (Solar Panel Cleaning Robot – SPCR) đang được sử dụng rộng rãi trên thế giới trong việc vệ sinh các hệ thống pin quang điện từ quy mô nhà xưởng đến trang trại. Địa hình hoạt động của SPCR khá phức tạp, tùy thuộc vị trí địa lí và cấu trúc lắp đặt của hệ thống điện mặt trời tại nơi đó. Nhìn chung, địa hình hoạt động của SPCR là một bề mặt cong [1], trơn ướt và có một độ nghiêng so với mặt đất. Do đó, các SPCR cần phải được thiết kế để có khả năng bám được trên các địa hình như thế mà không bị trượt khi vận hành. Ngoài ra, với một khối lượng nặng như thế, vấn đề về tuổi thọ của các tấm pin cũng cần được quan tâm. Một số nghiên cứu trước đây chỉ ra rằng các tấm pin sẽ bị giảm cấp và hình thành các "microcrack" gây ra bởi các rung động bên ngoài [2]. Để giải quyết các vấn đề trên, một số mẫu SPCR trên thế giới được thiết kế tích hợp cơ cấu giảm chấn vào trong cụm bánh của chúng.

Năm 2019, Công ty CleanSR của Thái Lan đã cho ra mắt mẫu SPCR có cơ cấu giảm chấn bằng lò xo và các cặp bánh xe có khớp xoay ngoài [3]. Mặc dù cơ cấu giảm chấn này có khả năng bám theo biên dạng cong của bề mặt pin nhưng sự tiếp xúc giữa 4 cặp bánh xe của robot này và mặt pin chỉ là tiếp xúc đường nên dễ bị trượt khi bề mặt pin ướt. Một thiết kế khác sử dụng các phuộc nhún để tạo lực đẩy giúp đai bám bề mặt pin được sử dụng trong các mẫu SPCR của Serbot PVClean (Thụy Sĩ) và DCSELAB (Việt Nam) [4], [5]. So với cơ cấu trước, cơ cấu này tận dụng được ưu điểm của đai cao su để tăng diện tích tiếp xúc giữa đai và bề mặt pin, giúp hấp thụ rung động và tăng khả năm bám cho robot. Tuy nhiên, với những bề mặt pin có độ võng khác nhau thì cụm giảm chấn cần phải được tính toán lại để đảm bảo hiệu quả hoạt động. Ngoài ra, khi hoạt động môi trường bụi bẩn và khắc nghiệt như bề mặt pin, cụm giảm chấn cũng cần phải được bảo dưỡng một cách phù hợp để tránh kẹt lò xo. Năm 2016, CAMSO – một công ty chế tạo máy đã cho ra đời thiết kế cụm bánh TTS (Trailed Track System) cho các đầu máy nông nghiệp của họ. Mặc dù cơ cấu này không được thiết kế dành cho SPCR nhưng nó thừa hưởng được các ưu điểm của các cụm giảm chấn đã có và khắc phục được những nhược điểm còn tồn tại. Đó chính là khả năng bám theo mọi địa hình không bằng phẳng cực kì tốt và không cần hiệu chỉnh lại thông số như giảm chấn lò xo đã đề cập ở trên nhờ vào hệ bánh 9 bậc tự do. Ngoài ra, áp lực tác dụng lên bề mặt đai tại các bánh đồng đều, giúp duy trì lực ma sát đồng đều trên khắp bề mặt tiếp xúc [6]. Từ những phân tích trên có thể thấy rằng những đặc điểm cơ học của CAMSO TTS rất phù hợp đối với địa hình di chuyển là bề mặt tấm pin PV.

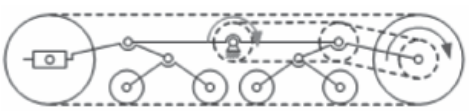
Tuy nhiên, thiết kế nguyên bản của cơ cấu TTS dành cho bánh bị động của đầu máy nông nghiệp, vì thế để phù hợp cho SPCR, cơ cấu TTS cần được thiết kế thêm chức năng dẫn động và lược bỏ một số bậc tự do không cần thiết để giảm khối lượng cho SPCR. Bài báo này đề xuất một thiết kế cụm bánh cho SPCR dựa trên nguyên lý của cơ cấu TTS. Sau đó, vùng không gian hoạt động của cụm bánh này cũng được mô phỏng bằng phần mềm GeoGebra.

2. PHƯƠNG ÁN TRIỂN KHAI

Tài liệu [6] đã mô tả chi tiết cấu trúc bên trong của cơ cấu TTS bao gồm các khớp xoay và chi tiết cơ khí. Mục tiêu của bài toán thiết kế là phải tích hợp được động cơ dẫn động vào cụm track mà vẫn bảo toàn nguyên lý động học của cơ cấu TTS. Ngoài ra, việc giảm thiểu sự rung lên tấm pin cũng cần được quan tâm. Do ☞

đó, nhóm tác giả đề xuất hai phương án khả thi có thể đáp ứng được đầu bài thiết lập: đặt động cơ trực tiếp và truyền động vào bánh chủ động (Hình 1a); hoặc đặt động cơ ở tâm xoay trung tâm của cơ cấu và truyền động xuống bánh chủ động (Hình 1b).

a. Phương án truyền động trực tiếp



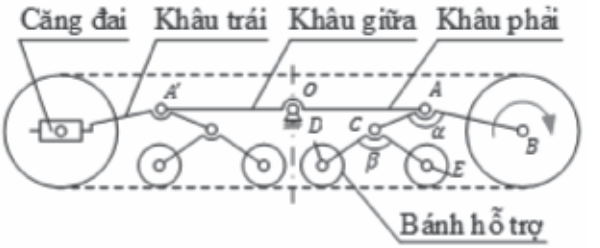
b. Phương án truyền động gián tiếp

Hình 1. Các phương án khả thi đối với đầu bài thiết kế

Phương án truyền động trực tiếp có hiệu suất truyền động cao, thiết kế đơn giản tuy nhiên động cơ đặt tại tâm bánh sẽ có khả năng lắc cùng với bánh gây ra các ứng lực dư một bên, phân bố áp lực không đồng đều lên các bánh và tăng rung động cho pin. Phương án truyền động gián tiếp mặc dù có kết cấu phức tạp hơn nhưng động cơ đặt ngay tại tâm xoay sẽ giúp cố định vị trí tương đối của động cơ so với khung robot, cân đối áp lực lên các bánh và ít gây rung động hơn. Từ các phân tích trên, phương án truyền động gián tiếp phù hợp với những điều kiện vận hành của SPCR. Nhược điểm về khối lượng của phương án này sẽ được giải quyết bằng lựa chọn vật liệu, kết cấu cơ khí,…

3. THIẾT KẾ CƠ KHÍ

Tham khảo các tài liệu về sơ đồ bố trí các dãy pin [7], quá trình tính toán và tham khảo các mẫu SPCR trên thế giới, kích thước cơ bản của cụm bánh có thể đặt ra như sau: Khoảng cách tâm hai pulley là a = 610mm, đường kính vòng chia pulley d = 150mm, bề rộng pulley b = 100mm. Từ đó, kích thước cơ bản của các khâu được thể hiện trong Hình 2.



$OA = 175mm; AB = 135mm; AC = 75mm;$
$CD = CE = 75mm; \alpha = 142°; \beta = 112°$

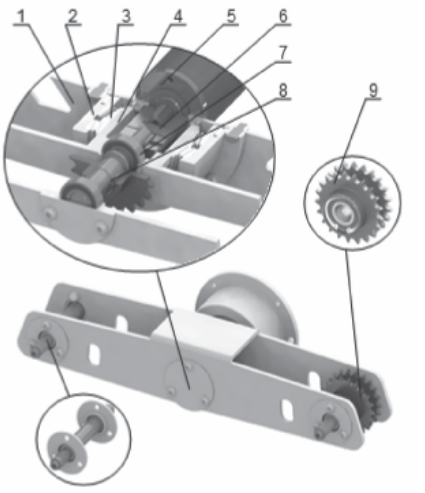
Hình 2. Kích thước cơ bản các khâu của cụm track

Thiết kế của khâu giữa được cho ở Hình 3. Đây là thành phần quan trọng nhất trong cơ cấu vì nó không chỉ có chức năng truyền động cho bánh đai mà còn là khớp xoay trung tâm của cơ cấu CAMSO. Trong kết cấu này, động cơ (5) được cố định trên vách (1) của robot và truyền động cho trục (8) thông qua nối trục (6). Trục này quay trên 2 ổ bi đỡ (7) được cố định vào cốc xoay (4). Cốc xoay (4) có thể quay độc lập với trục (8) nhờ vào ổ đũa côn hai dãy (3). Vòng ngoài của ổ được siết chặt vào khối (2), cố định trên vách (1). Ổ đũa côn này chịu toàn bộ các tải trọng dọc trục và hướng tâm của cơ cấu CAMSO khi robot di chuyển và trong quá trình vận chuyển robot lên mái pin. Bánh xích đôi (9) là bánh xích bị động có thể quay tự do trên trục, có tác dụng truyền momen đến cho bánh pulley chủ động.

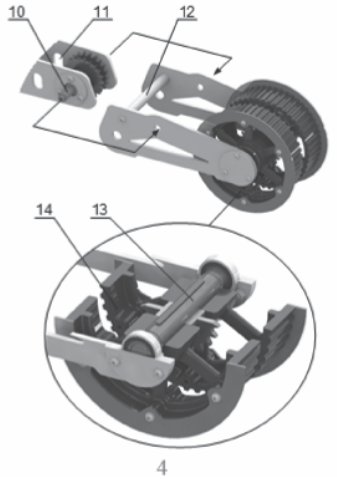
Thiết kế của khâu phải được cho ở Hình 4. Khâu này là khâu mang bánh pulley chủ động làm nhiệm vụ truyền chuyển động cho đai cao su của SPCR. Khâu này được liên kết với khâu giữa nhờ vào trục xoay (10). Trục (12) được lắp xuyên qua rãnh (11) và liên kết hai vách của khâu giữa với nhau. Nó vừa có tác dụng tăng

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

độ cứng vững cho khâu phải, vừa có tác dụng để giới hạn góc xoay bánh pulley để tránh cho đai cao su chạm vào bề mặt các chi tiết, vừa có tác dụng giúp bánh đai không bị hụp tại khoảng giữa các dãy pin. Bánh đai chủ động (14) được thiết kế tách làm đôi và chính giữa là đĩa xích bị động nhận momen xoắn từ đĩa xích chủ động trên trục (10). Các đĩa xích và bánh đai được lắp lên trục (13) sử dụng then bằng và trục này quay trên hai ổ bi đỡ tại hai đầu.



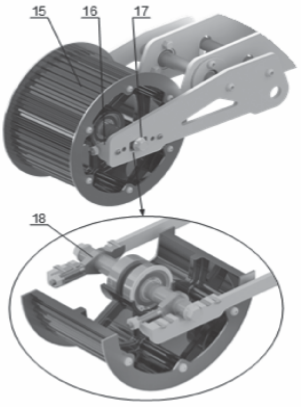
Hình 3. Thiết kế 3D của khâu trung tâm



4

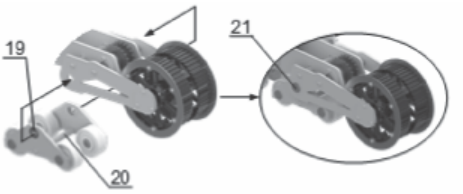
Hình 4. Thiết kế 3D của khâu phải

Thiết kế của khâu trái được thể hiện trong Hình 5. Khâu này có kết cấu tương tự với khâu bên phải chỉ khác ở chỗ là nó mang bánh đai bị động cùng với bộ phận căng đai. Giá căng đai (16) được lắp vào hai bên vách của khâu trái bằng các chốt định vị. Bu lông căng đai (18) có phần tai được lắp vào trục bị động, phần còn lại được giữ bởi đai ốc. Khi xoay đai ốc, bu lông căng đai di chuyển tịnh tiến và kéo theo bánh đai bị động (15) giúp tạo lực căng trên dây đai và đảm bảo độ song song giữa hai trục bánh đai. Trục bị động được vát phẳng hai đầu để có thể trượt tự do trên rãnh của giá (16). Sau khi căng đai, trục được siết chặt bằng bu lông (17).



Hình 5. Thiết kế 3D của khâu trái

Hình 6 thể hiện lắp ghép của cụm bánh hỗ trợ với các khâu còn lại của cơ cấu. Cụm bánh xe có thể xoay được nhờ vào ổ lăn (19) và cả cụm được lắp với khâu phải bằng mối ghép chốt (21). Thanh (20) có tác dụng liên kết và tăng cứng cho cụm bánh. Kết cấu tổng thể sau khi lắp một số chi tiết còn lại như dây đai, xích,… được thể hiện ở Hình 7.



Hình 6. Lắp ghép cụm bánh hỗ trợ với khâu phải của cơ cấu

Hình 7. Kết cấu tổng thể của cụm bánh thiết kế

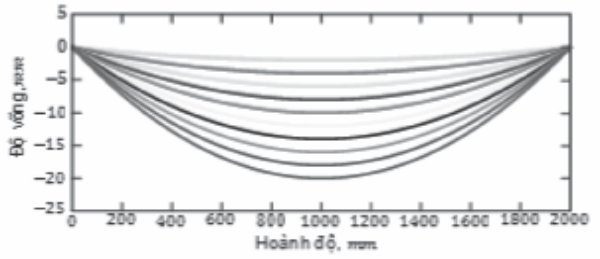
4. CÁC KỊCH BẢN MÔ PHỎNG

Để kiểm tra khả năng bám của cụm track theo các biên dạng cong khác nhau của tấm pin, nhóm tác giả tiến hành mô phỏng động học của các bánh. Theo [1], biên dạng mặt pin khi robot di chuyển có dạng parabol đối xứng tại vị trí biến dạng lớn nhất. Mặt khác, theo khảo sát từ [7], các tấm pin phổ biến được sử dụng có chiều dài khoảng 2m. Vì thế, quỹ đạo của các bánh sẽ được khảo sát trên các bề mặt cong có dạng như phương trình (1) với hoành độ x $\in$ [0;2000].

$$y = a(x - 1000)^2 + b \quad (1)$$

Với, a = {2; 4; 6; 8 …; 20} x 10^{-6};

b = {–2; –4; –6; …; –20}.

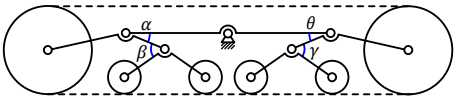


Hình 8. Các biên dạng cong khảo sát

Ứng với từng mặt pin, ta xác định được tọa độ tâm của các bánh và suy ra quỹ tích của chúng. Đây là cơ sở để đặt giới hạn cho các khớp xoay của cụm track.

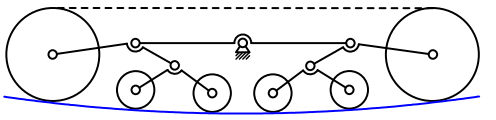
5. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Phần mềm GeoGebra được sử dụng để mô phỏng khả năng bám mặt pin của cụm track và ghi lại quỹ tích các tâm của bánh xe với các thông số góc quay của các khớp của cụm track.



Hình 9. Các khớp xoay của cụm track

Dựa vào kết quả mô phỏng từ GeoGebra, nhóm tác giả nhận thấy cụm track có khả năng bám tốt với tất cả các biên dạng mặt cong được đưa ra, nhờ đó đảm bảo được diện tích tiếp xúc của đai đối với mặt pin. Hình 10 mô tả sự tiếp xúc của các bánh với mặt pin cong trong trường hợp biến dạng lớn nhất.



Hình 10. Mô phỏng khả năng bám biên dạng pin đối với độ biến dạng 20mm

Bên cạnh đó, kết quả về lượng dịch chuyển của các góc khớp ứng với từng độ biến dạng mặt cong cũng được thể hiện ở Bảng 1.

Bảng 1. Góc quay của các khớp so với góc ban đầu theo độ biến dạng của tấm pin

Độ võng (mm)	Δα (°)	Δθ (°)	Δβ (°)	Δγ (°)
2	1,1	1,0	0,15	0,2
4	1,2	1,2	0,3	0,4
6	1,92	1,7	0,5	0,7
8	2,0	2,2	1,0	1,0
10	2,72	2,7	1,3	1,4
12	3,3	3,4	1,6	1,5
14	3,7	3,6	2,0	1,8
16	4,3	4,1	2,2	2,0
18	4,8	4,6	2,2	2,0
20	5,2	5,15	2,8	2,5

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Từ kết quả của Bảng 1, các cặp góc khớp α-θ; β-γ thay đổi một lượng lần lượt là 5,2° và 2,8° khi độ võng tấm pin là 20mm. Trong hai cặp góc này, cặp góc α-θ đóng vai trò quan trọng trong việc giúp robot vượt qua khe hở 30 ÷ 50cm giữa hai dãy pin liên tiếp nhau. Việc khảo sát sự thay đổi của các góc khớp đối với từng biên dạng mặt pin khác nhau là cơ sở để giới hạn các góc xoay của các khâu thành phần trong thiết kế cơ khí, giúp đảm bảo khả năng vận hành cũng như thuận tiện cho người sử dụng trong việc vận chuyển robot lên trên các mái pin cao.

6. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày thiết kế cơ khí cụm track cho robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời dựa trên cơ cấu CAMSO TTS. Cấu trúc cơ khí được thiết kế và hiệu chỉnh từ thiết kế gốc để phù hợp với robot vệ sinh pin năng lượng mặt trời dựa trên các thông số được đặt ra ban đầu. Các mô phỏng được thực hiện để kiểm tra khả năng bám theo địa hình của cụm track cũng như xác định các góc giới hạn tại các khớp. Kết quả mô phỏng đã chỉ ra cụm track bám rất tốt tại vị trí tấm pin bị võng nhiều nhất. Điều đó cho thấy tính khả thi và phù hợp của thiết kế được đề xuất.

Tuy nhiên, bài báo cũng tồn tại một số hạn chế như chưa khảo sát các biên dạng của tấm pin khi robot di chuyển gần mép pin cũng như chưa khảo sát góc xoay của khâu trung tâm trong quá trình robot vận hành cũng như vượt qua khe hở giữa các dãy pin. Do đó, các yếu tố này sẽ được nghiên cứu và xem xét trong tương lai để có một cái nhìn tổng quát hơn về vấn đề đã được nêu.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được thực hiện tại Phòng Thí nghiệm Trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống và được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2023-20b-01.❖

Ngày nhận bài: **25/6/2023**
Ngày phản biện: **24/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. T. D. Phan, M. D. Nguyen, M. Auffray, N. T. Le, C. T. Truong, "*Research Impact of Solar Panel Cleaning Robot on Photovoltaic Panel's Deflection*", in ICACE, 2023. doi: 10.48550/arXiv.2306.05340.

[2]. M. Dhimish, V. Holmes, M. Dales, B. Mehrdadi, "*Effect of micro cracks on photovoltaic output power: Case study based on real time long term data measurements*", Micro Nano Lett., vol. 12, no. 10, pp. 803–807, Oct. 2017, doi: 10.1049/mnl.2017.0205.

[3]. "*Solar Cleaning Robot Thailand ALL prototypes*" 2021. [Trực tuyến]. Địa chỉ: https://www.youtube.com/watch?v=7p6mtpjMmuw. [Truy cập 4/7/2023].

[4]. "*pvClean Robot*" 2018. [Trực tuyến]. Địa chỉ: https://www.serbot.ch/en/solar-panels-cleaning/pvclean-robot. [Truy cập 4/7/2023].

[5]. N. T. Le, P. T. Dong, "*Thiết kế robot lau tấm pin năng lượng mặt trời*", Luận văn đại học, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2022.

[6]. CAMSO, "*Trailed Track Systems Parts Manual*", vol. 44, no. October. 2009.

[7]. N. V. B. Dương, P. H. Long, N. T. Tiến, "*Khảo sát thực trạng các cấu trúc lắp đặt pin mặt trời thông dụng ở Việt Nam*", Tạp chí Cơ khí Việt Nam, tr. 1–3, 2023.

CHẾ TẠO MÔ HÌNH ĐẦU UỐN ỐNG NHIỀU BẬC TỰ DO

MANUFACTURING A PROTOTYPE OF A MULTI-DEGREE-OF-FREEDOM TUBE BENDING MACHINE

ThS. **Huỳnh Đỗ Song Toàn**, ThS. **Bùi Chấn Thạnh**, ThS. **Nguyễn Hộ**, ThS. **Nguyễn Tiến Dũng**, TS. **Trần Minh Thế Uyên**, **Lê Duy Khang, Trần Minh Quang, Trần Văn Nhựt Linh**
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Mô hình uốn ống nhiều bậc tự do là một thiết bị được sử dụng để uốn ống kim loại hoặc ống nhựa thành các hình dạng khác nhau. Mô hình này có thể được sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau và có thể được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau. Mô hình này có thể được điều khiển bằng tay hoặc bằng máy tính và có thể được lập trình để uốn ống theo các hình dạng phức tạp và chính xác. Chế tạo mô hình máy uốn ống nhiều bậc tự do là một quá trình phức tạp và đòi hỏi kỹ năng và kinh nghiệm. Các bước chế tạo mô hình máy uốn ống nhiều bậc tự do bao gồm thiết kế mô hình, chọn vật liệu, gia công các bộ phận, lắp ráp, kiểm tra và sửa chữa.

Từ khóa: *Mô hình uốn ống nhiều bậc tự do; Uốn ống kim loại; Điều khiển; Lập trình; Thiết kế mô hình; Gia công; Lắp ráp; Kiểm tra; Sửa chữa.*

ABSTRACT

A multi-axis tube bending machine is a device used to bend metal or plastic tubes into various shapes. This machine can be used in many different fields and can be made from various materials. It can be manually or computer-controlled and can be programmed to bend tubes into complex and precise shapes. Manufacturing a multi-axis tube bending machine is a complex process that requires skill and experience. The steps involved in manufacturing a multi-axisincludesending machine include designing the model, selecting materials, machining parts, assembly, testing, and repair.

Keywords: *A multi-degree-of-freedom pipe bending model; Metal pipe bending; Control; Programming; Model design; Processing; Assembly; Testing; Repair.*

1. GIỚI THIỆU

Thực tế cho thấy, trong các ngành công nghiệp đang phát triển mạnh tại Việt Nam như ô tô, dầu khí, thực phẩm… thì tỷ lệ các chi tiết, thiết bị dạng ống chiếm tỷ trọng khá lớn [1]. Các nhà máy luyện thép trong nước đang chủ động hoàn thiện các quy trình và thiết bị chế tạo các phôi thép dạng ống với chất lượng đang ngày càng tiệm cận với thế giới. Bên cạnh đó, chi tiết làm từ phôi ống cũng đã và đang được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực xây dựng và trang trí nội thất.

Công nghệ sản xuất ống hàng loạt lớn hiện chỉ dừng lại ở dạng ống thẳng với các kích thước ống có thể dài đến 6m hoặc 12m [2-4]. Tuy nhiên, trong quá trình ứng dụng, các chi tiết ống sẽ được bố trí phù hợp với không gian của thiết bị hoặc nhà xưởng. Để thay đổi từ dạng thẳng sang các hình dạng khác, phương pháp uốn ống đã được phát triển [5-6]. Uốn ống là phương pháp chế tạo được sử dụng để tạo thành ống vĩnh viễn bằng cách uốn cong chúng. Trong nhiều trường hợp, ống uốn cong hữu ích hơn ở dạng thẳng. Có nhiều phương pháp uốn ống như uốn kéo quay, uốn ép, uốn ép khung động và uốn lăn [7].

Để phát triển công nghệ uốn ống CNC, các nghiên cứu đã được tiến hành. Máy uốn ống CNC có khả năng đọc tập tin bản vẽ thiết kế kỹ thuật và tiến hành uốn ống theo thiết kế [1]. Máy có thể uốn ống có đường kính 10mm và dày 0,8mm, với tốc độ uốn trung bình đạt 800mm/phút. Bán kính cong nhỏ nhất mà máy có thể uốn là 100mm (±1mm) và ống dài tối đa 3.000mm [8].

Ngoài ra, để phát triển hơn, đã được nghiên cứu và chế tạo mô hình Hexapod [9]. Cơ cấu này gồm 6 chân có độ dài thay đổi được và được sử dụng để uốn cong các chi tiết ống. Mô hình Hexapod có khả năng tạo ra các chi tiết ống uốn cong với các đường cong phức tạp và đáp ứng yêu cầu trong ngành ô tô và kiến trúc.

2. THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHÍNH CHO MÔ HÌNH ĐẦU UỐN ỐNG NHIỀU BẬC TỰ DO

2.1. Thiết kế bánh răng

• Góc nghiêng của răng được chọn từ 8 đến 20 độ vì:

Khi hoạt động vào khớp, nhờ vào bánh răng dạng nghiêng sẽ không xảy ra hiện tượng tăng đột ngột chiều dài của răng mà sẽ nó có xu hướng tăng từ từ theo phương dọc, từ đầu này sang đầu kia để tạo độ quen cho máy. Bánh răng trụ nghiêng có khả năng làm việc chịu tải, có tốc độ làm việc cao hơn nhiều so với bánh răng trụ khác, độ tiếp xúc cao nên độ truyền tải cũng lớn hơn. Bánh răng trụ răng nghiêng có răng dài hơn bánh răng trụ thẳng, do đó chúng có thể truyền nhiều công suất hơn giữa các trục song song.

- Bánh răng chọn tỷ số truyền 1:2,5.
- Bánh răng trụ răng nghiêng, góc nghiêng răng 14 độ.
- Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ 65mm; đường kính vòng lăn bánh răng lớn: 160mm.
- Đường kính vòng chia: 112,5mm.
- Số răng bánh nhỏ: 23 răng; số răng bánh lớn: 62 răng.
- Chiều dày bánh răng: 30mm.

2.2. Tính toán đường kính trục

Thông số:

Tải trọng (P): 1 tấn = 1000 kg. ☞

Chiều dài (L): 180 mm = 0,18 m.

Độ giãn dài tối đa cho phép (δ): tỷ lệ giữa độ dãn dài của vật liệu và chiều dài ban đầu. Đối với vật liệu C50, δ = 1/200.

Độ bền kéo của vật liệu (σt): 630 Mpa.

Độ bền uốn của vật liệu (σb): 375 Mpa.

Giả sử vật liệu được sử dụng để chịu tải nén, ta lựa chọn đường kính trục sao cho tải trọng P không vượt quá tải trọng chịu được tối đa của vật liệu σt theo công thức:

P = π/4 * d^2 * σt

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma t}} = \sqrt{\frac{4.1000}{\pi.630}} \approx 16{,}52\,mm$$

Tuy nhiên, nếu vật liệu C50 được sử dụng để chịu tải uốn, ta phải lựa chọn đường kính trục sao cho tải trọng P không vượt quá tải trọng chịu được tối đa của vật liệu σb theo công thức:

P = (d^3 σb)/(32 L)

$$d = \frac{32PL^{\frac{1}{3}}}{\sigma b} = \frac{32.1000.0{,}18^{\frac{1}{3}}}{375} \approx 10{,}53\,mm$$

Vậy, ta chọn đường kính trục d = 18 mm.

2.3. Tính toán chọn động cơ và hộp số

Thông số đầu vào của động cơ:

- Công suất động cơ (P): 750W;
- Momen xoắn định mức: 2,39Nm;
- Tốc độ định mức: 3000rpm.

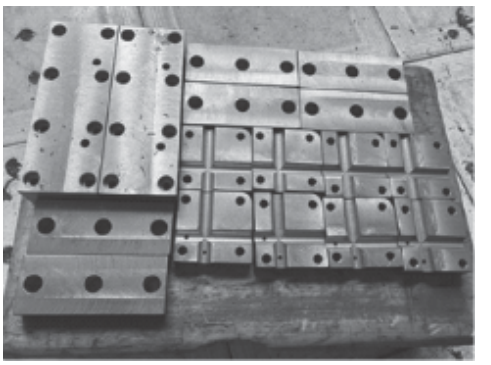
Thông số đầu vào của hộp số:

Giảm tốc tỷ số truyền: 1:20;

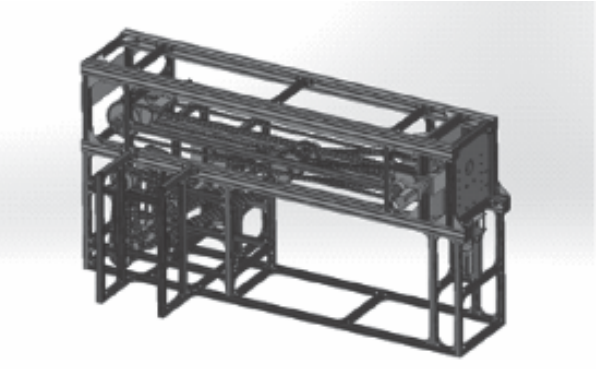
- Momen định mức: 98Nm;
- Hiệu suất truyền: 94%;
- Tốc độ định mức: 3500rpm.

3. GIA CÔNG, LẮP RÁP CÁC CHI TIẾT VÀ THỬ NGHIỆM MÁY

Các chi tiết gia công được biểu thị ở Hình 1. Đầu uốn ống nhiều bậc tự do được mô phỏng và lắp ráp như Hình 4 và Hình 5. Thiết bị được thiết kế để có thể điều chỉnh các giá trị module chân nhờ vào các khớp cầu. Thiết bị được liên kết bởi cặp bánh răng truyền động qua trục vít me tịnh tiến. Bộ phận điều khiển thiết bị được nằm gọn trong hộp điều khiển, phần dây được nối dọc theo bộ khung máy như Hình 3. Kết quả của đầu uốn ống nhiều bậc tự do đạt được với các góc uốn từ 0 đến 360 độ.

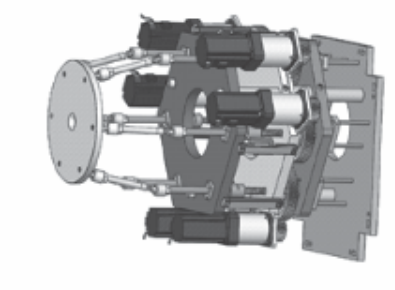


Hình 1. Một số chi tiết gia công

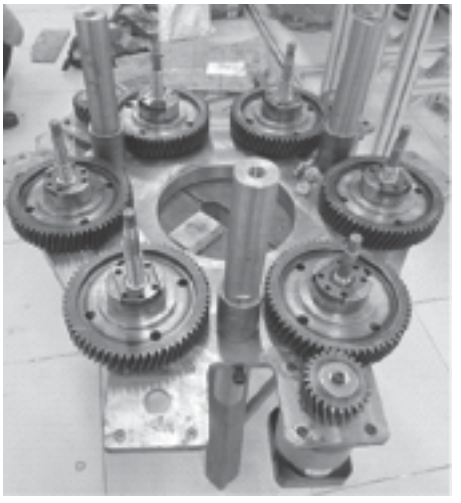


Hình 2. Hệ thống khung máy

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 3. Mô hình mô phỏng



Hình 4. Đầu uốn ống nhiều bậc tự do

Hình 5. Sản phẩm uốn ống

4. KẾT LUẬN

Sau quá trình nghiên cứu và chế tạo, các phương án thiết kế đầu uốn ống nhiều bậc tự do đã được đề xuất và phân tích. Sau đó, các chi tiết máy được tính toán chỉnh sửa trước khi đầu uốn ống được chế tạo. Thiết bị này đạt được thực nhiệm với các khả năng uốn từ đơn giản đến phức tạp, đáp ứng được yêu cầu uốn 360 độ với khả năng linh hoạt. Nhìn chung, các sản phẩm từ đầu uốn ống nhiều bậc tự do có khả năng ứng dụng vào các sản phẩm từ công nghiệp đến y tế, nông nghiệp và các sản phẩm dân dụng, v.v…❖

Ngày nhận bài: **15/7/2023**
Ngày phản biện: **05/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. ThS. Bùi Quang Vinh (Trung tâm Nghiên cứu Triển khai Khu Công nghệ cao, Ban Quản lý Khu Công nghệ cao TP. Hồ Chí Minh - Lô I3, đường N2 Khu Công nghệ cao, TP. Thủ Đức, TP. Hồ Chí Minh.

[2]. PGS,TS. Đặng Văn Nghìn, KS. Nguyễn Minh Tuấn, KS. Từ Diệp Công Thành. *Thiết kế và chế tạo mô hình Hexapod.*

[3]. T. Li, H. Wang, A.A. El-Aty, J. Tao, W.B. Wei, Y. Qin, X.Z. Guo. *Theoretical modelling and finite element simulation of AA6061 involute components based on 3D free bending process.*

[4]. X.Z. Guo, H. Xiong, H. Li, Y. Xu, Z.Y. MaA, A. El-Aty, Y.N. Ma, K. Jin. *Forming characteristics of tube free-bending with small bending radii based on a new spherical connection.*

[5]. M. Murata. *Effects of inclination of die and material of circular tube in MOS bending method.*

[6]. K. Garam, B. Eduardo, T. Waterloo, et al. *Enhancing surface characteristics of additively manufactured fiber reinforced thermoplastic mold using thermoset coating with ceramic particles.*

[7]. P.F. Li, L.Y. Wang, M.Z. Li. *Flexible-bending of profiles and tubes of continuous varying radii.*

[8]. M. Murata. *Push-through bending method and bending device by this method.*

[9]. Yukio Takeda. *Development of a pipe bender using a parallel mechanism with 3-RPSR structure with six degrees of freedom.*

KHẢO SÁT CÁN DAO TIỆN CÓ GIẢM CHẤN

CONDUCTING A SURVEY ON DAMPING BORING BARS

Đặng Huỳnh Vũ Luân, Phạm Quốc Trung, Lê Văn Hậu, Nguyễn Trọng Hiếu, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Với sự phát triển vượt bậc của khoa học công nghệ thì ngành gia công cơ khí ngày càng cần đạt được độ chính xác cao. Có nhiều nguyên nhân gây ảnh hưởng đến bề mặt gia công chi tiết làm cho chất lượng bề mặt chi tiết trở nên không giống như mong muốn. Một trong những nguyên nhân gây ảnh hưởng xấu đến bề mặt của sản phẩm cơ khí chính là do rung động gây nên. Vì vậy, mục tiêu của bài nghiên cứu này là khảo sát được cán dao tiện có giảm chấn giúp tăng chất lượng bề mặt của chi tiết. Bằng các phương pháp thu thập và tổng hợp tài liệu, phương pháp phân tích thực nghiệm để đạt được kết quả cuối cùng là giảm độ rung động của cán dao tiện có giảm chấn và chất lượng bề mặt chi tiết tốt hơn.

Từ khóa: *Dao tiện giảm chấn; Khảo sát rung động.*

ABSTRACT

With the remarkable development of science and technology, the mechanical manufacturing industry increasingly requires high precision. There are many factors that affect the surface of machined parts, leading to a deviation from the desired surface quality. One of the main factors that negatively impact the surface of mechanical products is vibration. Therefore, the objective of this research is to investigate the use of damping boring bars to enhance the surface quality of the components. By employing methods of data collection and literature synthesis, as well as experimental analysis, the ultimate goal is to reduce the vibration of the damping boring bars and achieve improved surface quality of the components.

Keywords: *Damping turning tools; Vibration survey.*

1. GIỚI THIỆU

Nền công nghiệp phát triển đi đôi với việc phát triển thiết bị, thiết bị phát triển thì quá trình sản xuất, dụng cụ cắt phải phát triển. Chính vì vậy, cần phải có các biện pháp cải tiến để tăng năng suất, giảm giá thành và nâng chất lượng chi tiết gia công.

Trong thời đại 4.0, thiết bị sử dụng gia công cắt gọt phát triển mạnh mẽ, cụ thể là thiết bị điều khiển chương trình số, các hệ thống tự động. Do thiết bị phát triển kéo theo dụng cụ cắt phát triển, máy gia công và dụng cụ cắt có tương quan mật thiết với nhau. Trong khi đó, tại Việt Nam, dụng cụ cắt chỉ có vài cơ sở chế tạo như: Công ty cổ phần Dụng cụ số 1, Công ty

Vạn Xuân, Công ty TNHH Dụng cụ An Mi… Chủ yếu, nước ta nhập khẩu và ứng dụng các nghiên cứu có sẵn vào sản xuất. Dụng cụ cắt trong nước còn nhiều hạn chế về năng suất và đặc biệt chưa có dụng cụ cắt chú trọng đến rung động trong quá trình gia công như dụng cụ cắt giảm rung động.

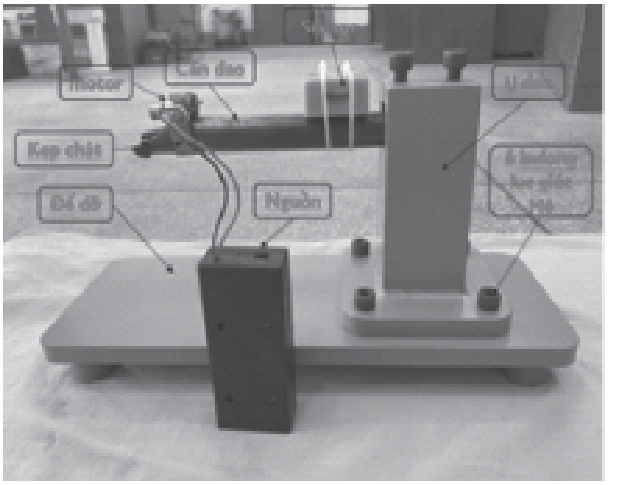
Ngành cơ khí chế tạo có ba hướng phát triển: phát triển về máy gia công, phát triển về công nghệ và phát triển về dụng cụ cắt. Dựa vào tình hình thực tế trong nước, phát triển và ứng dụng dụng cụ cắt là phù hợp và cấp thiết.

Các nghiên cứu trong nước về dụng cụ cắt còn hạn chế, đặc biệt là nghiên cứu ảnh hưởng của các loại cơ cấu cán dao giảm chấn đến độ nhám bề mặt trong quá trình tiện. Quá trình gia công được chú trọng nghiên cứu để đạt độ chính xác về kích thước, chất lượng bề mặt và nâng cao năng suất. Kích thước và chất lượng bề mặt phản ánh quá trình gia công, độ nhám chi tiết ảnh hưởng đến quá trình lắp ráp, tính chất hoạt động và độ bền sản phẩm. Độ nhám của chi tiết trong quá trình gia công chủ yếu do rung động sinh ra. Rung động ảnh hưởng trực tiếp đến độ nhám, chất lượng sản phẩm, năng suất và giá thành sản phẩm [1, 2].

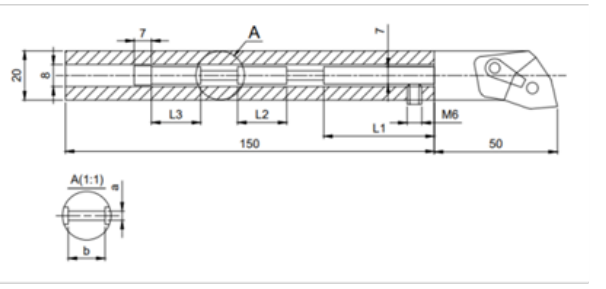
Rung động là hiện tượng phổ biến trong tự nhiên và trong kỹ thuật vì tất cả mọi vật thể có khối lượng và có tính đàn hồi đều rung động khi có lực tác dụng. Máy công cụ là một hệ đàn hồi nên trong quá trình gia công ngoại lực và lực cắt tác dụng lên hệ sẽ làm hệ rung động. Trong thực tế không có quá trình cắt gọt kim loại nào mà hệ thống công nghệ không rung động. Rung động là hiện tượng kèm theo trong quá trình gia công cắt gọt kim loại. Trong những điều kiện cụ thể nhất định, rung động có thể tăng mạnh trong quá trình gia công, do đó làm xấu các chỉ tiêu về kinh tế và chất lượng sản phẩm.Vì vậy, công trình nghiên cứu của bài báo này là cần thiết. Nó giúp ta hiểu rõ về sự rung động đối với cán dao có giảm chấn, từ đó giúp cho công việc nghiên cứu sau này thuận lợi hơn.

2. PHƯƠNG PHÁP THÍ NGHIỆM

Trong thí nghiệm này, sử dụng mô hình đo cùng với các loại cán dao và thiết bị đo rung. Motor tạo rung sẽ mô phỏng rung động cho cán dao trên mô hình.



Hình 1. Mô hình đo rung



Hình 2. Bản vẽ cán dao giảm chấn

Hình 3. Cán dao giảm chấn thực tế

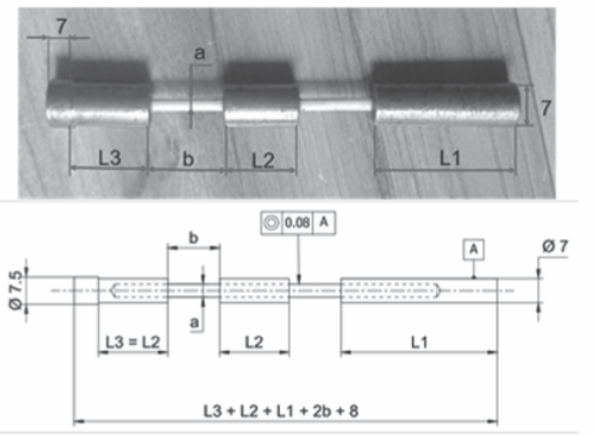
Trong thí nghiệm này sẽ đo bằng mô hình đo với cán dao bình thường, cán dao giảm ☞

chấn không lắp lõi và cán dao giảm chấn có lắp lõi. Đối với cán dao có lắp lõi sẽ có tới 25 trường hợp. Sau khi lắp đặt dao lên trên mô hình. Tiến hành đo bằng cách khởi động động cơ tạo rung để mô phỏng rung động lên cán dao. Tiếp theo, cảm biến sẽ thu tín hiệu và truyền dữ liệu tới điện thoại bằng Bluetooth, sau đó dữ liệu sẽ được truyền lên Cloud (trang web của DynaPredict).

Khi thu được toàn bộ số liệu của các trường hợp, sẽ tiến hành tổng hợp và đưa ra những đánh giá phục vụ cho việc chọn lựa các lõi gắn vào cán dao hiệu quả. Kết quả là biết được dầm console nào giúp cho cán dao tiện ít bị rung động nhất.

Bảng 1. Các thông số 25 trường hợp của lõi gắn vào cán dao

STT	L1	L2 = L3	a	b
1	30	20	2	15
2		21	2,5	16
3		22	3	17
4		23	4	18
5		25	5	20
6	32	20	2,5	17
7		21	3	18
8		22	4	20
9		23	5	15
10		25	2	16
11	35	20	3	20
12		21	4	15
13		22	5	16
14		23	2	17
15		25	2,5	18
16	38	20	4	16
17		21	5	17
18		22	2	18
19		23	2,5	20
20		25	3	15
21	40	20	5	18
22		21	2	20
23		22	2,5	15
24		23	3	16
25		25	4	17



Hình 4. Kết cấu của lõi gắn vào cán dao giảm chấn

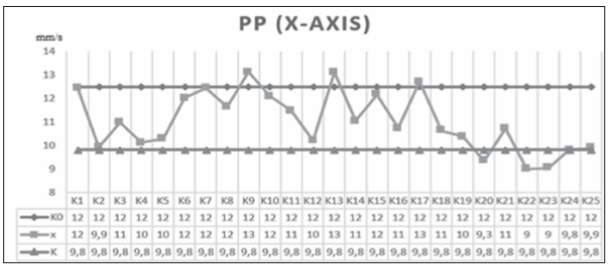
3. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM

Thực chất rung động trên cán dao khi gia công là rung động có tính tuần hoàn và được xác định qua ba thông số cơ bản là gia tốc, vận tốc, chuyển vị. Các thí nghiệm được thực hiện với cùng một điều kiện và có cùng chế độ rung. Nên có thể so sánh sự rung động trên các loại cán dao bằng giá trị PP của các biểu đồ waveform để xem mức độ rung động nào là lớn hơn, nhỏ hơn, rung động nào là ổn định hơn.

Biểu đồ của giá trị PP được thể hiện ở cả gia tốc, vận tốc và cả chuyển vị. Nhưng thực

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

chất chỉ cần so sánh giá trị PP ở vận tốc thì có thể xác định được mức độ rung động nào là cao hơn, nhỏ hơn của các trường hợp thí nghiệm.



Hình 5. Giá trị PP theo vận tốc của trục X

Theo biểu đồ:

– K0: Là cán dao tiện thường.

– K: Là cán dao tiện giảm chấn không lắp lõi.

– x, y, z: Lần lượt là các cán dao giảm chấn có lắp lõi của 25 trường hợp theo phương X, Y, Z.

Kết quả thực nghiệm cho thấy dựa theo Hình 5, Hình 6, Hình 7 thì ta thấy chỉ có giá trị PP của trường hợp lõi 23 (Cán dao giảm chấn lắp lõi 23 ở Bảng 1) là thấp hơn so với hai cán dao thường và cán dao giảm chấn không lắp lõi ở cả 3 trục. Lõi ở trường hợp 23 là cho ra kết quả ổn định nhất. Cán dao giảm chấn có gắn lõi ở trường hợp 15 và 21 cho ra kết quả không tốt. Cả hai đều rung nhiều hơn so với các cán dao còn lại. Theo trục X của biểu đồ (Hình 5) thì đa số các cán dao giảm chấn có lắp lõi đều cho ra kết quả tốt hơn so với cán dao bình thường. Theo Hình 6 và Hình 7 thì cán dao giảm chấn không lắp lõi cho ra giá trị PP cao hơn cán dao bình thường. Hầu hết cán dao giảm chấn có lắp lõi thì cho ra kết quả tốt hơn cả hai cán dao còn lại.

4. KẾT LUẬN

Qua quá trình thí nghiệm, cán dao tiện có giảm chấn trên mô hình đo đã thu được các kết quả số liệu. Sau khi tổng hợp và đánh giá các số liệu đó thì bài nghiên cứu đã rút ra được các kết luận như sau:

– Tìm hiểu tổng quát về cắt gọt kim loại, rung động trong cắt gọt kim loại ảnh hưởng đến chất lượng bề mặt gia công.

– Qua thí nghiệm với cán dao trên mô hình tiện thu được kết quả giảm chấn tốt của một số trường hợp lõi trên cơ cấu giảm chấn. Từ kết quả đó có thể làm cơ sở để nghiên cứu chế tạo tối ưu hơn nữa, đồng thời có thể cải tiến thông qua kết quả đạt được.

– Chọn được bộ thông số giảm chấn tối ưu trên cơ cấu giảm chấn. Cụ thể là cán dao giảm chấn có lắp lõi ở trường hợp 23 của bài nghiên cứu này.

– Hầu hết các kết quả của cán dao giảm chấn có lắp lõi đều cho ra kết quả tốt hơn so với cán dao bình thường. Vậy điều này cho thấy kết quả của bài nghiên cứu là khả quan, có thể áp dụng cho các bài nghiên cứu tiếp theo.❖

Ngày nhận bài: **07/7/2023**
Ngày phản biện: **27/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Văn Toàn; *Nghiên cứu ảnh hưởng của cán dao giảm chấn đến độ bóng bề mặt trong quá trình phay mặt phẳng,* Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 2016.

[2]. Nguyễn Trường Sinh; *Nghiên cứu ảnh hưởng của cán dao giảm chấn đến độ bóng bề mặt chi tiết tiện lỗ,* Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 2015.

[3]. https://dynamox.net/en/blog/the-peak-peak-to-peak-and-rms-values-in-vibration-analysis

[4]. R.E. Deakin, D.G. Kildea. *A note on Standard Deviation and RMS,* 2012.

THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG TẠO HÌNH ỐNG VỚI MÔ HÌNH UỐN ỐNG LỆCH TÂM

EXPERIMENT AND EVALUATION OF SHAPING ABILITY WITH THE ECCENTRIC PIPE BENDER MODEL

Trần Minh Thế Uyên, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Phạm Quân Anh, Tống Huỳnh Quốc Thịnh, Phan Nhật Hào, Lê Thanh Tú
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong thực nghiệm này, ống và các chi tiết dạng ống được tạo ra với nhiều hình dáng khác nhau từ đơn giản đến phức tạp, thay đổi nhiều góc độ. Mẫu được tạo thông qua việc ứng dụng phương pháp uốn ống lệch tâm và mô hình máy uốn ống lệch tâm [1]. Kết quả đánh giá cho thấy độ bền và tính linh hoạt khi sử dụng mô hình uốn ống. Cơ tính vật liệu vẫn được đảm bảo, đặc biệt tại các bề mặt chuyển tiếp đều đạt chuẩn yêu cầu kỹ thuật.

Từ khóa: *Mô hình uốn ống lệch tâm; Phương pháp uốn ống lệch tâm.*

ABSTRACT

In this experiment, tubes and tubular details are created with many different shapes from simple to complex, changing many angles. The template is created through the application of the eccentric pipe bending method and the eccentric pipe bender model. The evaluation results show the durability and flexibility when using the pipe bending model. The mechanical properties of the materials are still guaranteed, especially at the transition surfaces that meet the technical requirements.

Keywords: *The eccentric pipe bending method; The eccentric pipe bender model.*

1. TỔNG QUAN

Ống là một sản phẩm được dùng phổ biến, có nhiều ứng dụng trong đời sống hiện nay của chúng ta. Các sản phẩm ống được sử dụng trong nhiều lĩnh vực, từ các chi tiết đơn giản như cổng, cửa sổ, bàn ghế, đến các hệ thống lớn như ống dẫn khí, dẫn hóa chất,…

Ngày nay, việc sử dụng ống càng trở nên phổ biến bởi tính linh hoạt, đa dạng và cơ tính mà nó mang lại. Dù vậy nhưng phần lớn các sản phẩm từ ống của nước ta hiện nay đều nhập khẩu từ nước ngoài. Các loại máy uốn, tạo hình chỉ dừng ở thủ công hoặc bán tự động, kém linh hoạt. Vì vậy, công trình thực nghiệm và đánh giá này là vô cùng cần thiết, nó sẽ là một minh chứng cụ thể cho khả năng tạo hình ống thông qua mô hình uốn ống Hexapod [2]. Từ đó có thể đưa mô hình vào phục vụ cho các ngành khoa học, các lĩnh vực công nghiệp góp phần gia tăng năng suất, giảm giá thành sản

phẩm, đáp ứng nhu cầu thị trường và thúc đẩy nền công nghiệp nước nhà phát triển hơn [3, 4].

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

*** Phương pháp thu thập và tổng hợp tài liệu:**

Trong quá trình nghiên cứu cần tiến hành thu thập và phân tích một loạt tài liệu liên quan. Điều này bao gồm các nghiên cứu trước đây về uốn ống, cũng như các thông tin quan trọng về công nghệ và ứng dụng hiện đại. Chúng tôi đã tận dụng kết quả của các nghiên cứu đã có để đảm bảo tính chọn lọc và tập trung vào các khía cạnh quan trọng nhất phù hợp với đề tài nghiên cứu. Qua việc áp dụng kết quả nghiên cứu trước, chúng tôi đã tiết kiệm được thời gian, từ đó giúp gia tăng hiệu quả và chất lượng của đề tài nghiên cứu hiện tại.

*** Phương pháp phân tích thực nghiệm:**

Dựa trên các kết quả thực nghiệm thành công cũng như thất bại, chúng tôi đã có thể lựa chọn những kiểu dáng phù hợp nhất trong quá trình tối ưu hóa máy uốn ống sử dụng cơ cấu Hexapod [5]. Áp dụng quy trình thí nghiệm này cho quá trình thiết kế của máy uốn ống Hexapod giúp tăng chất lượng sản phẩm đầu ra. Qua đó, chúng tôi đã đưa ra những điều chỉnh và cải tiến cần thiết để tối ưu hóa hiệu suất và đáp ứng tốt hơn các yêu cầu của máy uốn ống 6 trục trong các ứng dụng thực tế.

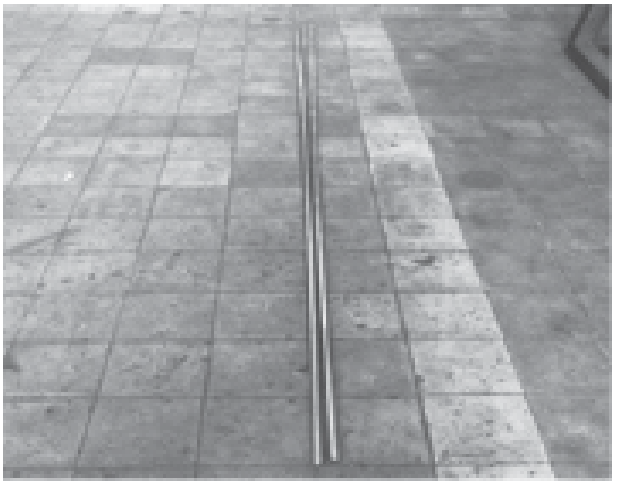
*** Phương pháp phân tích so sánh:**

Tiến hành tổng hợp, so sánh giữa kết quả của quá trình mô phỏng và thực nghiệm. Phân tích tính khả thi của phương pháp. Từ đó, lên kế hoạch cải tiến, khắc phục các nhược điểm để có thể áp dụng vào nhu cầu thực tế.

3. QUY TRÌNH THỰC NGHIỆM

Quy trình uốn ống dựa trên sử dụng phương pháp uốn ống lệch tâm kết hợp cùng hệ thống con lăn giúp tăng độ chính xác và chất lượng sản phẩm đầu ra.

– Bước 1: Chuẩn bị ống.



Hình 1. Chuẩn bị ống

– Bước 2: Gá ống lên máy.

– Bước 3: Thiết lập thông số trên bảng điều khiển.

Hình 2. Cài đặt thông số

– Bước 4: Sản phẩm sau khi uốn.

☞

Hình 3. Sản phẩm sau khi uốn

– Bước 5: Đo đạc và thu thập số liệu.

Bảng 1. Bảng thông số bán kính của ống

Sản phẩm \ Bán kính	1	2	3
1	100,05	100,49	100,07
2	99,69	100,39	99,59
3	99,79	100,39	99,89

4. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM

– Sản phẩm 1:
+Bán kính R_1 = 100,05;
+ Bán kính R_2 = 100,49;
+ Bán kính R_3 = 100,07.

Bán kính trung bình:

$$R_{tb} = \frac{100,05+100,49+100,07}{3} = 100,2$$

→ Sai số khi uốn là:

$$\left|100 - \left(\frac{100,2}{100,09}\right) \times 100\right| = 0,1\%$$

– Sản phẩm 2:
+ Bán kính R_1 = 99,69;
+ Bán kính R_2 = 100,39;
+ Bán kính R_3 = 99,59.

Bán kính trung bình:

$$R_{tb} = \frac{99,69+100,39+99,59}{3} = 99,89$$

→ Sai số khi uốn là:

$$\left|100 - \left(\frac{99,89}{100,09}\right) \times 100\right| = 0,2\%$$

– Sản phẩm 3:
+ Bán kính R_1 = 99,79;
+ Bán kính R_2 = 100,39;
+ Bán kính R_3 = 99,89.

Bán kính trung bình:

$$R_{tb} = \frac{99,79+100,39+99,89}{3} = 100,02$$

→ Sai số khi uốn là:

$$\left|100 - \left(\frac{100,02}{100,09}\right) \times 100\right| = 0,07\%$$

5. KẾT LUẬN

Qua quá trình thực nghiệm và phân tích đánh giá, kết luận như sau:

– Máy có thể gia công được các loại ống có kích thước nhỏ với độ thẩm mỹ tương đối cao.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

– Ống được uốn với độ chính xác cao và có sai số không đáng kể.

– Máy hoạt động tương đối ổn định.

– Tuy nhiên, chưa thể uốn được các ống có kích thước lớn hơn Ø10 do thiết kế còn hạn chế.

– Chưa có hệ thống cắt phôi tự động.❖

Ngày nhận bài: **08/7/2023**
Ngày phản biện: **05/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. T. Li, H. Wang, A.A. El-Aty, J. Tao, W.B. Wei, Y. Qin, X.Z. Guo. *Theoretical modelling and finite element simulation of AA6061 involute components based on 3D free bending process.*

[2]. H. Goto, Ken Ichiryu, H. Saito, Yuu Ishikura, Y. Tanaka. *Applications with a new 6-dof bending machine in tube forming processes.*

[3]. T.V. Trường, N.A. Tú, P.X. Trường, Đ.M. Tuấn, L.T. Toàn, N.X. Chung. *Nghiên cứu và chế tạo máy uốn ống 3D CNC.*

[4]. ThS. Nguyễn Văn Thành, ThS. Nguyễn Trường Giang. *Giáo trình công nghệ uốn NC*. NXB. Lao động Xã hội.

[5]. X.Z. Guo, H. Xiong, H. Li, Y. Xu, Z.Y. MaA, A. El-Aty, Y.N. Ma, K. Jin. *Forming characteristics of tube free-bending with small bending radii based on a new spherical connection.*

NGHIÊN CỨU KHẢO SÁT ĐẶC TRƯNG ĐỘNG HỌC CƠ CẤU MÁY LÀM SẠCH CÁT BÃI BIỂN

STUDY ON KINEMATICS OF BEACH SAND CLEANING MECHANISM

Nguyễn Trần Đăng Khoa, Lê Thế Duy, Phan Hoàng Long, Nguyễn Tấn Tiến
DCSELab, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo trình bày khảo sát các cơ cấu sàng của các máy làm sạch bãi biển phổ biến trên thị trường. Lấy một ví dụ điển hình của cơ cấu sàng cát, công cụ mô phỏng được dùng để khảo sát các thông số đặc trưng như góc nghiêng của sàng β, góc dao động của sàng α, tần số sàng f đến hiệu suất của sàng. Từ kết quả mô phỏng, các thông số tối ưu được đề xuất để tiến hành thực nghiệm và thiết kế robot làm sạch bãi biển.

Từ khóa: *Robot làm sạch bãi biển; Cơ cấu máy sàng cát; Robot sàng cát.*

ABSTRACT

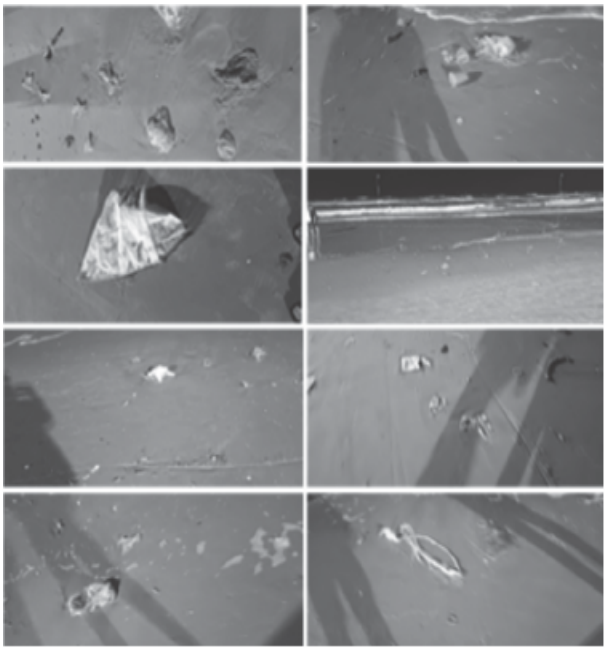
The paper studies some popular sand sifting mechanisms of popular beach cleaners. Taking a typical example of a sand sieve mechanism, the simulation tool is used to investigate the characteristic parameters such as sifting tilt angle β, sifting oscillation angle α, and sifting frequency f to sand sifting efficiency. From the simulation results, the optimal parameters are proposed to conduct experiments and design the beach cleaning robot.

Keywords: *Beach cleaning robot; Sand sifting mechanism; Beach cleaner robot.*

1. GIỚI THIỆU

1.1. Tình hình rác thải ở các bãi biển

Các bãi biển là một phần quan trọng trong văn hóa và địa lý. Với hơn 3.200km đường bờ biển, Việt Nam có nhiều điểm đến du lịch nổi tiếng như Nha Trang, Đà Nẵng, Phú Quốc,... Tuy nhiên, ngoài những lợi thế trên, các bãi biển lại vướng phải một vấn đề lớn khác, đó là rác thải. Ví dụ bãi biển Vũng Tàu, mỗi năm tỉnh đón khoảng 15 triệu lượt khách, cùng với đó là một lượng rác thải vô cùng lớn từ khách du lịch và tự nhiên trôi về.



Hình 1. Rác thải bờ biển Vũng Tàu vào ngày vắng khách

Ngoài rác thải, các bãi biển ở Vũng Tàu phải hứng chịu 2 đến 3 đợt rác dạt vào, nhất là khu vực Bãi Trước, mỗi đợt có thể kéo dài cả tuần. Theo chu kỳ, có 2 đợt rác trôi dạt nhiều nhất là vào cuối tháng 4, đầu tháng 5 khi tiết trời chuyển gió mùa Tây Nam và cuối tháng 9, đầu tháng 10 khi thời tiết chuyển từ tây nam đến đông bắc, kết hợp với triều cường.

Hình 2. Rác thải trôi dạt vào bãi biển

1.2. Phương pháp dọn rác thông thường ở các bãi biển

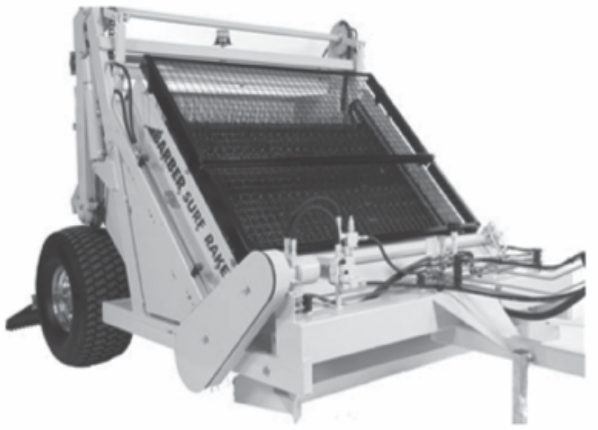
Hiện nay, phương pháp dọn rác ở các bãi biển ở Việt Nam vẫn là phương pháp thủ công. Tại Bãi Sau của biển Vũng Tàu, diện tích khoảng 25ha, dài 1,2km, nhân viên môi trường bắt đầu làm việc từ sáng sớm và bắt đầu di chuyển cho đến khi khách đến (khoảng 6 giờ). Khoảng 05 nhân viên được phân chia để dọn dẹp 05 khu vực. Vào những ngày ít khách, trung bình một nhân viên có thể dọn dẹp xong trong 20 ÷ 45 phút với khối lượng rác có thể lấp đầy 1 ÷ 2 thùng rác. Tuy nhiên, với những ngày rác trôi dạt nhiều, một người có thể mất tới 2 ÷ 3 giờ để dọn dẹp khu vực của mình, với số lượng thùng rác lên tới trên 3 ÷ 4 thùng. Cách dọn dẹp chủ yếu là dùng cào cát rồi cho vào từng thùng rác, đến khi gần đầy phải kéo ra bãi tập trung rồi lại chuyển về khu tập kết rác. Có ☞

thể thấy phương pháp này rất tốn thời gian và nhân lực.

1.3. Làm sạch bãi biển bằng robot

Một số robot sàng cát được thiết kế để làm sạch bãi biển. Robot sàng cát bãi biển cho phép di chuyển và hoạt động trên bãi biển tự động theo hoạch định trước; có thể được trang bị tính năng tự động trở về trạm sạc khi cần thiết. Hệ thống cảm biến cho phép phát hiện các vật cản như đá, thùng rác, vỏ chai, giày dép,… Hệ thống sàng cát dùng tách và thu gom các loại vật thể khác nhau khỏi cát. Tốc độ di chuyển trung bình khoảng 1 ÷ 7 m/s tùy loại robot. Thời gian hoạt động thường khá dài, từ vài giờ đến vài ngày, tùy thuộc vào dung lượng pin và khả năng tái sạc của robot. Mỗi loại robot sàng cát sẽ có các đặc điểm động học và động lực học khác nhau tùy thuộc vào thiết kế và công nghệ sử dụng. Một số ví dụ về đặc điểm động học và động lực học của các cơ cấu sàng cát của các loại robot:

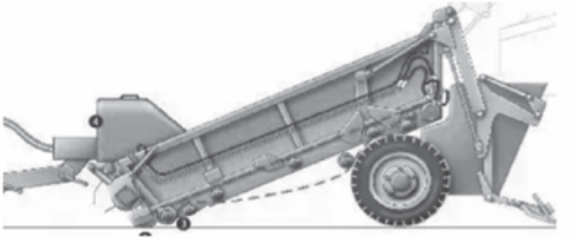
Máy làm sạch bãi biển Surf Rake



Hình 3. Máy làm sạch bãi biển SurfRake

Tốc độ 6,7m/s; chiều sâu làm sạch 15cm; bề rộng làm việc 180cm; năng suất ~16.000m^2/h.

Máy làm sạch bãi biển BeachTech2000



Hình 4. Máy làm sạch bãi biển BeachTech2000

Tốc độ 4m/s; chiều sâu làm sạch 30cm; bề rộng làm việc 160cm; năng suất ~22.200m^2/h.

Máy làm sạch bãi biển Sweepy Hydro

Hình 5. Máy làm sạch bãi biển Sweepy Hydro

Tốc độ 1,8m/s; chiều sâu lớp cát làm sạch 12cm; bề rộng làm việc 110cm; năng suất ~4.200 m^2/h.

Máy làm sạch bãi biển BeBot

Hình 6. Máy làm sạch bãi biển Bebot

Tốc độ 0,75m/s; chiều sâu làm sạch 10cm; bề rộng làm việc 130cm; năng suất ~3.000m^2/h.

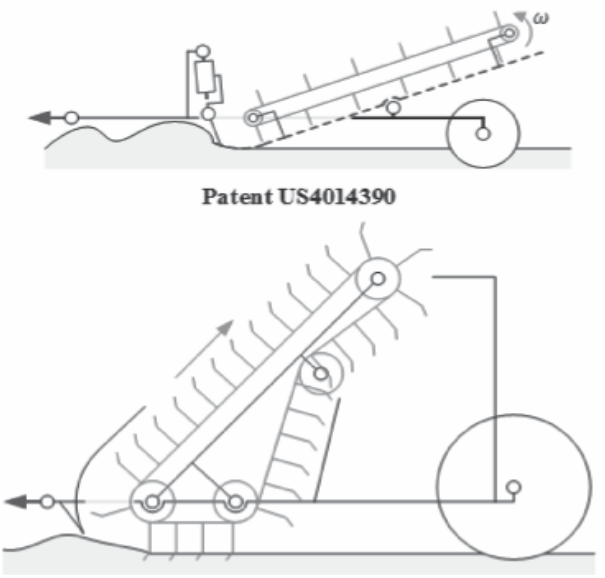
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bài báo này nghiên cứu động học, động lực học cơ cấu sàng cát bãi biển dựa trên cấu hình BeBot, từ đó rút ra các đặc trưng cần chú ý khi thiết kế cụm sàng cát trong robot sàng cát.

2. PHƯƠNG PHÁP LÀM SẠCH CÁT DÙNG ROBOT

2.1. Phương pháp cào cát

Phương pháp cào được sử dụng trên cát khô hoặc ướt. Nguyên tắc là một băng chuyền quay chứa một dải các răng, xúc qua lớp cát và bới các mảnh vụn truyền lên băng chuyền.



Máy dọn bãi biển Surf Rake

Hình 7. Các cơ cấu cào cát

Tuy vậy, do việc cào gây áp lực lớn lên các răng, nên việc bảo trì cũng là một vấn đề cần lưu ý, ngoài ra rác thải có thể mắc kẹt vào răng và băng chuyền.

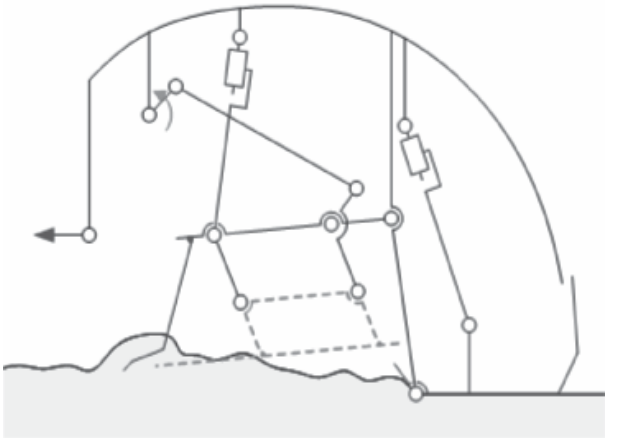
2.2. Phương pháp xúc và sàng cát

Phương pháp này dùng cho cát khô và mềm. Cát và chất thải được thu gom thông qua lưỡi gạt của xe và được sàng rung để di chuyển rác thải đi lên, cát được sàng xuống. Chất thải được tập trung trong một bộ phận thu gom thường nằm ở phía sau xe. Bởi vì cát và chất thải được nâng lên một sàng rung, các máy sàng cát phải cho phép thời gian để cát được sàng qua sàng và trở lại bãi biển, do đó chậm hơn so với các máy sử dụng phương pháp cào. Sàng rung có thể được thiết kế để rác thải được di chuyển lên trên bằng hai cách chính:

– Di chuyển bằng cách "bám – trượt" trên khung sàng, trong quá trình di chuyển vật liệu không rời khỏi bề mặt sàng. Thông thường cách này được dùng để vận chuyển các vật liệu bột như xy măng,… vì việc "nhảy" khỏi sàng gây độc hại cho không khí xung quanh.

– Trong quá trình di chuyển, vật liệu có thể "nhảy" khỏi bề mặt sàng, sau đó quay lại bề mặt sàng và "bám" hoặc "trượt", hoặc cả hai.

Có thể thấy, trên thực tế, cách thứ hai được sử dụng rất nhiều vì hiệu quả cao hơn, ít mài mòn bề mặt sàng [1].



Máy sàng bãi biển Bebot

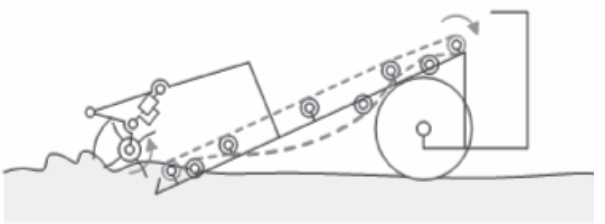
Hình 8. Cơ cấu sàng cát phổ biến

Thông thường, các cơ cấu sàng là cơ cấu bốn khâu bản lề song song để trong suốt ☞

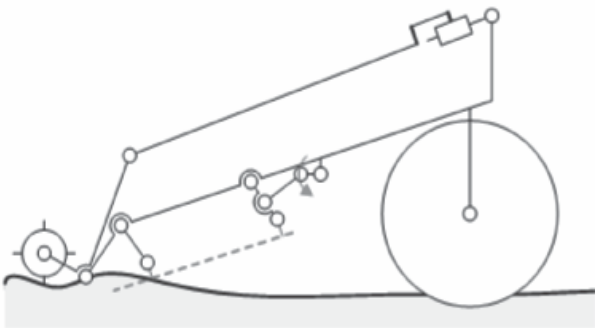
quá trình sàng, mặt sàng không thay đổi góc nghiêng so với mặt đất.

Góc nghiêng này phải bé hơn góc ma sát của vật liệu cần sàng để vật liệu có thể di chuyển lên trên [2].

2.3. Phương pháp cào và sàng kết hợp



Máy làm sạch bãi biển BeachTech2000



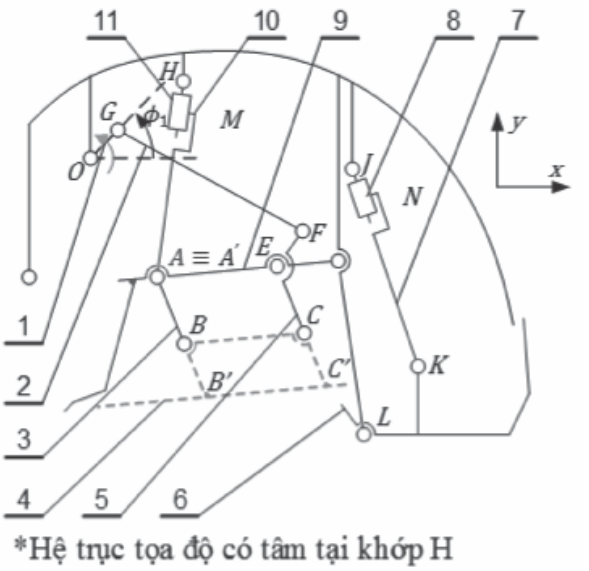
Máy làm sạch bãi biển Sweepy Hydro

Hình 9. Các cơ cấu kết hợp cào và sàng

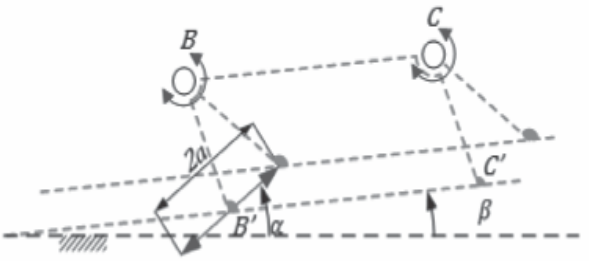
Phương pháp này khác với sàng cát thuần túy ở chỗ nó sử dụng các răng để xúc cát và mảnh vụn lên sàng rung thay vì chỉ dựa vào lưỡi gạt. Vị trí của các răng có thể được điều chỉnh để xúc các vật liệu có kích thước khác nhau lên sàng rung hiệu quả hơn. Khi ở trên sàng, các máy cào và sàng kết hợp sử dụng cùng một cơ cấu như các máy sàng thông thường để lọc rác thải ra khỏi cát.

3. ĐỘNG HỌC CƠ CẤU SÀNG

Với kết cấu nhỏ gọn, khả năng làm phẳng bề mặt cát sau khi sàng rác thải ra khỏi cát và cơ cấu sàng phổ biến, máy sàng cát Bebot được bài báo này dùng để khảo sát đặc tính động học cho việc thiết kế máy làm sạch bãi biển nói chung bằng phương pháp sàng. Đồng thời, các thông số kỹ thuật của máy sàng cát Bebot cũng được đưa ra làm yêu cầu thiết kế trong bài báo này.



Hình 10. Cơ cấu máy sàng cát



Hình 11. Những thông số trong quá trình sàng

Với: a là biên độ dao động của sàng (mm); β là góc nghiêng của sàng (độ); α là góc dao động của sàng. Đây là những thông số ảnh hưởng đến hiệu suất của việc sàng.

3.1. Xác định lưới sàng

Có ba loại lưới sàng thông dụng: Lưới đan; Tấm đục lỗ; và Thanh ghi.

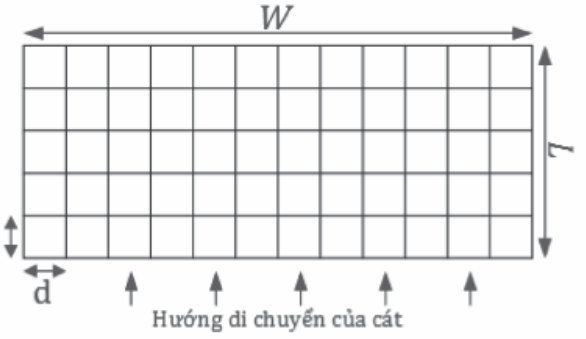
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Lưới đan: dùng để phân loại các vật liệu có kích thước nhỏ. Hình dạng lỗ có thể là hình vuông, chữ nhật, lục giác,… được làm bằng sợi đồng, thép,… Ưu điểm là có bề mặt tự do lớn nhưng không bền.

Tấm đục lỗ: được làm từ các tấm kim loại, trên bề mặt có đục các lỗ tròn, vuông, chữ nhật, hoặc bầu dục,… dùng để phân loại các loại vật liệu có kích thước > 5mm. Các lỗ có kích thước từ 5 ÷ 80mm. Ưu điểm của loại này là bền, dùng được lâu nhưng bề mặt tự do nhỏ. Thanh ghi: dùng để sàng vật liệu có kích thước > 80mm. Cấu tạo gồm các thanh ghi được đặt theo chiều dọc sàng, khe hở bằng kích thước của vật liệu lọt qua sàng. Để có thể sàng được loại rác nhỏ nhất là tàn thuốc trên bãi biển, ta chọn loại sàng lưới đan với kích thước lỗ 5mm.

3.2. Xác định kích thước sàng

Bề rộng W của sàng được tính bằng việc lấy năng suất làm việc tối đa chia cho tốc độ tối đa của robot.



Hình 12. Kích thước của sàng

Bề rộng của sàng L được tính theo [3]:

$$L = \frac{2Kh}{0.785d} \quad (1)$$

Với, K là hệ số tính đến việc bít các lỗ sàng, chọn K = 10; h là chiều dày lớp cát trên sàng, h = 100mm; d là bề rộng lưới trên sàng. Từ đó chọn được W = 1100mm; L = 545mm.

3.3. Yêu cầu khi thiết kế cơ cấu sàng

Cơ cấu sàng phải đáp ứng yêu cầu:

– Rác thải không bị tự trượt xuống;
– Rác thải "nhảy" khỏi sàng để có thể di chuyển lên trên và tăng hiệu quả;
– Đủ năng suất cần thiết.

Điều kiện đầu tiên: góc nghiêng của sàng β phải bé hơn góc ma sát giữa rác thải và bề mặt sàng. Theo kết quả thực nghiệm của nhóm nghiên cứu, góc ma sát giữa các loại rác thải được tìm tại biển và bề mặt sàng có giá trị từ 11,74° ÷ 47,8°. Vật liệu có góc ma sát thấp nhất là vỏ lon nước, góc ma sát cao nhất là lưới bắt cá, nilong, rong biển,… Các loại rác thải còn lại có thể kể đến như tàn thuốc, hộp nhựa, đồ cao su, vỏ ốc,… Trong bài báo này, góc nghiêng của sàng có thể thay đổi từ 5° đến 15° dựa trên hệ số ma sát giữa rác và sàng. Việc điều chỉnh được thực hiện bởi thay đổi độ dài đoạn HA.

Để đáp ứng điều kiện tiếp theo, [4] đã thiết lập một công thức để rác có thể "nhảy" và di chuyển lên bề mặt sàng:

$$\frac{a\omega^2}{g}\frac{\sin(\alpha-\beta)}{\cos\beta} \geq 1 \quad (2)$$

Với, ω là tốc độ động cơ (rad/s); α là góc dao động, có thể thay đổi từ 30° ÷ 47° bằng cách điều chỉnh độ dài đoạn GF. Đồng thời, theo [5], vận tốc động cơ tối đa để vật có thể trượt lên trên sàng được tính bởi:

$$\omega_{max} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{a}\tan(\phi+\beta)} \quad (3)$$

Với, ϕ là góc ma sát của rác và sàng.

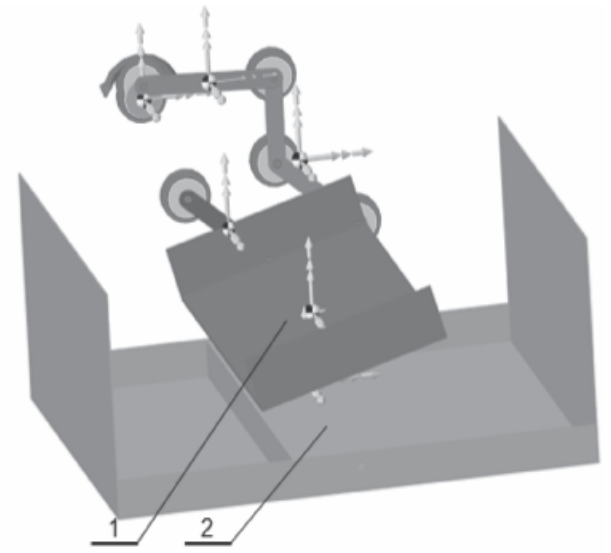
Từ (2) và (3), ta giới hạn được vận tốc của động cơ từ 300 ÷ 800 rpm, tương đương f = 5,0 ÷ 13,3Hz. Tuy nhiên, chỉ mô phỏng từ ~ 8Hz do thấp hơn thì hiệu suất sàng không cao.

Do đó, bài toán khảo sát động học của cơ cấu sàng cát để xem xét hiệu suất sàng với các thông số được điều chỉnh trong phạm vi như sau:

– Góc nghiêng β = 5° ÷ 15°;
– Góc dao động α = 30° ÷ 50°;
– Tần số dao động của sàng f = 8 ÷ 13,3Hz.

3.4. Thiết lập mô phỏng

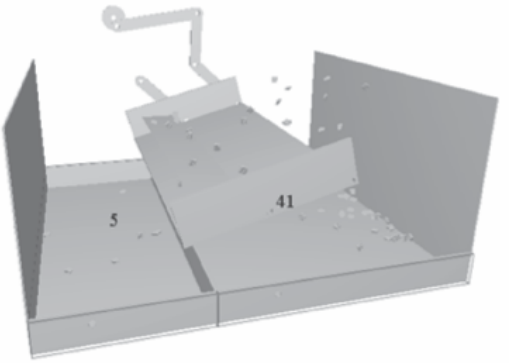
Bài báo này sử dụng phần mềm Altair Hyperworks kết hợp Solidworks để dựng mô hình 3D của cơ cấu sàng. Để đơn giản hóa và làm nhẹ quá trình mô phỏng, cơ cấu sàng cát được thể hiện đơn giản bằng sơ đồ nguyên lý thay vì thiết lập đầy đủ một máy sàng cát hoàn chỉnh.



Hình 13. Mô hình cơ cấu sàng cát trong phần mềm Altair Hyperworks

Trong Hình 13, 1: sàng; 2: khay chứa các rác thải đã được sàng và chưa được sàng để tính toán hiệu suất sàng.

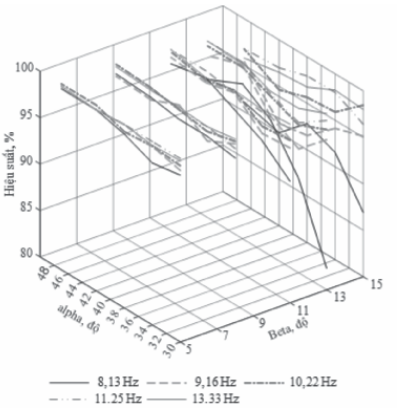
Sau đó, chuyển mô hình sang phần mềm Altair EDEM để tiến hành mô phỏng việc sàng các rác thải. Các tính chất như hệ số ma sát, khối lượng,… của rác thải được cài đặt trong phần mềm EDEM dựa trên thực nghiệm. Hình dạng của rác được đơn giản hóa cho quá trình mô phỏng.



Hình 14. Mô phỏng quá trình sàng trong phần mềm Altair EDEM

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Hiệu suất sàng tại các thông số khảo sát được thể hiện trên Hình 15.



Hình 15. Kết quả mô phỏng hiệu suất sàng

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Góc nghiêng càng lớn, hiệu suất sàng nhìn chung càng giảm, tuy nhiên bằng việc điều chỉnh tốc độ quay của động cơ, hiệu suất sàng tăng dần khi tốc độ quay tăng dần. Điều này được thể hiện rõ khi thay đổi tần số sàng từ 8 ÷ 9,2Hz và cao hơn tại các góc nghiêng > 11°. Tần số sàng càng cao, hiệu suất sàng càng lớn (với tần số lớn hơn ~ 10Hz, hiệu suất sàng đều đạt hơn 90%). Kết quả mô phỏng cho thấy với vận tốc > 10,2Hz, vật liệu sẽ nhảy khỏi sàng một cách hỗn loạn với biên độ rất lớn với các góc nghiêng dưới 10°. Tại các góc nghiêng lớn hơn, sự hỗn loạn này xuất hiện tại tần số 11,25Hz trở lên. Kết quả này cho thấy vận tốc phù hợp ~ 8 ÷ 10Hz. Khi điều chỉnh góc dao động của sàng α dưới 36°, hiệu suất nhìn chung không bị ảnh hưởng. Ngoài ra, ở góc α = 38° ÷ 47°, hiệu suất tăng dần khi góc α tăng dần (phù hợp với Gaberson, 1947).

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu khảo sát các thông số động học của cơ cấu máy sàng cát: vận tốc quay của động cơ, góc nghiêng của sàng, góc dao động của sàng ảnh hưởng đến hiệu suất sàng. Từ cơ sở này, ta có thể chọn thông số phù hợp cho quá trình thiết kế sàng, cụ thể cho sàng rác trong bái toán làm sạch bãi biển. Kết quả trên được tóm tắt như sau:

– Góc nghiêng của sàng β ~ 5° ÷ 15°;
– Tần số sàng f ~ 8 ÷ 10Hz;
– Góc dao động α = ~ 38° ÷ 47°.

Dựa trên số liệu này, các thực nghiệm đang được tiến hành tại DCSELab để tìm ra thông số tối ưu cho bài toán thiết kế chế tạo robot sàng cát.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được thực hiện tại Phòng Thí nghiệm Trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống và được tài trợ bởi Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2023-20b-01. ❖

Ngày nhận bài: **26/6/2023**
Ngày phản biện: **21/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. M. A. Parameswarant, S. Ganapathy. "*Vibratory Conveying – Analysis and Design: A Review*", Mechanism and Machine Theory, Vol. 14, pp. 89-97, 1979.
[2]. H. Das. "*Separation of Paddy and Rice on an Oscillating Tray Type Separator*", J. agric. Engng Res, pp. 85-95, 1986.
[3]. V.B. Minh, H.M. Nam. *Cơ học vật liệu rời* (Tập 2), NXB. Đại học Quốc gia, 2004.
[4]. H.A. Gaberson. "*Material transport on oscillating conveyor*", Luận án tiến sĩ, Đại học Michigan, 1967.
[5]. B. D. Hoi, L. H. Khanh, M.V. Le, L.T. Cuc, H.T.N. Chau, L.N. Tu, L.H. Nga, *Kỹ thuật chế biến lương thực* (Tập 1), NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2009.

CHẾ TẠO MODULE CHỨA CON LĂN CHO MÁY UỐN ỐNG

MANUFACTURING ROLLER MODULE FOR PIPE BENDING MACHINE

Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Lương Lý Hải, Trần Huy Phi Hậu, Trần Nguyễn An Thuyên, Phạm Minh Triết, Trần Cao Tiến, Đặng Ngọc Linh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Hiện nay, ống là một sản phẩm được ứng dụng rộng rãi trong đời sống của con người. Từ những sản phẩm ống có hình dạng đơn giản sử dụng trong gia đình như bàn, ghế, cổng, cửa sổ… hay các sản phẩm có hình dạng phức tạp sử dụng trong các lĩnh vực công nghiệp như ống làm ống xả xe cho ô tô, ống nước của động cơ xe, sắt uốn làm cầu, ống được sử dụng làm đường ống dẫn hóa chất trong nhà máy… Nước ta đang trên đà phát triển ngành công nghiệp nặng, lượng ống sử dụng cho các ngành công nghiệp là tương đối lớn, tuy nhiên lượng ống sản xuất trong nước phần lớn từ các loại máy uốn thủ công, bán tự động với khả năng tạo hình chưa linh hoạt và năng suất thấp không đáp ứng được nhu cầu sử dụng trong nước. Vì vậy, việc nghiên cứu chế tạo máy uốn ống với khả năng linh động trong khả năng tạo hình linh hoạt và cho ra năng suất cao, đáp ứng được nhu cầu sử dụng ống trong nước góp phần đẩy mạnh sự phát triển ngành công nghiệp nước ta.

Từ khóa: *Uốn ống; Con lăn; Máy uốn; Ma sát lăn.*

ABSTRACT

At present, pipes are a widely used product in human life. From simple shaped pipe products for household use such as tables, chairs, gates, windows…. Or products with complex shapes used in industrial fields such as automobile exhaust pipes, car engine water pipes, bridge bending irons, pipes used as chemical pipelines. Our country is on the verge of developing a heavy industry, the volume of pipes used for industries is relatively large. However, the volume of pipes produced in the country is mostly from manual and semi-automatic bending machines. The forming ability is not flexible and the productivity is low, which cannot meet the needs of domestic use. Therefore, the research and manufacture of pipe bending machines with flexible ability in flexible forming ability and high productivity to meet the needs of domestic pipes contributes to promoting the development of our country's industry.

Keywords: *Bending pipe; Roller; Bending machine; Rolling friction.*

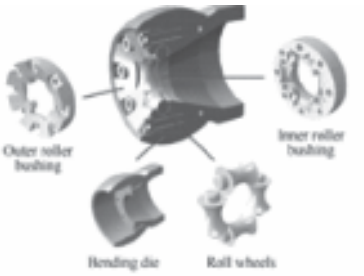
1. GIỚI THIỆU

Uốn ống là một phương pháp gia công phổ biến để tạo hình cho các loại ống sắt, thép, inox bằng cách áp dụng biến dạng dẻo. Phương pháp này cho phép tạo ra các đường cong, góc chữ U và các đoạn gấp khúc theo yêu cầu. Quá trình uốn ống giúp sản phẩm trở nên mềm mại, không gây biến dạng nứt gãy.

Trên thị trường, có nhiều loại máy uốn ống được sử dụng để đáp ứng nhu cầu gia công của người dùng, bao gồm máy uốn ống bằng thuỷ lực, bằng tay, bằng điện năng, và cả máy uốn ống CNC. Máy uốn ống CNC được coi là một trong những loại máy hiện đại nhất trong lĩnh vực này.

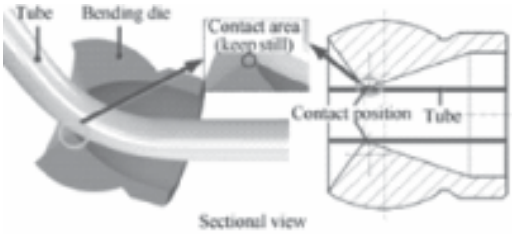
Tại Việt Nam, hiện vẫn chưa có công ty chuyên nghiên cứu và sản xuất máy uốn ống CNC. Điều này có nghĩa là thiết bị hiện tại còn hạn chế về độ hiện đại, năng suất và chất lượng, không thể cạnh tranh được với các máy nhập khẩu. Tuy nhiên, trong số các công ty sản xuất máy uốn ống kim loại trong nước, vẫn có những sản phẩm đạt chất lượng và đáp ứng một phần nhu cầu sử dụng.

Máy uốn thủy lực 1 trục NC có thể cạnh tranh với các loại máy uốn cơ và CNC cả về giá thành lẫn năng suất lao động. Với giá thành thấp hơn 5 lần so với máy uốn cơ và 3 lần so với máy uốn CNC, máy này là một lựa chọn hợp lý. Năng suất lao động của máy uốn thủy lực 1 trục NC cũng cao gấp gần 5 lần so với máy uốn cơ và gần 3 lần so với máy uốn CNC. Trong hệ thống tạo hình uốn tự do 3D, module uốn có thể được thiết kế theo kiểu trượt hoặc kiểu ma sát lăn [1, 2]. Module loại ma sát trượt thường được gọi là module uốn thông thường; tuy nhiên, loại ma sát lăn dựa trên module uốn bao gồm loại con lăn dựa trên module uốn và loại bi trong cấu trúc. Trong nghiên cứu hiện tại, tác động của ba module uốn lên lực tạo hình và chất lượng ống uốn đã được khảo sát. Kết quả thu được cho thấy ứng suất tiếp tuyến và biến dạng của các ống được hình thành bởi loại con lăn dựa trên module uốn là nhỏ nhất trong số ba module uốn. Bên cạnh đó, lực chịu cầu PU giảm mạnh sau khi sử dụng loại con lăn và loại bi so với loại ma sát trượt. Hơn nữa, sự đồng nhất của sự phân bố độ dày thành của các ống được hình thành bởi loại con lăn và loại bóng tốt hơn so với những gì thu được từ loại ma sát trượt. Ngoài ra, tỷ lệ biến dạng tiết diện giảm 2,8% khi sử dụng loại con lăn và 1,8% khi sử dụng loại bi so với loại ma sát trượt.



Hình 1. Module loại con lăn

Hình 2. Module loại bi



Hình 3. Module loại trượt

2. PHƯƠNG ÁN LỰA CHỌN THIẾT KẾ CỦA MODULE CHỨA CON LĂN CHO MÁY UỐN ỐNG

Module uốn ống con lăn sẽ thực nghiệm với ống có đường kính ϕ10 với nhiều góc uốn khác nhau. Hai phương án thiết kế được đề xuất và phân tích ưu nhược điểm như sau.

2.1. Phương án 1

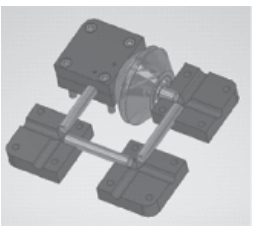
Module uốn ống 4 con lăn, module này gồm có 4 cặp gối đỡ (hình 4), mỗi nửa hai gối có rãnh để giữ trục con lăn được cố định bằng bu lông ghim. Bốn con lăn được xếp vuông góc với nhau sao cho tiết diện tiếp xúc với ống bị uốn tạo thành một góc 360 độ (hình 5) [3]. Các trục ở giữa các con lăn được cố định bằng các bu lông ghim nhằm ngăn chặn các con lăn dịch chuyển trong quá trình uốn ống.

Ưu điểm:

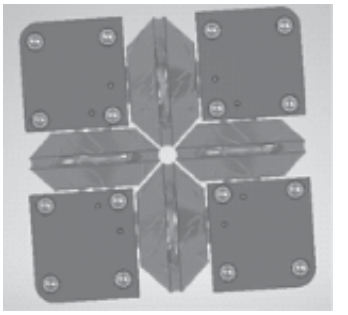
- Diện tích tiếp xúc giữa ống uốn và module lớn.
- Lực uốn được phân tán đều lên 4 con lăn (Hình 5) [4].
- Lực ma sát giữa con lăn và ống bị uốn được phân tán đều.

Nhược điểm:

- Gia công phức tạp.
- Lắp ráp khó.
- Yêu cầu độ chính xác và độ đối xứng cao.



Hình 4. Gối đỡ cố định trục của con lăn



Hình 5. Tiết diện được tạo bởi 4 con lăn

2.2. Phương án 2

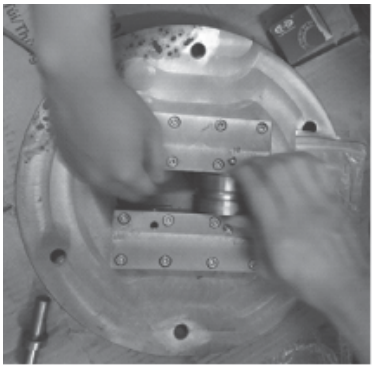
Module uốn ống 2 con lăn, module này gồm có 2 gối đỡ (hình 6), mỗi gối đỡ có khoan lỗ để giữ trục con lăn. Hai con lăn được xếp đối xứng sao cho tiết diện tiếp xúc với ống bị uốn tạo thành một góc 360 độ (hình 5). Hai con lăn được cố định bằng trục, 2 trục được cố định bằng 2 gối đỡ đối xứng nhau.

Ưu điểm:

- Dễ gia công.
- Ít chi tiết.
- Dễ lắp đặt.

Nhược điểm:

- Lực uốn chỉ được phân tán ở hai bên ống bị uốn [4].
- Yêu cầu có độ chính xác cao.

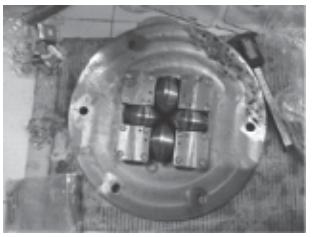


Hình 6. Hai gối đỡ cố định trục con lăn

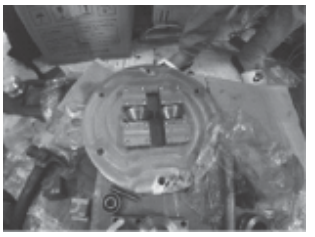
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

3. GIA CÔNG, LẮP RÁP CÁC CHI TIẾT

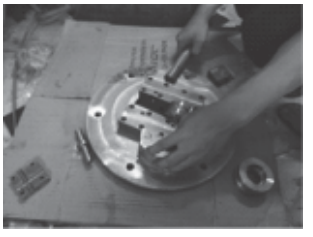
Module được gia công và lắp ráp như các hình bên dưới. Mỗi con lăn bên trong có hai ổ bi, vòng ngoài ổ bi tiếp xúc với con lăn và vòng trong ổ thì tiếp xúc với trục. Các con lăn được cố định bằng các khối vuông, chêm giữa con lăn và khối vuông là long đền để giữ con lăn không bị ma sát với khối vuông khi quay. Các khối vuông sẽ cố định bộ con lăn vào tấm đế tròn bằng bulông để gắn vào phần máy chuyển động. Để giữ cho trục không quay thì sẽ có những con bulông chìm cố định vào phần trục có vát.



Hình 7. Module 4 con lăn



Hình 8. Lắp ráp module 4 con lăn



Hình 9. Lắp ráp module 2 con lăn

4. KẾT LUẬN

Nhìn chung, ống là một sản phẩm có sự ứng dụng rộng rãi trong đời sống của con người. Từ những sản phẩm ống đơn giản như bàn, ghế, cổng, cửa sổ cho đến các ống phức tạp được sử dụng trong lĩnh vực công nghiệp như ống xả ô tô, ống nước động cơ, ống uốn làm cầu và ống dẫn hóa chất trong nhà máy... Ngành công nghiệp nặng lượng ống ở nước ta đang phát triển mạnh mẽ và có nhu cầu sử dụng ống khá lớn trong các ngành công nghiệp. Tuy nhiên, phần lớn ống được sản xuất trong nước đến từ các loại máy uốn thủ công hoặc bán tự động, không linh hoạt trong việc tạo hình và năng suất sản xuất thấp, không đáp ứng đủ nhu cầu trong nước.

Vì vậy, việc nghiên cứu và chế tạo máy uốn ống linh hoạt trong việc tạo hình và có năng suất cao là cần thiết để đáp ứng nhu cầu sử dụng ống trong nước và góp phần thúc đẩy sự phát triển mạnh mẽ của ngành công nghiệp nước ta. Bằng việc áp dụng các công nghệ uốn tiên tiến và nâng cao hiệu suất sản xuất, chúng ta có thể thu hẹp khoảng cách giữa phương pháp sản xuất hiện tại và nhu cầu ngày càng phát triển của ngành công nghiệp ống. Điều này sẽ mở ra cơ hội để cải thiện chất lượng sản phẩm, tăng cường khả năng sản xuất và thúc đẩy phát triển chung của ngành công nghiệp nước ta.❖

Ngày nhận bài: **12/7/2023**
Ngày phản biện: **06/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. H. Chen, A. Wang, A. El-Aty, Y. Qin, J. Jiang Li, Y. Zhang, T. Li, X. Guo. *Impact of bending dies with different friction forms on forming force and quality of tubes manufactured by free bending technology.* Chin. J. Aeronaut. 34 (4) (2021) 253e264, 4.

[2]. H.S. Kang, J.Y. Lee, S.S. Choi, et al.. *Smart manufacturing: past research, present findings, and future directions*. Int. J. Precis. Eng. Manuf. Green Technol. 3 (1) (2016) 111e128.

[3]. Ali Abd El-Aty, Xunzhong Guo, Myoung-Gyu Lee, Jie Tao, Yong Hou a, Shenghan Hu, Tao Li, Cong Wu, Qiucheng Yang. *A review on flexibility of free bending forming technology for manufacturing thin-walled complex-shaped metallic tubes (2023) p15.*

[4]. Roy Cornelissen, Johan Maljaars, Hèrm Hofmeyer. *Buckling and wrinkling of rectangular hollow sections curved in three-point-roll bending (2021).*

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ HỆ THỐNG VÒI PHUN CHO MÁY BAY UAV PHUN THUỐC TRỪ SÂU ỨNG DỤNG TRONG NÔNG NGHIỆP

RESEARCH AND DESIGN SYSTEM OF SPRAYING PESTICIDES FOR UAV APPLICATION IN AGRICULTURE

Hoàng Thị Kim Dung
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu thiết kế hệ thống vòi phun cho máy bay không người lái ứng dụng phun thuốc trừ sâu trong nông nghiệp. Máy bay có sải cánh 1,5 m, bay với vận tốc 20 m/s phun thuốc cho cánh đồng diện tích 1 hecta. Hệ thống dàn phun có chiều dài 1 m gồm bốn vòi phun. Bơm và bình hóa chất được bố trí tại vị trí trọng tâm của máy bay để tăng tính ổn định khi hoạt động. Kết quả thử nghiệm cho thấy hạt phun ra khá nhỏ, lưu lượng qua mỗi vòi phun khoảng 0,1 lít/phút với thời gian phun là 1,7 phút.

Từ khóa: *Máy bay không người lái; Dàn phun; Thuốc trừ sâu.*

ABSTRACT

The article researches and designs the spraying perticide system for an unmanned aerial vehicle (UAV) application in agriculture. The UAV has a wingspan of 1.5 m, flying at speed of 20 m/s, spraying pesticides for an area of 1 hectare. The spray system has a length of 1 m including four nozzles. Pumps and chemical tanks are located at the center of gravity of the aircraft to increase operational stability. The test results show that the sprayed particles are quite small, the flow through each nozzle is about 0.1 l/min with a spraying time of 1.7 minutes.

Keywords: *UAV; Spraying System; Perticides.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong nông nghiệp, hiện nay, máy bay không người lái gồm cả dạng cánh quay và cánh bằng được ứng dụng phun thuốc trừ sâu khá rộng rãi. Tuy nhiên, quy trình thiết kế, chế tạo dàn phun thuốc trên máy bay còn ít được nhắc đến.

Để có thể thiết kế hệ thống giàn phun trên máy bay UAV, trước hết phải tìm hiểu hệ thống giàn phun trên máy bay nông nghiệp thực tế. Hệ thống vòi phun trên máy bay nông nghiệp phải đáp ứng được các yêu cầu về: khả năng phân tán hóa chất tới mục tiêu chính xác; Được hiệu chuẩn chính xác, có hệ thống giám sát để đảm bảo độ chính xác liên tục; Có khả năng xả nhanh trong trường hợp khẩn cấp; Dễ dàng làm sạch; Chống ăn mòn; Chống rò rỉ: Sự rò rỉ có thể gây nguy hiểm cho các thành phần

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

khác của máy bay, gây ô nhiễm cho môi trường và con người, và đặc biệt có thể gây ra nguy hại cho các khu vực không cần sử dụng thuốc trừ sâu [1].

Các thành phần chính của hệ thống giàn phun bao gồm: Thùng chứa, bơm, van điều khiển, thiết bị đo lưu lượng, áp suất, bộ lọc, hệ thống đường ống, giàn phun, thiết bị chống nhỏ giọt, vòi phun [2].

Giàn phun là bộ phân phân phối chất lỏng tới các vòi phun dọc theo chiều dài sải cánh, được làm từ vật liệu chống ăn mòn tốt như thép không gỉ, đồng thau hoặc nhôm. Giàn phun được lắp đặt ở dưới mép ra của cánh 10 in theo phương thẳng đứng và 6 in theo phương ngang, chiều dài của nó khoảng 70% sải cánh (để tránh sợ trôi dạt của hóa chất do hiệu ứng xoáy ở đầu cánh). Các vòi phun được bố trí dọc trên giàn phun với khoảng cách từ 15-35 cm [3].

Vòi phun sử dụng trên máy bay có thiết kế tương tự với các vòi phun được sử dụng trên mặt đất. Dưới áp suất cao, sau khi đi qua miệng vòi phun đường kính nhỏ, bị cắt bởi dòng không khí chuyển động tương đối với máy bay, chất lỏng sẽ bị đánh tan ra thành các hạt nhỏ. Việc lựa chọn loại vòi phun, kích thước, số lượng, phân bố trên giàn phun là rất quan trọng, nó ảnh hưởng đến mật độ phun, kích thước hạt, sự đồng nhất các hạt và sự trôi dạt trong không khí [4]. Có rất nhiều loại vòi phun khác nhau nhưng 5 loại vòi phun hay được sử dụng nhất trên máy bay là: flat-plan, variable-orifice-flood, vòi xoay, full-cone, hollow-cone.

2. LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN

2.1. Mật độ áp dụng

Các nhà xản suất thuốc trừ sâu đã chi ra hàng triệu đô la để nghiên cứu cách sử dụng sản phẩm của mình một cách chính xác và hiệu quả. Nghiên cứu này bao gồm việc xác định đúng lượng thuốc trừ sâu để áp dụng kiểm soát sâu bệnh, dịch hại. Việc sử dụng lượng thuốc sâu ít hơn so với qui định nhà sản xuất đưa ra là được phép xong không đủ để kiểm soát sâu bệnh, lãng phí thời gian cũng như tiền bạc. Điều này cũng có thể dẫn tới việc sâu bệnh kháng thuốc và phát triển hơn. Còn việc sử dụng quá lượng thuốc sâu đưa ra là không hợp pháp và có thể gây ra các hậu quả như:

- Hiệu quả kiểm soát sâu bệnh: Có thể làm chết nhiều sinh vật khác có lợi;

- Ảnh hưởng xấu tới sức khỏe con người;

- Môi trường: Gây ô nhiễm không khí, nguồn nước trên mặt đất, nước ngầm, đất. Nó có thể tích tụ lại và ảnh hưởng đến cây trồng các vụ mùa sau;

- Gây lãng phí và tăng giá thành của ứng dụng.

Ultra-low-volume (ULV): Đây là một thuật ngữ được dùng trong lĩnh vực phun thuốc trừ sâu, nó qui định liều lượng thuốc sâu áp dụng cho từng loại cây trồng. Cụ thể là nhỏ hơn 5 l/ha đối với cánh đồng hay dưới 50 l/ha cho cây công nghiệp. Phương pháp này cũng được sử dụng trong các chiến dịch phun trên không lớn chống lại sinh vật gây bệnh như tse tse-bay (một loài ruồi hút máu động vật gây dịch bệnh tại châu Phi). Lợi ích chính của ứng dụng ULV là khối lượng công việc lớn (một diện tích lớn vài hecta có thể được điều trị trong một ngày). Đây là một sự lựa chọn tốt cho phương pháp phun thuốc trừ sâu.

Các điều kiện áp dụng: ☞

- Diện tích đất lớn để điều trị;

- Yêu cầu điều trị nhanh;

- Ít hoặc không có nước để làm hỗn hợp thùng thuốc trừ sâu;

- Các vấn đề về hậu cần đối với vật tư;

- Địa hình khó tiếp cận trực tiếp.

2.2. Mô hình phun

Phương pháp hiệu quả nhất để kiểm tra mô hình phun của giàn phun máy bay là thêm một chất chỉ thị màu như huỳnh quang hoặc thuốc nhuộm vào hóa chất và tiến hành phun thử. Mô hình phun điển hình có thể là: phun hình chữ nhật, phun hình thang hoặc phun hình tam giác. Trong đó, mô hình phun hình chữ nhật là hoàn hảo nhất nếu có khoảng cách giữa các vòi phun là hợp lý. Mô hình phun hình thang hoặc tam giác cũng như vậy nhưng mật độ phun của đường bay đầu tiên và cuối cùng là không đều như các đường bay ở giữa. Khi phun, vào cuối mỗi vạt cắt phi công nên ngừng phun thuốc và nên bay đủ xa ngoài khu vực áp dụng để cho phép điều chỉnh tốc độ cũng như hướng lái trước khi vào vạt cắt tiếp theo.

2.3. Các bước tính toán để lựa chọn thiết bị phù hợp

Việc tính toán hệ thống vòi phun được thực hiện lần lượt theo các bước sau:

- Bước 1: Xác định mật độ yêu cầu.

$$\mathrm{AR} = \frac{V}{S} \quad (1)$$

Trong đó, AR là mật độ yêu cầu (lít/hecta), V là thể tích hóa chất (lít) và S là diện tích cần phun (hecta).

Căn cứ vào mức độ sâu bệnh và khuyến cáo đưa ra của nhà sản xuất cho từng loại hóa chất để xác định mật độ phun áp dụng cho diện tích cần phun.

- Bước 2: Xác định chiều dài dàn phun.

$$l = 0,7L \quad (2)$$

Trong đó, L là sải cánh (m) và l là chiều dài dàn phun (m).

- Bước 3: Xác định số lượng vòi phun (n) sẽ lắp đặt trên giàn phun.

$$n = \frac{l}{\Delta l} + 1 \quad (3)$$

Trong đó, Δl là khoảng cách giữa các vòi phun (m). Khoảng cách lắp các vòi phun trên giàn phun thường là 0,15-0,35 m.

- Bước 4: Xác định lưu lượng tổng của hệ thống.

$$Q = \frac{\mathrm{AR}\ l\ v}{600} \quad (4)$$

Trong đó, Q là lưu lượng tổng (lít/phút), v là tốc độ bay (m/s).

- Bước 5: Xác định lưu lượng yêu cầu với mỗi vòi phun.

$$q = \frac{Q}{n} \quad (5)$$

Từ đó, ta có thể lựa chọn được vòi phun phù hợp.

- Bước 6: Thời gian bay.

$$T = \frac{V}{Q} \quad (6)$$

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Chú ý: khi yêu cầu về mật độ thay đổi, với vòi phun đã lựa chọn, ta có thể thay đổi bằng cách thay đổi áp suất của hệ thống theo công thức:

$$p_2 = p_2\left(\frac{q_2}{p_1}\right)^2 \quad (7)$$

Với p_1 và q_1 là áp suất và lưu lượng tiêu chuẩn của vòi phun do nhà sản xuất đưa ra, còn q_2 là lưu lượng phun hiệu chỉnh tương ứng với áp suất p_2.

3. KẾT QUẢ

Máy bay không người lái dạng cánh bằng được thiết kế sử dụng phần mềm XFLR5 [5]. Máy bay có cánh chính hình chữ nhật, biên dạng NACA8414, sải cánh 1,5 m, chiều dài dây cung 0,2 m và góc nhị diện 6°; cánh đuôi ngang hình chữ nhật, biên dạng NACA0010, sải cánh 0,486 m, dây cung cánh 0,14 m; và cánh đuôi đứng hình thang, biên dạng NACA0010, nửa sải cánh 0,23 m, dây cung gốc 0,196 m và dây cung mút cánh 0,1 m.

3.1. Bài toán

Thiết kế, lựa chọn hệ thống phun thuốc trừ sâu cho máy bay UAV có sải cánh L = 1,5 m bay ở vận tốc V = 50km/h phun thuốc cho cánh đồng diện tích 1 hecta với mật độ là AR = 5 lít/hecta.

3.2. Tính toán thiết kế

Với bài toán đặt ra, ta tìm được: L = 1,5 m, V = 2 lít, v = 50 km/h, AR = 5 lít/ha.

Việc tính toán thiết kế hệ thống dàn phun được thực hiện như sau:

- Bước 1: Mật độ phun yêu cầu đã biết 5 lít/hecta.

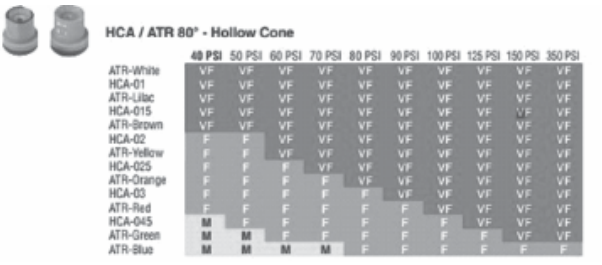
- Bước 2: Chiều dài của giàn phun theo công thức (2) là: l = 1,05 m.

- Bước 3: Chọn khoảng cách giữa các vòi phun Δl = 0,32 m. Số lượng vòi phun theo công thức (3) là: n = 4 vòi phun.

- Bước 4: Lưu lượng tổng của hệ thống theo công thức (4) là Q = 0,6 lít/phút.

- Bước 5: Lưu lượng qua mỗi vòi tính theo công thức (5) là q = 0,15 lít/phút.

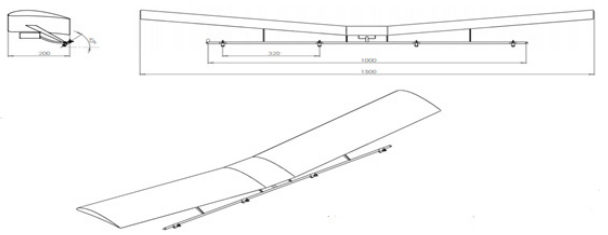
Với lưu lượng 0,15 lít/phút, ta chọn vòi phun ATR80 white (Hình 1). Vòi phun ATR80 tạo ra hạt kích thước rất tốt (mã màu đỏ – kí hiệu là VF) ở áp suất 40 PSI. Đây là dạng vòi phun hollow cone, có thông số lưu lượng q_1 = 0,2 lít/phút tại áp suất p_1 = 5 bar, với lưu lượng là 0,15 lít/phút thì áp suất hoạt động được tính theo công thức (7) là 39,4 PSI.



Hình 1. Đánh giá chất lượng hạt phun của các vòi loại HCA/ATR80

- Bước 6: Thời gian phun tính theo công thức (6) là T = 3,6 phút.

Như vậy, giàn phun có chiều dài 1 m, trên đó có lắp 4 vòi phun, mỗi vòi cách nhau 32 cm, góc của vòi phun là 45°. Bơm và bình hóa chất sẽ nằm tại vị trí trọng tâm của máy bay để tăng tính ổn định khi hoạt động (Hình 2). ☞



Hình 2. Hình ảnh giàn phun thiết kế

3.3. Lắp đặt và thử nghiệm

- Thùng chứa: Thùng chứa hóa chất được làm từ nhựa, có thể tích 0,65 lít. Trên thân bình có đục 3 lỗ tương ứng với đường hóa chất vào bơm, đường về của dòng hóa chất sau bơm (có tác dụng khuấy trộn hóa chất liên tục) và lỗ còn lại được dùng như ống thông hơi (tránh tạo thành chân không trong bình trong suốt quá trình hoạt động của hệ thống);

- Bơm: Bơm là loại bơm bánh răng có công suất 50W/60W (12V/5A). Dải điện áp mà bơm có thể hoạt động bình thường là từ 9 đến 14VDC. Áp lực tối đa tạo ra lên tới 120 psi và cung cấp từ 5-6 lít/phút. Kích thước của bơm là 16x12x8 cm;

- Pin: Pin Lipo điện áp 11,1V, dung lượng 2200 mAh, dòng xả 30C;

- Công tắc và servo: Một công tắc kết hợp với 1 servo qua 1 tay link bằng thép. Có thể điều khiển đóng ngắt công tắc thông qua servo bằng tay điều khiển từ xa;

- Vòi phun: Qua tính toán ở phần trước, vòi phun được lựa chọn sẽ có lưu lượng vào khoảng 0,15 lít/phút, nhưng ở thị trường Việt Nam, chỉ có loại vòi phun với lưu lượng 0,1 lít/phút. Vòi phun này có kết hợp thiết bị chống nhỏ giọt bên trong. Cơ cấu đó bao gồm một lò xo và một trụ tròn có gắn đĩa ở một đầu. Khi bơm không hoạt động, lò xo sẽ đẩy đĩa tròn bịt miệng ra của vòi phun, ngăn chặn sự nhỏ giọt xảy ra;

- Đường ống và phụ kiện: Đường ống chính sử dụng cho giàn phun có đường kính là 8 mm. Ngoài để dẫn hóa chất từ bơm tới giàn phun, từ thùng chứa tới bơm, còn có đường ống phụ sau bơm, dùng để dẫn ngược dòng quay trở lại thùng chứa để thực hiện chức năng khuấy trộn hóa chất.

Hình 3. Hệ thống dàn phun chế tạo

Hình 3 là hệ thống giàn phun được chế tạo, lắp đặt trước khi được tích hợp trên máy bay. Sau khi chế tạo, thử nghiệm cho kết quả hạt phun ra khá nhỏ, lưu lượng qua mỗi vòi phun là khoảng 0,1 lít/phút. Thời gian để phun hết 0,65 lít thuốc trừ sâu là 1,7 phút.

4. KẾT LUẬN

Hệ thống vòi phun thuốc trừ sâu được nghiên cứu, thiết kế và chế tạo cho máy bay không người lái dạng cánh bằng sải cánh 1,5 m nhằm phun thuốc trừ sâu cánh đồng 1,5 ha. Kết quả thử nghiệm cho thấy, hạt phun ra khá nhỏ với lưu lượng 0,1 lít/phút cho mỗi vòi phun và thời gian phun 1,7 phút.❖

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Ngày nhận bài: **12/5/2023**
Ngày phản biện: **02/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Health Canada, *Pest Management Regulatory Agency*, National Aerial Pesticide Application Manual.
[2]. Monte P. Johnson and Larry D. Swetnam, Sprayer: *Selection and Calibration, University of Kentucky*, College of Agriculture.
[3]. Patrick J. O'Connor-Marer, *Aerial Applicator's Manual- A national pesticide applicator certification study guide*, Published by the National Association of State Departments of Agriculture Research Foundation.
[4]. Robert E. Wolf, *Spray Droplet Size and Drift,* 2000.
[5]. XFLR5: *Analysis of foils and wings operating at low Reynolds numbers,* 2009.

THIẾT KẾ HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG CÂN BẰNG CHO THIẾT BỊ PHÁ TẢNG LỤC BÌNH

DESIGN OF SELF BALANCING OF WATER HYACINTH BREAKER

Hồ Nhật An[1, 3], Nguyễn Công Nguyên[2, 3], Dương Phúc Long[1, 2, 3], Nguyễn Tấn Tiến[1, 2, 3]
[1]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa Thành phố Hồ Chí Minh
[2]DCSELab, Trường Đại học Bách Khoa Thành phố Hồ Chí Minh
[3]Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Bài báo trình bày giải pháp mới trong việc thiết kế và phát triển thiết bị phá tảng lục bình nhằm khắc phục những khuyết điểm còn tồn tại trong các nghiên cứu trước đây tại Việt Nam. Việc băm phá khối lục bình kết thành tảng lớn là một phần việc quan trọng trong quy trình tổ hợp xử lý lục bình hiện nay. Trong quá trình phá tảng lục bình, thiết bị có nguy cơ bị mất cân bằng chủ yếu do lực cắt của cụm dao cắt gây ra. Một trong những phương án hiệu quả để xử lý mất cân bằng cho thiết bị là dùng các vật đối trọng được điều khiển thông qua bộ điều khiển PID, di chuyển theo hai phương vuông góc nhằm tạo ra mô men hồi phục cho thiết bị. Kết quả mô phỏng bằng Matlab chứng minh khả năng ứng dụng của giải pháp được đề xuất.

Từ khóa: *Cân bằng tự động; Thiết bị phá tảng lục bình; Điều khiển PID.*

ABSTRACT

The paper proposes a new solution in the design of water hyacinth breaking machine to improve the defect that have already existed in previous studies in Vietnam. Breaking the large blocks is one of important steps in the water hyacinth clearning process. The water hyacinth breaker is in danger of losing its balance mainly due to the cutting force of weed master-cutter head. One of the effective methods to control its balance is using controlled counterweights, move in two perpendicular directions to generate torque to balance the breaker. The simulation results shows the applicability of proposed solution.

Keywords: *Automatic balancing; Water hyacinth breaking machine; PID controller.*

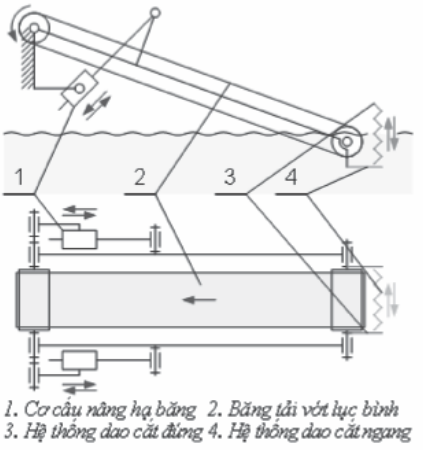
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Lục bình là loại thực vật xâm lấn gây nên nhiều tác hại cho môi trường có thể kể đến như: ngăn chặn dòng chảy, cản trở giao thông đường thủy, suy giảm lượng oxy trong nước, ô nhiễm nguồn nước, gây tổn hại đến hệ sinh thái tự nhiên trong các kênh rạch, ao, hồ,…

Hình 1. Tình trạng lục bình hiện nay

Lục bình mọc cao khoảng 30cm, rễ giống như lông vũ dài đến hơn 1m cắm sâu trong bùn lầy, khi phát triển thường kết thành các tảng lớn vững chắc, gây khó khăn cho việc thu gom xử lý [2]. Quy trình thu gom lục bình để khai thông dòng chảy bao gồm hai bước chính: 1. Phá khối lục bình và 2. Vớt lục bình. Các bước còn lại sau khi thu gom sẽ tùy thuộc vào yêu cầu xử lý hoặc sử dụng lục bình.

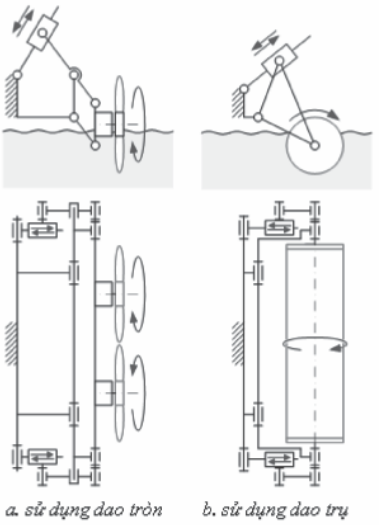
Nhiều đề tài nghiên cứu đã được triển khai để xử lý vấn đề lục bình trên kênh rạch ở Thành phố Hồ Chí Minh và các tỉnh lân cận. Trên các thiết bị thu gom lục bình đã được chế tạo trước đây, để có thể tách tảng lục bình thành từng khối nhỏ, phía trước băng tải vớt được trang bị hai cụm dao cắt đứng và một cụm dao cắt ngang như trên Hình 2.



Hình 2. Dao cắt tích hợp băng tải vớt lục bình

Cách bố trí này được sử dụng phổ biến trên các thiết bị trục vớt rong rêu trong và ngoài nước. Riêng đối với đặc điểm của cây lục bình, thực nghiệm cho thấy việc sử dụng cụm dao cắt răng cưa không phát huy tốt tác dụng so với các loại rong rêu khác. Để khắc phục nhược điểm này, một vài nghiên cứu đã thiết kế thay hai cụm dao cắt đứng bằng cụm dao cắt tròn.

Đối với trường hợp lục bình kết khối thành tảng rất lớn, việc chế tạo thiết bị kết hợp giữa việc cắt khối và trục vớt như trên là không hiệu quả, không thể tách các tảng lục bình thành các khối nhỏ do bị ảnh hưởng của hiện tượng cắt uốn nghiêng cây, cắt trùng và cắt sót [3]. Giải pháp đề xuất ở đây là sử dụng thiết bị phá tảng lục bình di chuyển băm phá trước khi thu gom (xử lý qua hai bước).

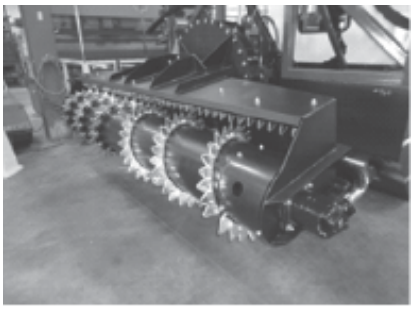


Hình 3. Thiết bị phá tảng lục bình kết khối sử dụng dao cắt dạng tròn và dạng trụ

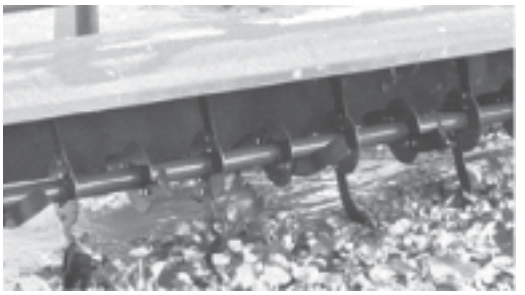
Đối với thiết bị phá tảng lục bình, dao cắt là chi tiết quan trọng nhất ảnh hưởng đến năng suất làm việc. Có hai loại dao cắt thường được sử dụng là dao dạng tròn (Hình 3.a) và dao dạng trụ (Hình 3.b). Biên dạng dao trụ có thể có nhiều dạng khác nhau nhưng có chung một công dụng là cắt/xé nhỏ lục bình kết khối. ☞

Việc thiết kế dao cắt phải đảm bảo được các yếu tố: 1. Phá được kết khối của lục bình; 2. Lùa được lục bình đã băm phá sang hai bên nhằm tránh cản trở việc di chuyển của thiết bị; 3. Công suất động cơ thấp nhất nhưng hiệu suất cắt là cao nhất có thể.

Trên thực tế, việc sử dụng dao cắt dạng trụ có năng suất cao hơn so với dao cắt dạng tròn khi áp dụng trên thiết bị phá tảng lục bình, một số kết cấu điển hình của dao trụ có thể thấy trên Hình 4.



a. Weedmaster-cutterhead ϕ152 x 3700

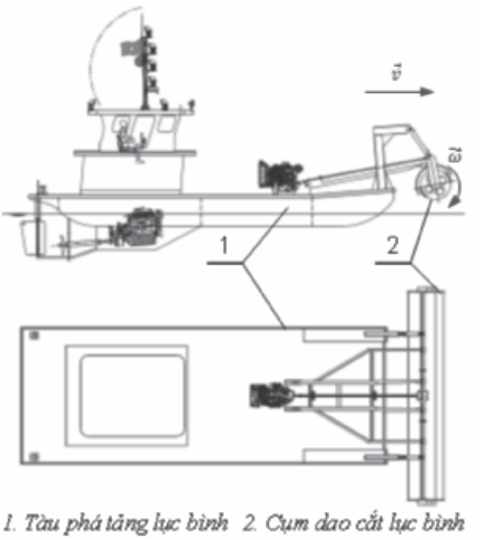


b. Công ty Nguyên Hồng ϕ152 x 3700

Hình 4. Dao cắt lục bình dạng trụ

Việc thiết kế dao cắt sẽ được trình bày chi tiết trong một bài báo khác. Bài báo này tập trung phân tích và giải quyết vấn đề mất cân bằng phát sinh do lực cắt từ cụm dao cắt gây nên dao động cho thiết bị và từ các nguyên nhân khác. Trong bài báo [1], nhóm nghiên cứu đã đề xuất giải pháp tự động cân bằng cho thiết bị vớt lục bình. Trong bài báo này, giải pháp được triển khai cho thiết bị phá tảng lục bình.

Thiết bị phá tảng lục bình trong bài báo này dựa trên thiết kế hệ thống xử lý lục bình trên kênh rạch đang được nghiên cứu và triển khai tại DCSELab.



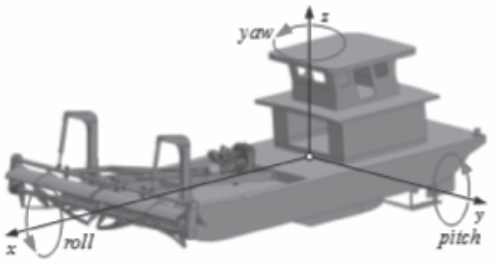
Hình 5. Thiết bị phá tảng lục bình sử dụng trong nghiên cứu

Thiết bị có cấu tạo gồm một phao nổi hoạt động linh hoạt trên kênh rạch. Phía trước thiết bị gắn cụm dao băm phá khối/tảng lục bình hoạt động nhờ hệ thống thủy lực được lắp đặt trên khung đỡ chắc chắn. Khi làm việc, người vận hành thiết bị sẽ điều khiển hệ thống thủy lực này để nâng hạ cụm dao cắt sao cho lưỡi dao cắt có thể băm phá lục bình một cách tốt nhất. Cụm dao cắt hoạt động nhờ kết nối thanh cứng truyền động từ động cơ có công suất đủ lớn. Lục bình sau khi băm phá sẽ được thu gom bằng thiết bị vớt lục bình di chuyển theo sau.

Trong quá trình vận hành, lực cắt sinh ra từ cụm dao cắt sẽ làm cho thiết bị bị mất cân bằng và tăng nguy cơ xảy ra nguy hiểm. Trong thực tế, thiết bị cũng có thể sẽ gặp phải những trường hợp mất cân bằng do một số nguyên nhân như: cắt trúng rễ cây cứng, lực tác động lớn đột ngột, rễ lục bình quấn chặt vào dao cắt,

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

phản lực sinh ra trong quá trình nâng hạ cụm dao cắt,… các trường hợp này sẽ được xem như một dạng nhiễu bất thường vào hệ thống.

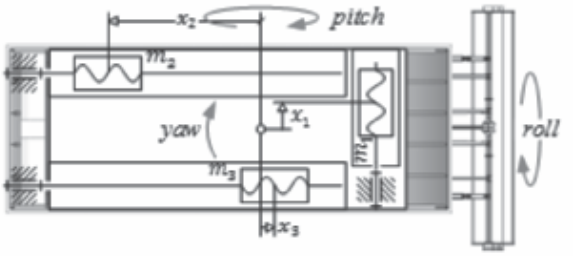


Hình 6. Trường hợp thiết bị mất cân bằng

Theo tiêu chuẩn, thiết bị làm việc trên kênh rạch được phép dao động với biên độ an toàn ±4°. Trên thực tế, thiết bị phá tảng lục bình có thể bị dao động vượt ngoài giới hạn này trong quá trình băm phá nhưng không được phép vượt ngưỡng an toàn của thiết bị. Để kiểm tra bài toán điều khiển, thành phần nhiễu có thể được ước lượng bằng khoảng 10% tải của thiết bị. Hai loại nhiễu được sử dụng trong nghiên cứu này bao gồm dạng bước và dạng điều hòa.

2. GIẢI PHÁP ĐỀ NGHỊ

Để cân bằng lại mô men gây ra mất cân bằng cho thiết bị, một hệ các đối trọng được bố trí trên boong nhằm tạo ra mô men hồi phục, giúp đưa thiết bị trở lại trạng thái cân bằng nhanh chóng. Sơ đồ nguyên lý của cơ cấu được thể hiện ở Hình 7.



Hình 7. Sơ đồ nguyên lý hệ thống cân bằng

Khối nặng m_1 dùng cân bằng cho góc nghiêng ngang (góc roll), đây là trường hợp thiết bị bị vướng rễ cây vào một bên dao cắt, khối nặng m_2 và khối nặng m_3 dùng cân bằng cho góc chúi (góc pitch), đây là trường hợp thiết bị bị mất cân bằng do lực cắt của cụm dao gây ra chủ yếu. Mô hình hệ cân bằng thiết bị được mô tả như sau:

$$\begin{cases} I_p\ddot{\theta}_p = g(2m_2x_2 - 2m_3x_3) - gm_fx_f \\ I_r\ddot{\theta}_r = g2m_1x_1 - gm_fy_f \end{cases}$$

Với, I_p: mô men quán tính của thiết bị theo trục pitch, N/m; I_r: mô men quán tính của thiết bị theo trục roll, N/m; $\ddot{\theta}_p$: đạo hàm cấp 2 góc nghiêng của thiết bị theo trục pitch, °; $\ddot{\theta}_r$: đạo hàm cấp 2 góc nghiêng của thiết bị theo trục roll, °; g: gia tốc trọng trường, m/s^2; m_i: khối lượng của các con nặng, kg; x_i: khoảng cách từ trọng tâm con nặng đến trọng tâm thiết bị, mm; m_f: khối lượng lục bình tác động, kg; x_f và y_f: cánh tay đòn ngoại lực theo phương x và y đối với trọng tâm thiết bị, mm.

Như đã đề cập, các mô men ngoại lực tác động do việc băm phá lục bình làm thiết bị mất cân bằng được xem như một dạng nhiễu hệ thống, khi đó:

$$\ddot{\theta}_p = \frac{g}{I_p}[(2m_2x_2 - 2m_3x_3)] + d_p$$

$$\ddot{\theta}_r = \frac{g}{I_r}m_1x_1 + d_r$$

Với, d_p: nhiễu theo trục pitch; d_r: nhiễu theo trục roll.

Các khối nặng được điều khiển bởi các bộ điều khiển vị trí PID kinh điển và cho kết quả ở phần kế tiếp.

☞

3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Bộ điều khiển cho hệ cân bằng thiết bị được mô phỏng trên Matlab sử dụng mô phỏng rời rạc với thời gian lấy mẫu dt = 0.01s. Các thông số kỹ thuật thực tế của thiết bị băm phá lục bình như sau:

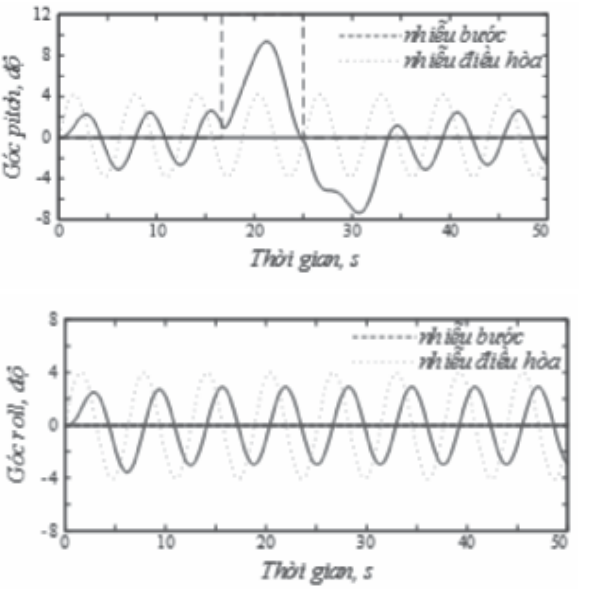
Bảng 1. Thông số mô phỏng

Thông số	Giá trị
Momen quán tính theo trục roll, I_r	840,000
Momen quán tính theo trục pitch, I_p	930,000
Khối lượng đối trọng 1, m_1	500
Khối lượng đối trọng 2, m_2	200
Khối lượng đối trọng 3, m_3	200
Giới hạn góc nhiễu điều hòa	[–4,4]
Giới hạn góc nhiễu bước khi tải	[0,12]

Các mô phỏng được thực hiện trong trường hợp có tác động của nhiễu ngoại lực và nhiễu điều hòa. Để đảm bảo tính đáp ứng của bộ điều khiển, các nhiễu được đặt ngẫu nhiên trong giới hạn cho phép.

Đối với trường hợp có nhiễu điều hòa từ bản thân của thiết bị do các yếu tố ngoại lực khác tác động mà không phải từ lục bình, các đối trọng cân bằng thiết bị và giữ cho thiết bị dao động với biên độ cho phép < 4° theo cả phương roll và phương pitch.

Đối với trường hợp có nhiễu ngoại lực, bài toán mô phỏng cho trường hợp thiết bị chạy không tải trên mặt nước và bắt đầu băm cắt trúng lục bình (kết quả mô phỏng thiết bị băm cắt trúng lục bình vào thời điểm từ giây thứ 15 đến giây thứ 25) khiến thiết bị chịu dao động với biên độ 12°. Trong suốt quá trình này, thiết bị vẫn chịu tải dao động điều hòa đến từ các yếu tố ngoại lực khiến thiết bị dao động trong biên độ ±4°.



Hình 7. Đồ thị đáp ứng góc nghiêng – trường hợp có nhiễu bước

Nhận xét:

Trong trường hợp có nhiễu tác động lớn đến từ quá trình băm phá lục bình kết khối, được mô phỏng dưới dạng nhiễu step, hệ thống tuy bị tác động bởi nhiễu khiến đáp ứng góc nghiêng theo phương pitch biến thiên ~10° nhưng vẫn cho phép hệ thống bám lấy giá trị mong muốn sau khi kết thúc tác động của nhiễu với biên độ dao động cho phép.

Đối với góc roll, do không có tác động trực tiếp từ nhiễu step từ quá trình băm phá lục bình kết khối mà chỉ bao gồm nhiễu điều hòa đến từ các yếu tố ngoại cảnh như gió và môi trường nước, mô phỏng cho kết quả các góc nghiêng theo phương roll dao động của thiết bị băm phá đạt mức ~2°, thuộc biên độ dao động cho phép ±4°, từ đó chứng minh tính ổn định của bộ điều khiển.

4. KẾT LUẬN

Từ nghiên cứu nguyên nhân gây mất cân bằng trên thiết bị phá tảng lục bình đang được triển khai tại DCSELab, bài toán cân bằng tự động cho thiết bị phá tảng lục bình được đề xuất và giải quyết. Với kết quả mô phỏng bằng Matlab đã cho thấy tính khả thi trong việc sử dụng các vật đối trọng được điều khiển thông qua bộ điều khiển PID nhằm tạo ra mô men hồi phục cho thiết bị. Vấn đề hoàn thiện trên thiết bị thực tế đang được tiếp tục triển khai tại DCSELab.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM) trong khuôn khổ Đề tài mã số TX2023-20b-01. Chúng tôi xin cảm ơn Phòng Thí nghiệm trọng điểm Điều khiển Số và Kỹ thuật Hệ thống, Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **16/5/2023**
Ngày phản biện: **21/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Hồ Nhật An và cộng sự; *Thiết kế hệ thống tự động cân bằng cho thiết bị trục vớt lục bình,* Tạp chí Cơ khí Việt Nam, to be defined, 2023.

[2]. Harvey, K. (2013); *Water hyacinth Control Modules. Control options for water hyacinth (Eichhornia Crassipes) in Australia*. Weeds of National Significance.

[3]. Bùi Trung Thành; *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo hệ thống máy, thiết bị cắt rong, cỏ dại, vớt bèo tây, rác thải nổi trong lòng kênh, mương, hồ chứa nước*, Báo cáo Tổng kết Đề tài KC05.06-10, 2008.

[4]. Nguyễn Minh Cường; *Nghiên cứu động học và xác định các thông số công nghệ của hệ dao cắt ảnh hưởng đến chất lượng cắt-vớt rong, cỏ dại, lục bình*, Luận văn Thạc sỹ, Đại học Bách khoa, 2019.

[5]. Nguyễn Quốc Hưng; *Hoàn thiện, thiết kế, chế tạo máy cắt vớt rong, cỏ dại, lục bình cỡ nhỏ trên kênh, mương cấp thoát nước khu vực Thành phố Hồ Chí Minh*, Báo cáo Tổng kết Đề tài NCKH, Sở KHCN TP. Hồ Chí Minh, 2016.

[6]. Hoàng Tử Cường; *Nghiên cứu chế tạo thiết bị thu gom rác nổi,* Báo cáo Nghiệm thu Đề tài NCKH, Sở KHCN TP.HCM, 2006.

[7]. Aumtab, C., & Wanichanon, T (2022); *Stability and Tracking Control of Nonlinear Rigid-Body Ship Motions*. Journal of Marine Science and Engineering, 10(2), 153.

[8]. Tang Meng, Guo Jang (2009); *Modelling for Athwartships Trim of shipbalance and Actuator with Transferring Liquid Among Tanks,* IEEE Int'l Conf. on Information and Automation.

[9]. Samson Nitonye (2013); *Stability Analysis for the Design of 5000-Tonnes Offshore Work Bage,* Int'l Journal of Eng. and Technology, Vol.3, No.9:849.

[10]. Shenghai Wangm Yqubg Sybm Haiquan Chen & Jialu Du (2017). *Dynamic Modelling and Analysis of 3-Axis Motion Compensated Offshore Cranes*, Ship and Offshore Structure.

[11]. Georgios M Katsaounis, Gregory Grigoropoulos (2004). *Measuring Procedures for Seakeeping Tests of Large-scaled Ship Models at Sea,* 13th Intl. Symposium on Measurements for Research and Industry Applications.

[12]. Tang Meng, Guo Jang (2010). *Research on Balance Control for Ship Roll Stability based on Transferring Liquid Among Water Cabins,* 2nd Int'l Conf. on Computer Eng. and Technology.

[13]. Jeonghwa Seom, Hak-Kyu Choi, Uh-Cheul Jeong (2016), *Model Tests on Resistance and Seakeeping Performance of Wave-piercing High-Speed Vessel with Spray Rails*, Int'l Journal of Naval Architecture and Ocean Eng.

[14]. Lui, J., & Wang, X. (2012). *Advanced Sliding Mode Control for Mechanical Systems. Design, Analysis and MATLAB Simulation.*

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA BIÊN ĐỘ ĐÁNH LÁI ĐẾN ỔN ĐỊNH QUỸ ĐẠO KHI CHUYỂN LÀN CỦA ĐOÀN XE SƠ MI RƠ MOOC

A STUDY ON EFFECTS OF DRIVE RANGE ON ORIGINAL STABILITY WHEN CHANGING LANES OF TRACTOR SEMI TRAILER

Trương Văn Thuận*, Vũ Văn Quang
Trường Đại học Phenikaa

TÓM TẮT

Ở Việt Nam, đoàn xe sơ mi rơ moóc (ĐXSMRM) bao gồm xe đầu kéo (XĐK) và sơ mi rơ moóc (SMRM) là được sử dụng tương đối phổ biến trong vận chuyển của nhiều lĩnh vực thương mại, kinh tế,... [1]. Khi quay vòng, ĐXSMRM thường dễ bị mất ổn định ngang. Mất ổn định ngang gồm: (i) mất ổn định hướng (Yaw Instability), (ii) mất ổn định lật ngang (Roll Instability). Tai nạn giao thông xảy ra đối với ĐXSMRM do nhiều nguyên nhân, trong đó chủ yếu là do đoàn xe mất ổn định chuyển động trên đường khi tăng tốc, khi phanh, khi vượt xe, tránh chướng ngại vật, khi chạy trên đường có hệ số bám thấp hoặc khi đoàn xe đi vào đường vòng [2], [3]. Bài báo trình bày phương pháp thiết lập mô hình động lực học đoàn xe sơ mi rơ moóc theo phương pháp hệ nhiều vật và hệ phương trình Newton-Euler. Trong mặt phẳng đường, mỗi vật tách cấu trúc được mô tả với 3 bậc tự do: dọc, ngang, quay thân xe. Sử dụng mô hình động lực đã xây dựng kết hợp với phương pháp mô phỏng số thông qua phần mềm Matlab-Simulink để khảo sát ảnh hưởng của biên độ đánh lái đến ổn định chuyển động của đoàn xe sơ mi rơ moóc khi chuyển làn đường.

Từ khóa: *Đoàn xe sơ mi rơ moóc; Xe đầu kéo; Chuyển làn đường đơn; Động lực học hệ nhiều vật; Biên độ đánh lái.*

ABSTRACT

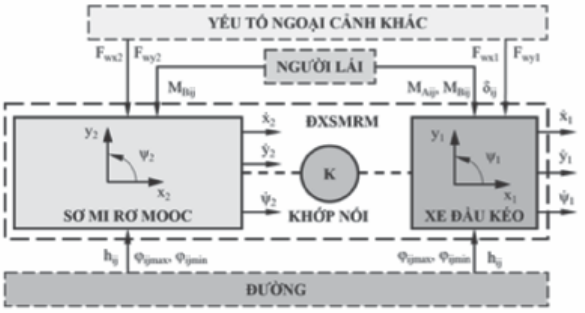
In Vietnam, fleet of semi-trailers (DXSMRM) including tractors (XDK) and semi-trailers (SMRM) are relatively commonly used in transportation in many fields of commerce, economy, etc... When revolving, the DXSMRM is often prone to lateral instability. Horizontal instability includes: (i) Yaw Instability, (ii) Roll Instability. Traffic accidents happen to the SMRM due to many reasons, of which the main reason is due to the unstable convoy moving on the road when accelerating, when braking, when overtaking, avoiding obstacles, when running on the road with high traffic, low coefficient of traction or when the convoy enters a roundabout. This paper presents a method to establish a dynamic model of a semi-trailer convoy by the method of many-body systems and the system of Newton-Euler equations. In the road plane, each structural splitter is described with 3 degrees of freedom: longitudinal, transverse, and body rotation. Using the built-in dynamic model in combination with the numerical simulation method through Matlab-Simulink software to investigate the influence of the steering amplitude on the movement stability of the semi-trailer convoy when changing lanes.

Keywords: *Convoy of semi-trailers; Tractors; Single lane change; Multi-body dynamics; Steering amplitude.*

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Khi điều khiển đoàn xe sơ mi rơ moóc (ĐXSMRM), người lái thực hiện phối hợp các thao tác điều khiển như ga, phanh, quay vô lăng... Những phản ứng đó nhiều khi là chủ quan. Đoàn xe sơ mi rơ moóc chuyển động trong môi trường giao thông được đặc trưng bởi mật độ giao thông, mấp mô mặt đường, hệ số bám (điều kiện ngoại cảnh). Mỗi đoàn xe có cấu trúc riêng; đặc biệt đoàn xe là tổ hợp của các khâu liên kết qua khớp yên ngựa. Khi đoàn xe được điều khiển, nhất là quay vô lăng, tùy thuộc hàm đánh lái và vận tốc xe, tùy vào điều kiện đường cũng như cấu trúc đoàn xe, phản ứng của đoàn xe có thể không như ý định của lái xe: ĐXSMRM có thể mất ổn định.

Trong điều kiện đường Việt Nam, người lái phải thường xuyên phải điều khiển tích hợp (phanh, ga, lái) để xe có thể đi như mong muốn. Ngoài các yếu tố tác động từ đường, cản khí động thì phản ứng của người lái ảnh hưởng lớn đến ổn định chuyển động của ĐXSMRM như sơ đồ hình 1.

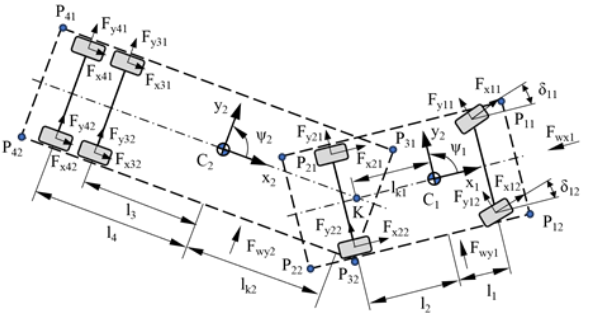


Hình 1. Sơ đồ tương tác Đường – ĐXSMRM – Người lái

Các thông số kỹ thuật của xe ĐXSMRM 4 cầu gồm XĐK 2 cầu MAZ 543203-220 [3] và SMRM 2 cầu có ký hiệu DV-CSKS-400NA [4] được chọn làm đối tượng nghiên cứu.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC ĐOÀN XE SƠ MI RƠ MOÓC

Nhóm tác giả lựa chọn phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật thực hiện việc tách các phần cấu trúc riêng thông qua các điểm liên kết. Tại các liên kết khi tách cấu trúc, ta thay các lực hoặc mô men có cùng trị số, khác chiều và cùng phương, hướng dương là hướng của chuyển động. Với mỗi phần tách cấu trúc dùng phương trình Newton-Euler [4] có thể thiết lập phương trình mô tả chuyển động. ĐXSMRM được tách thành hai phần tương ứng với hai hệ quy chiếu cục bộ là $C_1x_1y_1$ ứng với xe đầu kéo (XĐK) và $C_2x_2y_2$ ứng với sơ mi rơ moóc (SMRM) đặt tại các trọng tâm như hình 2, từ đó thành lập được hệ phương trình mô tả chuyển động ĐXSMRM trong mặt phẳng đường được viết riêng cho từng phần.



Hình 2. Mô hình động lực học ĐXSMRM trong mặt phẳng đường

Hệ phương trình mô tả chuyển động của XĐK:

$$\begin{cases} M_1\ddot{x}_1 - M_1\dot{y}_1\dot{\psi}_1 = F_{x11}\cos\delta_{11} - F_{y11}\sin\delta_{11} + F_{x12}\cos\delta_{12} - F_{y12}\sin\delta_{12} + F_{x21} + F_{x22} - F_{kx1} - F_{wx1} \\ M_1\ddot{y}_1 - M_1\dot{x}_1\dot{\psi}_1 = F_{y11}\sin\delta_{11} + F_{y11}\cos\delta_{11} + F_{x12}\sin\delta_{12} + F_{y12}\sin\delta_{12} + F_{y21} + F_{y22} + F_{wy1} - F_{ky1} \\ J_{z1}\ddot{\psi}_1 = \left[\left(F_{x12}\cos\delta_{12} - F_{y12}\sin\delta_{12}\right) - \left(F_{x11}\cos\delta_{11} - F_{y11}\sin\delta_{11}\right)\right]b_1 \\ \quad + \left[\left(F_{x11}\sin\delta_{11} + F_{y11}\cos\delta_{11}\right) + \left(F_{x12}\sin\delta_{12} + F_{y12}\sin\delta_{12}\right)\right]l_1 + (F_{x22} - F_{x21})b_2 - (F_{y21} + F_{y22})l_2 + F_{ky1}l_{k1} + F_{wy1}l_{w1} \end{cases} \quad (1)$$

Hệ phương trình mô tả chuyển động SMRM:

$$\begin{cases} M_2\ddot{x}_2 - M_2\dot{y}_2\dot{\psi}_2 = F_{kx2} + F_{x31} + F_{x32} + F_{x41} + F_{x42} - F_{wx2} \\ M_1\ddot{y}_1 - M_1\dot{x}_1\dot{\psi}_1 = F_{ky2} + F_{y31} + F_{y41} + F_{y42} - F_{wy2} \\ J_{z1}\ddot{\psi}_1 = (F_{x32} - F_{x31})b_3 - (F_{x42} - F_{x41})b_4 - F_{ky2}l_{k2} - (F_{y31} + F_{y32})l_3 - (F_{y41} + F_{y42})l_4 + F_{wy2}l_{w2} \end{cases} \quad (2)$$

Các ngoại lực và mô men bên trái bao gồm: F_{kx1}, F_{ky1}, F_{kx2}, F_{ky2} là lực liên kết tại khớp nối được tính từ giả thiết khớp nối dạng lý tưởng [5]; F_{xij}, F_{yij} là các lực từ đường tác dụng lên bánh xe đàn hồi được xác định qua mô hình lốp phi tuyến sử dụng hàm mẫu Ammon [6]; F_{wx1}, F_{wy1}, F_{wx2}, F_{wy2} là các lực cản khí động; b_1, b_2, b_3, b_4 là vết tiếp xúc tại các cầu xe; l_i, l_{k1}, l_{k2} là khoảng cách từ các trọng tâm của từng xe đến các cầu xe i và khớp nối tương ứng; l_{w1}, l_{w2} là khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm đặt lực khí động tương ứng.

Việc xác định vị trí trọng tâm $C_m(X_m, Y_m)$ của từng xe (m = 1: XĐK; m = 2: SMRM) phụ thuộc vào giải hệ phương trình vi phân (1) và (2), tọa độ các điểm giới hạn P_{ij} (X_{ij}, Y_{ij}) (như hình 2) của từng xe trong hệ quy chiếu cố định như sau:

$$\begin{cases} X_m = \int (\dot{x}_m \cos\psi_m - \dot{y}_m \sin\psi_m)dt \\ Y_m = \int (\dot{x}_m \cos\psi_m + \dot{y}_m \cos\psi_m)dt \\ X_{ij} = X_m + (-1)^{i-1}L_{ij}\cos\psi_m (-1)^j B_{ij}\sin\psi_m \\ Y_{ij} = Y_m + (-1)^{i-1}L_{ij}\sin\psi_m (-1)^j B_{ij}\cos\psi_m \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó:

i = 1; 2: Các vị trí giới hạn trước và sau của XĐK;

i = 3; 4: Các vị trí giới hạn trước và sau của SMRM;

j = 1; 2: Các vị trí giới hạn trái và phải của từng vị trí i;

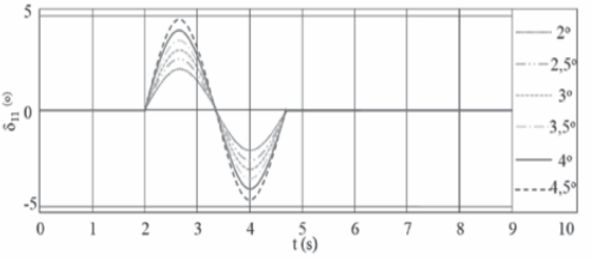
L_{ij}: Khoảng cách từ trọng tâm C_m đến điểm P_{ij} theo phương dọc xe, m;

B_{ij}: Khoảng cách từ trọng tâm C_m đến điểm P_{ij} theo phương ngang xe, m.

3. KẾT QUẢ VÀ ĐÁNH GIÁ

Từ hệ phương trình vi phân đã được thiết lập ở mục 2, kết hợp sử dụng phần mềm Matlab-Simulink, thiết lập các khối mô phỏng mô hình động lực học của ĐXSMRM. Các thông số kết cấu được xác định từ ĐXSMRM gồm XĐK 2 cầu MAZ 543203-220 và SMRM 2 cầu DV-CSKS-400NA [7].

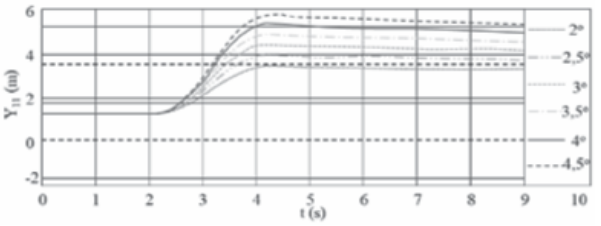
Nghiên cứu khảo sát trạng thái chuyển làn đường đơn với các vận tốc 50km/h ở góc lái dạng Sin đơn dạng mở [8], biên độ góc lái δA = [2°:0,5°:4°] với tần số đánh lái f = 0,37 Hz (thời gian đánh lái một chu kỳ Δt bằng 2,7s) như hình 3. Khoảng δA được lựa chọn khảo sát với mục tiêu có các phương án khảo sát cho kết quả chuyển làn đường đúng, vi phạm trong, vi phạm ngoài để đánh giá ổn định quỹ đạo của ĐXSMRM khi chuyển làn đường đơn. Lựa chọn đường phẳng cấp thiết kế III với bề rộng một làn đường là 3,5m theo TCVN 4054:2005 [9] với hệ số bám φ_{xmax} bằng 0,5; Đánh giá sự vi phạm làn đường thông qua tọa độ ngang Y_{ij} của các điểm giới hạn phải, trái, trước, sau P_{ij} của từng xe như biểu diễn trên hình 4 ÷ 11.



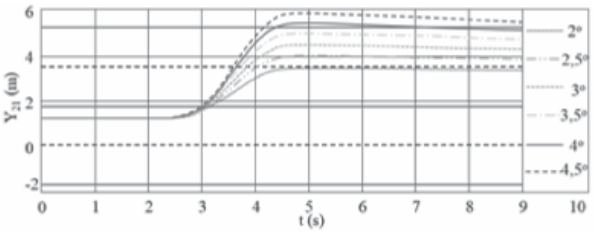
Hình 3. Quy định đánh lái sin đơn cho góc quay bánh xe dẫn hướng bên trái δ_{11}

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

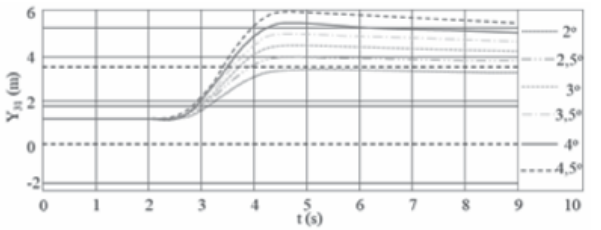
Khi chuyển làn đường, sự thay đổi các thông số động học dẫn đến các thông số động lực học thay đổi. Sự thay đổi tải trọng động các bánh xe ảnh hưởng trực tiếp đến chuyển động của ĐXSMRM. Khi biên độ δA càng lớn thì sự thay đổi tải trọng càng lớn. Trong giai đoạn tăng góc lái (góc lái dương) thì tải trọng bánh xe bên trái tăng dần, tải trọng bánh xe bên phải giảm dần. Các tải trọng khi khảo sát đều chưa giảm về 0, tức là chưa có hiện tượng tách bánh xe. Đoàn xe không bị mất ổn định lật ngang.



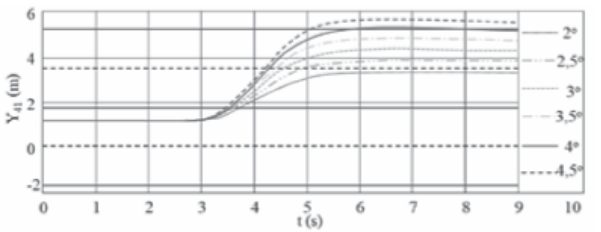
Hình 4. Đồ thị tọa độ ngang Y_{11} của điểm P_{11}



Hình 5. Đồ thị tọa độ ngang Y_{21} của điểm P_{21}



Hình 6. Đồ thị tọa độ ngang Y_{31} của điểm P_{31}

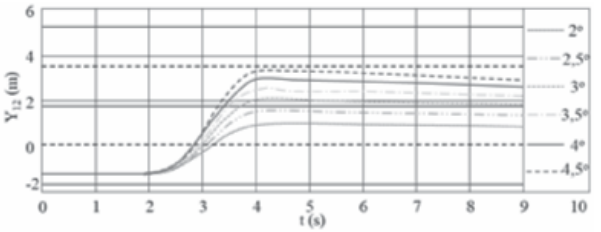


Hình 7. Đồ thị tọa độ ngang Y_{41} của điểm P_{41}

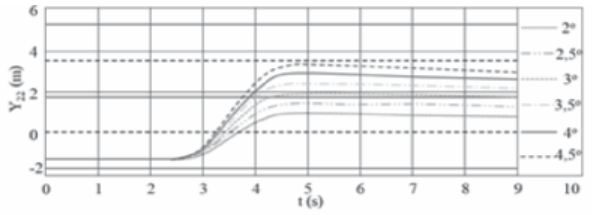
Tọa độ ngang của các trọng tâm XĐK và SMRM cho thấy, khi tăng δA thì dịch chuyển ngang tăng lên. Chuyển làn đường đúng là quá trình chuyển làn khi vị trí của trọng tâm xe sẽ bằng đúng tâm làn đường mong muốn (chuyển làn đường lý tưởng). Trong thực tế, đoàn xe rất khó bám hoàn toàn theo đường mong muốn. Quá trình chuyển làn đường là thừa (overshoot) khi tọa độ trọng tâm các xe lớn hơn tọa độ của làn đường mong muốn. Còn chuyển làn đường thiếu (undershoot) thì ngược lại. Các khảo sát cho thấy, với δA bằng 3,5°, tọa độ trọng tâm gần bám với đường mong muốn. Tức là tọa độ ngang của cả XĐK và SMRM đều gần bám với đường mong muốn, tuy nhiên sau đó thì có xu hướng bị hướng vào trong một chút. Điều này là do quy luật đánh lái dạng không phản hồi. Đối với quá trình đánh lái có phản hồi (close loop) thì người lái sẽ đánh lái bám theo làn đường với một quy luật gần với đường Sin đơn có thay đổi theo điều kiện đường. Đối với các trường hợp δA nhỏ thì ĐXSMRM bị chuyển làn đường thiếu; δA lớn thì ĐXSMRM bị chuyển làn đường thừa. Nhưng vấn đề đặt ra là chuyển làn đường thừa hoặc chuyển làn đường thiếu bao nhiêu thì xe không bị vi phạm làn đường.

Xét các chỉ tiêu giới hạn ngoài ($maxY_{i1}$) từ hình 4 đến hình 7 cho thấy: Sự vi phạm ngoài xảy ra khi đánh lái với δA bằng 4° thì xảy ra vi phạm làn đường ngoài ở các điểm giới hạn P_{11}, P_{21}, P_{31}. Còn với δA bằng 4,5° thì sự vi phạm ngoài xảy ra ở cả 4 điểm giới hạn.

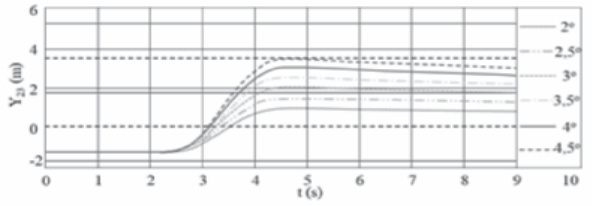
Trong đó, sự vi phạm xảy ra sớm nhất ở điểm P_{11}, đánh giá qua vị trí Y_{11} (đồ thị hình 4). Sự vi phạm ngoài dẫn đến khả năng xe bị va chạm với thành, lề đường… dẫn đến các trạng thái mất ổn định nguy hiểm.



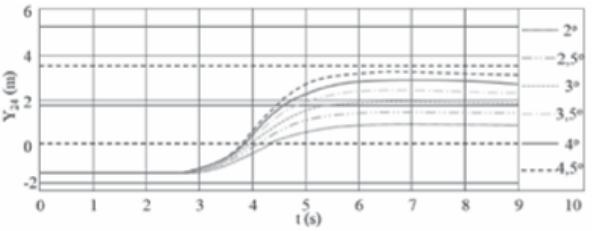
Hình 8. Đồ thị tọa độ ngang Y_{12} của điểm P_{12}



Hình 9. Đồ thị tọa độ ngang Y_{22} của điểm P_{22}



Hình 10. Đồ thị tọa độ ngang Y_{32} của điểm P_{32}



Hình 11. Đồ thị tọa độ ngang Y_{42} của điểm P_{42}

Với các điểm giới hạn trong, sự vi phạm xảy ra khi biên độ góc lái δA là không đủ lớn. Với δA bằng 2° và 2,5° thì các điểm giới hạn P_{i2} đều bị vi phạm trong. Sự vi phạm trong dẫn đến một phần đoàn xe vẫn chưa chuyển sang được làn đường mong muốn. Điều đó có thể dẫn đến sự va chạm với các phương tiện cùng chiều trong làn đường di chuyển hoặc phương tiện đi ngược chiều.

Bảng 1. Bảng tổng hợp các chỉ tiêu theo biên độ góc lái

δA(°) / **Chỉ tiêu**	**2**	**2,5**	**3**	**3,5**	**4**	**4,5**
maxY_{11}(m)	3,414	3,93	4,434	4,921	5,387	5,817
maxY_{21}(m)	3,375	3,879	4,371	4,848	5,304	5,727
maxY_{31}(m)	3,389	3,902	4,402	4,886	5,349	5,778
maxY_{41}(m)	3,337	3,827	4,302	4,76	5,196	5,598
maxY_{12}(m)	0,915	1,433	1,937	2,426	2,892	3,324
maxY_{22}(m)	0,875	1,379	1,871	2,348	2,804	3,227
maxY_{32}(m)	0,912	1,426	1,928	2,414	2,88	3,311
maxY_{42}(m)	0,857	1,347	1,822	2,28	2,716	3,118
maxY_{1}(m)	2,123	2,626	3,117	3,592	4,046	4,468
maxY_{2}(m)	2,097	2,587	3,062	3,52	3,956	4,359
Thời điểm vi phạm (s)	4,252(P12)	4,26(P12)	x	x	3,982(P11)	3,734(P11)
Kết luận	Vi phạm trong	Vi phạm trong	Đạt	Đạt	Vi phạm ngoài	Vi phạm ngoài

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Sự vi phạm làn đường ngoài thường xảy ra với các biên độ góc lái δA lớn. δA càng lớn thì sự vi phạm ngoài càng nhiều. Sự vi phạm này bắt đầu ở các điểm trước trái (P11) của XĐK, sau đó mới đến các điểm giới hạn dưới. Khi bị vi phạm làn đường ngoài thì các điểm giới hạn vượt quá làn ngoài, dẫn đến xe có khả năng bị va chạm với thành lề đường...

Sự vi phạm làn đường trong thường xảy ra với các biên độ δA nhỏ. δA càng nhỏ thì sự vi phạm trong càng nhiều. Sự vi phạm này bắt đầu ở các điểm trước phải (P_{12}) của XĐK. Khi bị vi phạm làn đường trong thì các điểm giới hạn không vượt qua được làn đường cũ, điều đó có thể gây ra sự va chạm với các phương tiện đi cùng chiều (nếu đoàn xe đang vượt) hoặc các phương tiện đi ngược chiều (nếu đoàn xe đang tránh xe khác).

Như vậy, 6 trường hợp khảo sát với các biên độ đánh lái δA từ 2° đến 4,5° thì có thể xác định được với 3° và 3,5° thì ĐXSMRM không bị vi phạm làn đường. Tuy nhiên, để xác định được chính xác khoảng δA để ĐXSMRM còn chuyển làn đường được (chuyển làn đường đủ) thì cần khảo sát rất nhiều các giá trị δA hoặc sử dụng phương pháp gần đúng.

Với phương án khảo sát này có thể xác định được khoảng giá trị biên độ đánh lái δA ở vận tốc xe 50km/h và tần số đánh lái là 0,370Hz mà ĐXSMRM có thể chuyển làn đường được từ 2,9240 đến 3,8530 và khoảng hệ số tương đương đảm bảo là từ 0,67 đến 0,679 [10].

4. KẾT LUẬN

Khi chuyển làn đường, người lái cần có điều khiển tùy theo trạng thái thực tế của xe. Có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến khả năng chuyển làn đường của ĐXSMRM. Bài báo đã trình bày mô hình động lực học hai dãy của ĐXSMRM bằng phương pháp hệ nhiều vật và hệ phương trình Newton – Euler kết hợp mô phỏng số thông qua phần mềm Matlab-Simulink.

Khảo sát với quy luật đánh lái Sin đơn cho các trạng thái chuyển làn đường đơn. Khi chuyển làn đường đơn với các biên độ đánh lái cao, ĐXSMRM có khả năng bị vi phạm làn đường ngoài. Ở các biên độ đánh lái thấp, ĐXSMRM bị vi phạm làn đường trong.

Với phương pháp khảo sát trên, có thể khảo sát xác định được vùng điều khiển nhiều thông số để xe có thể chuyển làn đường mà không bị va chạm với lề đường hoặc các phương tiện khác, làm cơ sở cho hệ thống lái tự động khi chuyển làn đường.❖

Ngày nhận bài: **22/6/2023**
Ngày phản biện: **07/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Năm 2015: *Lượng xe container tại TPHCM tăng gần 50%* (2016). Nguồn: http://www.thesaigontimes.vn/142839/Nam-2015-Luong-xe-container-tai-TPHCM-tang-gan-50.html.

[2]. *Gia tăng tai nạn giao thông do xe container, xe đầu kéo (2020)*. https://vovgiaothong.vn/gia-tang-tngt-do-xe-container-xe-dau-keo-siet-khau-nao-cho-trung-d14519.html.

[3]. *8.685 người chết vì tai nạn giao thông năm 2016* (2017). Nguồn:http://nld.com.vn/thoi-su-trong-nuoc/8685-nguoi-chet-vi-tai-nan-giao- thong-trong-nam-2016-20170104101534277.html.

[4]. *Michael Blundell and Damian Harty, 2014. Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Elsevier's Science anh Technology Right Department, Oxford, UK.

[5]. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini, 2014. *Vehicle Dynamic-Modeling and Simulation*. Springer, USA.

[6]. Dieter Ammon, 2013. *Modellbildung and Systementwicklung in der Fahrzeugtechink.* BG Teubner.

[7]. Nguyễn Tiến Dũng, Võ Văn Hường, 2017. *Xây dựng mô hình động lực học nghiên cứu ổn định hướng xe bán mooc khi quay vòng.* Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số tháng 03 năm 2017.

[8]. ISO14791, 2000. *Road vehicles – Heavy commercial vehiclecombinations and articulated buses – Lateral stability test methods.* Switzerland.

[9]. Tiêu chuẩn Việt Nam, 2005. *TCVN4054 – Đường ô tô – Yêu cầu thiết kế* (Highway - Specifications for design), Bộ Khoa học và Công nghệ, Hà Nội.

KHẢO SÁT TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA MÁY BAY UAV PHUN THUỐC TRỪ SÂU ỨNG DỤNG TRONG NÔNG NGHIỆP

SURVEY THE STABILITY OF UAV SPRAYING PESTICIDES APPLICATION IN AGRICULTURE

Hoàng Thị Kim Dung
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu, khảo sát tính ổn định tĩnh và ổn định động của máy bay không người lái (UAV) phun thuốc trừ sâu ứng dụng trong nông nghiệp với sự trợ giúp của phần mềm XFLR5. Đầu tiên, UAV được thiết kế để kiểm tra đặc tính khí động, sau đó khảo sát đặc tính ổn định. Kết quả cho thấy máy bay ổn định tĩnh tại vận tốc 13 m/s và góc tấn 0,2°. Máy bay ổn định động với hầu hết các dạng chuyển động, ngoại trừ chuyển động Spiral.

Từ khóa: *Máy bay không người lái; Tính ổn định; XFLR5.*

ABSTRACT

The article researches and investigates the static and dynamic stability of unmanned aerial vehicles (UAV) spraying pesticides application in agriculture with the help of XFLR5 software. First, the UAV is designed to test the aerodynamic performance and then investigate the stability performance. The results show that the aircraft is statically stable at speed of 13 m/s and attack angle of 0.2°. The aircraft is dynamically stable with most motion, except for Spiral motion.

Keywords: *UAV; Stability; XFLR5.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Một máy bay phải có độ ổn định để duy trì quỹ đạo bay đồng nhất và phục hồi từ các lực nhiễu động tác động vào. Vì thế, để đạt tới hiệu quả tốt nhất, máy bay phải có đáp ứng thích hợp với chuyển động của điều khiển. Ổn định là thuộc tính của một trạng thái cân bằng, là trạng thái bay bình ổn đồng nhất, với tổng các lực và các mô-men đối với trọng tâm máy bay đều bằng 0 [1-4].

Với mục tiêu nghiên cứu máy bay không người lái dạng cánh bằng ứng dụng phun thuốc trừ sâu trong nông nghiệp, ta sử dụng phần mềm XFLR5 [5] để thiết kế máy bay, sau đó xác định đặc tính khí động để khảo sát tính ổn định làm tiền đề cho việc xác định chế độ làm việc cho máy bay sau này.

2. LÝ THUYẾT ỔN ĐỊNH

Có hai dạng ổn định chính là ổn định tĩnh và ổn định động. Trong đó, ổn định tĩnh không phụ thuộc vào thời gian còn ổn định động nghiên cứu diễn tiến theo thời gian chuyển

động của máy bay sau khi nó bị nhiễu động tác động. Máy bay có thể ổn định tĩnh nhưng có thể không ổn định động. Ổn định tĩnh vì thế không đảm bảo cho sự ổn định động. Tuy nhiên, máy bay muốn ổn định động thì trước hết nó phải ổn định tĩnh.

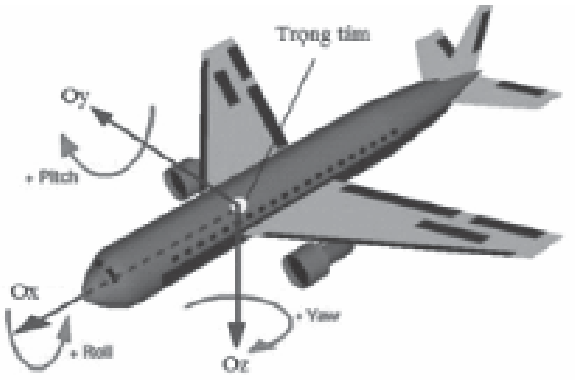
2.1. Ổn định tĩnh

Điều kiện để máy bay ổn định tĩnh là:

$$\frac{\partial C_m}{\partial \alpha} < 0 \text{ và } C_m > 0 \text{ khi } C_L = 0 \qquad (1)$$

Trong đó: C_m, C_L, α tương ứng là hệ số mô-men, hệ số lực nâng và góc tấn.

2.2. Ổn định động



Hình 1. Hệ trục tọa độ gắn với máy bay

Máy bay có sáu bậc tự do, gồm ba chuyển động tịnh tiến theo ba phương và ba chuyển động quay quanh ba trục (Hình 1). Để đơn giản hóa, ta phân chuyển động của máy bay thành hai dạng là chuyển động dọc và chuyển động ngang. Vì một nhiễu động trong chuyển động dọc không ảnh hưởng đến chuyển động ngang. Ảnh hưởng của chuyển động ngang tới chuyển động dọc ở nhiễu loạn nhỏ là rất nhỏ, có thể bỏ qua được nhưng khi nhiễu loạn là lớn thì những ảnh hưởng đó có tác động đáng kể đến chuyển động dọc.

a. Chuyển động dọc

Chuyển động dọc là các chuyển động dọc theo các trục dọc Ox, trục đứng Oz và chuyển động quay quanh trục ngang Oy với điều khiển là độ lệch của cánh lái độ cao và chế độ lực đẩy. Phương trình trạng thái của chuyển động dọc được tuyến tính hóa theo phương pháp nhiễu động nhỏ như sau:

$$\dot{x} = Ax + B\eta_x \qquad (2)$$

Trong đó: x là véc-tơ trạng thái, η_x là véc-tơ điều khiển, A và B là các ma trận chứa đạo hàm ổn định.

$$x = \begin{bmatrix} \Delta u & \Delta w & \Delta q & \Delta\theta \end{bmatrix}^T \quad \eta_x = \begin{bmatrix} \Delta\delta & \Delta\delta_T \end{bmatrix}^T \text{ (3a)}$$

$$A = \begin{bmatrix} X_u & X_w & 0 & -g \\ Z_u & Z_w & u_0 & 0 \\ M_u + M_{\dot{w}}Z_u & M_q + M_{\dot{w}}Z_w & M_q + M_{\dot{w}}u_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \text{ (3b)}$$

$$B = \begin{bmatrix} X_\delta & X_{\delta_T} \\ Z_\delta & Z_{\delta_T} \\ M_\delta + M_{\dot{w}}Z_\delta & M_{\delta_T} + M_{\dot{w}}Z_{\delta_T} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ (3c)}$$

Trong đó: (p, q, r), (u, v, w), (X, Y, Z), (L, M, N), (I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}), (I_{yz}, I_{xz}, I_{xy}), (ψ, θ, ϕ) tương ứng là vận tốc góc, vận tốc dài, lực khí động, mô-men khí động, mô-men quán tính, mô-men quán tính ly tâm, góc Euler theo trục 0x, 0y, 0z; δ, δ_T lần lượt là góc lệch cánh lái chính và cánh lái độ cao; g là gia tốc trọng trường.

Nghiệm của phương trình (2) được phân thành hai loại:

- Chuyển động dài hạn (long term hoặc phugoid): chuyển động vĩ mô, có nghiệm ứng ☞

với chuyển động do độ lệch của cánh lái độ cao và thay đổi của vận tốc (chế độ ga) gây ra.

- Chuyển động tức thời (short term): nghiệm ứng với chuyển động do độ lệch của cánh lái độ cao gây ra.

b. Chuyển động ngang

Chuyển động ngang là các chuyển động chúc ngóc (pitch) theo trục ngang Oy, liệng (yaw) quanh trục đứng Oz và xoay (roll) quanh trục dọc Ox với hai kênh điều khiển là cánh lái hướng (rudder) và cánh lái liệng (aileron). Sở dĩ kết hợp chuyển động trong hai mặt phẳng Oxy và Oyz là vì khi cánh lái hướng lệch đi thì cánh lái liệng cũng lệch theo và ngược lại. Phương trình trạng thái của chuyển động ngang được tuyến tính hóa theo phương pháp nhiễu động nhỏ như sau:

$$\dot{y} = Cy + D\eta_y \tag{4}$$

Trong đó: y là véc-tơ trạng thái, η_y là véc-tơ điều khiển, C và D là các ma trận chứa đạo hàm ổn định.

Với mô-men quán tính $I_{xz} = 0$, ma trận C và D được rút gọn thành:

$$y = \begin{bmatrix} \Delta v & \Delta p & \Delta r & \Delta\phi \end{bmatrix}^T \quad \eta_y = \begin{bmatrix} \Delta\delta_a & \Delta\delta_r \end{bmatrix}^T \text{ (5a)}$$

$$C = \begin{bmatrix} Y_v & Y_p & -(u_0 - Y_r) & -g\cos\theta_0 \\ L_v & L_p & L_r & 0 \\ N_v & N_p & N_r & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & Y_{\delta_a} \\ L_{\delta_a} & L_{\delta_r} \\ N_{\delta_a} & N_{\delta_r} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ (5b)}$$

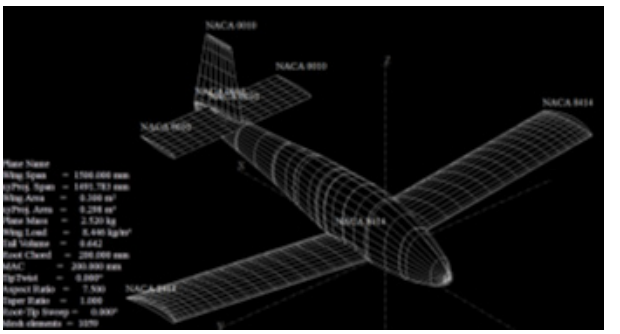
Trong đó: δ_a, δ_r lần lượt là góc lệch cánh liệng và cánh lái hướng.

Các dạng chuyển động ngang gồm:

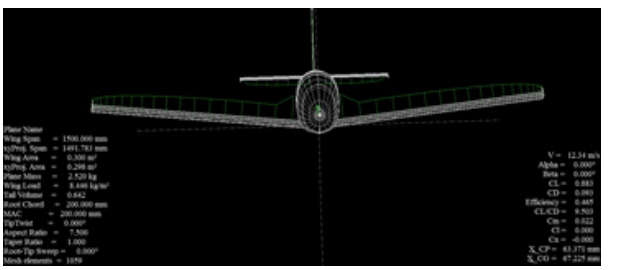
- Chuyển động xoay (roll): Chuyển động hội tụ nhanh thuần túy ứng với điều khiển của cánh liệng. Chuyển động roll không có dao động do có góc nhị diện làm ổn định bên.

- Chuyển động xoắn ốc (spiral): Chế độ spiral, cũng như roll, nó không dao động. Chế độ spiral có thể ổn định hoặc không ổn định. Tuy nhiên, điều này không quan trọng do hằng số thời gian của chế độ spiral lớn cho nên dù không ổn định nhưng vì diễn ra rất chậm cho nên phi công hoàn toàn có thời gian để xử lí.

- Chuyển động dao động có cản bé với tần số nhỏ (dutch-roll): là sự kết hợp của ba dao động "Yaw" quanh trục đứng Oz, "Roll" quanh trục dọc Ox và "Pitch" quanh trục Oy, do vậy làm máy bay có xu hướng lắc chao đảo.



Hình 2. Mô hình máy bay



Hình 3. Phân bố lực nâng

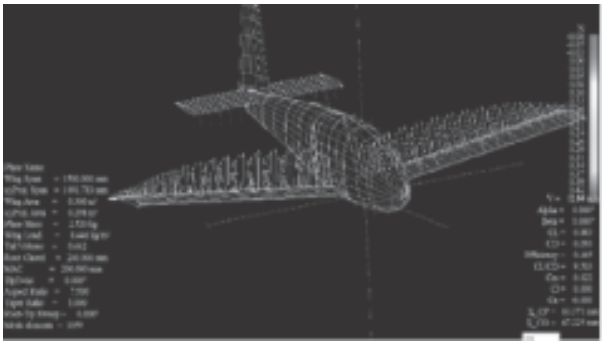
Nghiệm của phương trình trạng thái (2) và (4) là nghiệm phức λ_i với tần số dao động riêng $\omega = |\mathrm{Im}(\lambda_i)|$, chu kỳ $T = 2\pi/\omega$, thời gian để biên độ dao động giảm một nửa hay tăng gấp

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

đôi $T^{1/2 \text{ hay } 2} = \ln 2/|\mathrm{Re}(\lambda_i)|$. Nếu phần thực của dương/âm thì chuyển động là không ổn định/ổn định. Tuy nhiên, nếu phần thực âm nhưng thời gian $T^{1/2}$ quá lớn thì chuyển động đó cũng không ổn định.

3. KẾT QUẢ

Phần mềm XFLR5 được sử dụng để thiết kế và sau đó phân tích đặc tính khí động của máy bay để đưa vào khảo sát đặc tính ổn định.



a. Lực nâng

b. Hệ số phân bố áp suất

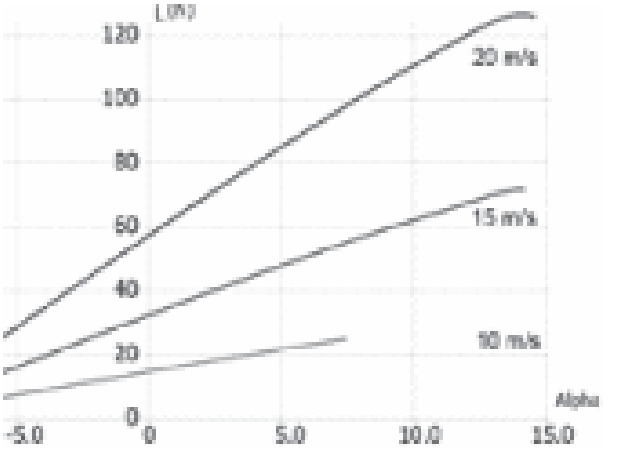
Hình 4. Phân bố lực nâng và áp suất

3.1. Mô hình máy bay

Mô hình máy bay có cánh chính hình chữ nhật, biên dạng NACA8414, sải cánh 1500mm, chiều dài dây cung 200mm và góc nhị diện 6°; cánh đuôi ngang hình chữ nhật, biên dạng NACA0010, sải cánh 486mm, dây cung cánh 140mm; và cánh đuôi đứng hình thang, biên dạng NACA0010, nửa sải cánh 230mm, dây cung gốc 196mm và dây cung mút 100mm (Hình 2). Tổng khối lượng của máy bay là 2,520 kg. Tọa độ trọng tâm ở vị trí (72,508; 0; 0,131) mm với mô-men quán tính I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, I_{xy} lần lượt là 79494,18; 62431,24; 130363,54; và -16316,96 kg/mm^2.

3.2. Kết quả khí động

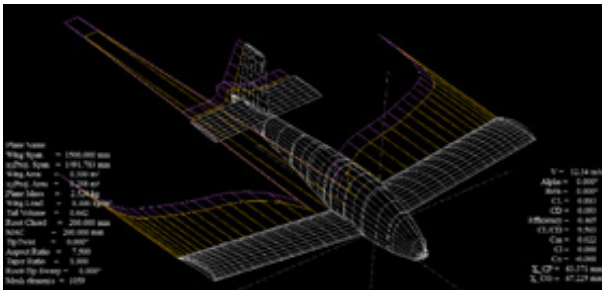
Ở góc tấn 0° và vận tốc bay 12,34m/s, lực nâng ở đuôi ngang hướng xuống dưới, nó giúp cân bằng mô-men với lực nâng hướng lên trên của cánh chính và làm cho máy bay cân bằng (Hình 3). Phân bố lực nâng và phân bố hệ số áp suất được thể hiện trên Hình 4a, b. Lực nâng tăng theo góc tấn và vận tốc bay (Hình 5). Lực cản cảm ứng và lực cản hình dạng trong quá trình bay của máy bay (Hình 6).



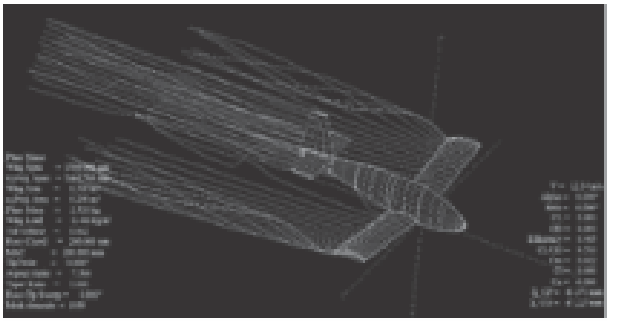
Hình 5. Lực nâng theo góc tấn và vận tốc bay

Lực cản cảm ứng (màu vàng) sinh ra do chênh lệch áp suất cao ở dưới cánh và áp suất thấp ở trên cánh, tạo ra dòng xoáy ở đầu cánh (Hình 7). Đường dòng phía dưới có xu hướng lệch về phía mũi cánh, đường dòng bên trên cánh có xu hướng lệch về tâm của cánh. Xoáy hấp thụ năng lượng và làm tăng lực cản gọi là lực cản cảm ứng. Lực cản cảm ứng giảm từ đầu ☞

mút cánh về gốc cánh. Biện pháp để làm giảm lực cản cảm ứng này là làm tăng tỷ số dạng của cánh, làm cánh có dạng thon và có tấm chắn ở đầu cánh.



Hình 6. Lực cản cảm ứng

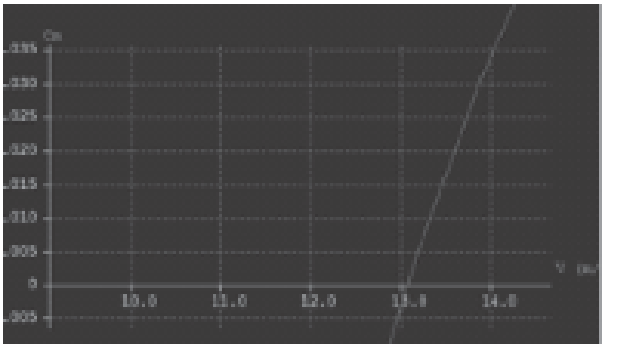


Hình 7. Đường dòng

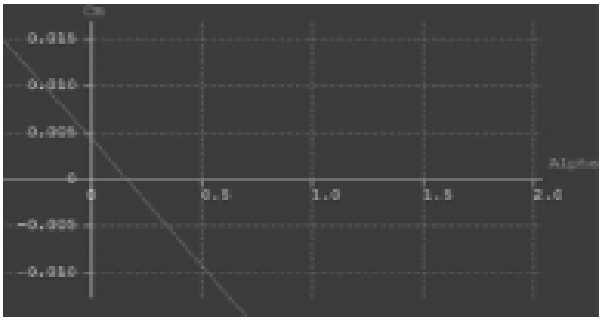
3.3. Khảo sát tính ổn định

a. Ổn định tĩnh

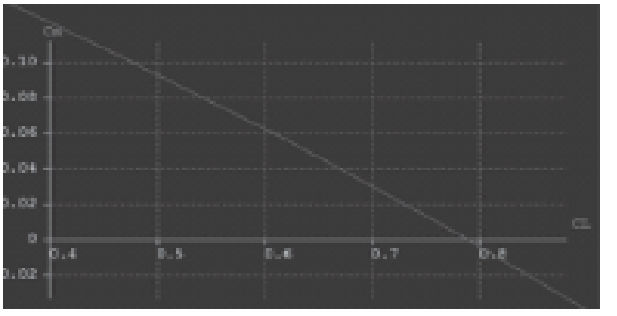
Khảo sát với vận tốc bay từ 10 đến 20m/s và góc tấn từ -10 đến 10°. Điểm cân bằng của máy bay ($C_m = 0$) được xác định tại vận tốc V_{trim} = 13m/s (Hình 8). Điều đó có nghĩa là việc phân bố khối lượng trên máy bay cho phép máy bay cân bằng trong dải vận tốc từ 10 đến 13,1m/s ($C_m < 0$). Hình 9 chỉ ra rằng máy bay sẽ bay ổn định với góc tấn khoảng 0,2°. Tại đó, hệ số lực nâng C_L = 0,8 (Hình 10). Chất lượng khí động, C_L/C_D, lớn nhất tại vận tốc 13-14 m/s, gần như trùng với vận tốc tại điểm cân bằng của máy bay (Hình 11). Như vậy, máy bay ổn định tĩnh tại với vận tốc V_{trim} = 13m/s và góc tấn 0,2°.



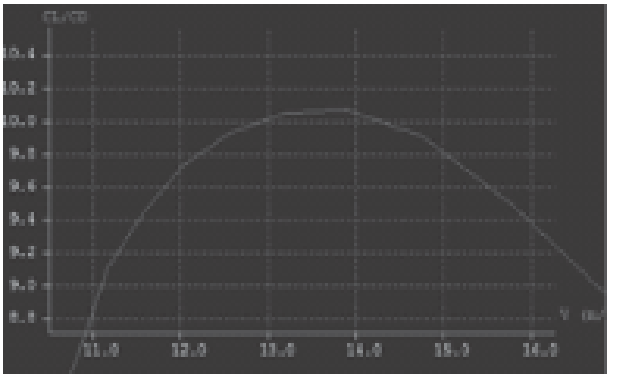
Hình 8. C_m theo vận tốc



Hình 9. C_m theo góc tấn



Hình 10. C_m theo C_L



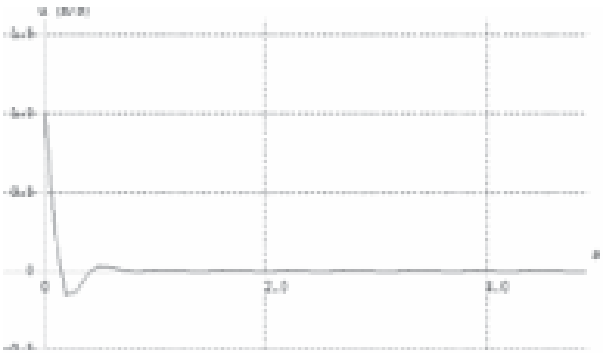
Hình 11. C_L/C_D theo vận tốc

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

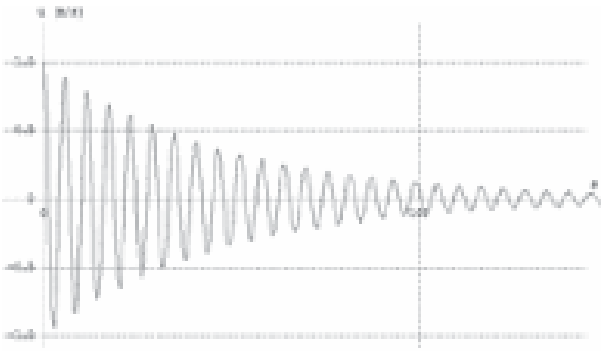
b. Ổn định động

*** Ổn định dọc**

Nghiệm đặc trưng của chuyển động dọc xác định được là $\lambda_{1,2}$ = -6,77±11,15i và $\lambda_{3,4}$ = -0,022±1,076i. Phần thực của các nghiệm đều âm, như vậy các chuyển động dọc đều ổn định động.



a. Ngắn hạn - $\lambda_{1,2}$ = -6,77±11,15i



b. Dài hạn - $\lambda_{3,4}$ = -0,022±1,076i

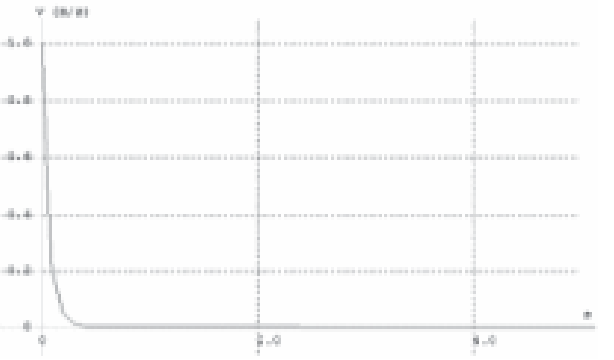
Hình 12. Ổn định dọc

- Chuyển động ngắn hạn (Hình 12a): tần số dao động riêng ω = 11,15, chu kỳ T = 0,563 và thời gian biên độ dao động giảm một nửa $T^{1/2}$ = 0,102s.

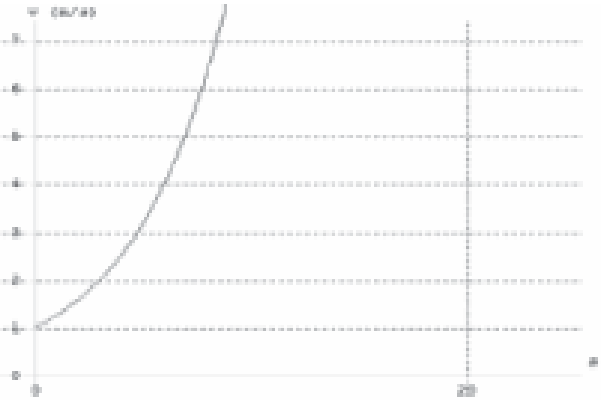
- Chuyển động dài hạn (Hình 12b): tần số dao động riêng: ω = 1,076, chu kỳ T = 5,836 và thời gian biên độ dao động giảm một nửa $T^{1/2}$ = 31,507s.

*** Ổn định ngang**

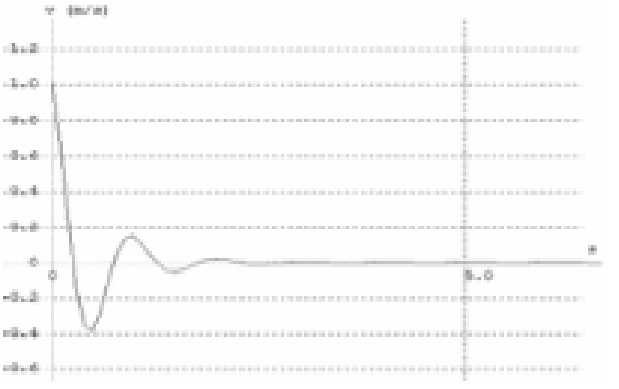
Nghiệm đặc trưng của chuyển động ngang tìm được là λ_1 = -15,06+0i; λ_2 = 0,231+0i; $\lambda_{3,4}$ = -1,915±6,134i.



a. Roll – λ_1 = -15,06+0i



b. Spiral – λ_2 = 0,231+0i



c. Dutch-roll – $\lambda_{3,4}$ = -1,915±6,134i

Hình 13. Ổn định ngang

- Chuyển động Roll (Hình 13a): Nghiệm ☞

λ_1 có phần thực âm, nên chuyển động là ổn định động. Thời gian để giảm một nửa biên độ dao động là 0,046s.

- Chuyển động Spiral (Hình 13b): Nghiệm λ_2 có phần thực dương, nên chuyển động này không ổn định động. Thời gian để biên độ tăng lên hai lần là 3s.

- Chuyển động Dutch-roll (Hình 13c): Nghiệm $\lambda_{3,4}$ có phần thực âm, nên chuyển động này ổn định động với tần số dao động riêng 6,134, chu kỳ 1,278 và thời gian biên độ dao động giảm một nửa 0,362s.

Như vậy, máy bay ổn định động với hầu hết các dạng chuyển động, ngoại trừ chuyển động Spiral. Thực tế, người điều khiển cần phải phản ứng nhanh với loại chuyển động này để máy bay có thể bay ổn định.

4. KẾT LUẬN

Mô hình máy bay không người lái tốc độ thấp ứng dụng phun thuốc trừ sâu được thiết kế, phân tích đặc tính khí động và khảo sát tính ổn định sử dụng phần mềm XFLR5. Với sải cánh 1500mm và việc lựa chọn phân bố các thành phần trên máy bay, kết luận nhận được là máy bay bay ổn định tĩnh ở dải vận tốc 10 đến 13m/s, góc tấn 0,2°. Máy bay cũng ổn định động với hầu hết các chuyển động ngoại trừ chuyển động xoắn ốc spiral. Tuy vậy, phi công điều khiển có thể phản ứng nhanh để xử lý do thời gian chuyển động lớn. Ngoài ra, có thể nghiên cứu cải thiện hình dạng máy bay để cải thiện tính ổn định.❖

Ngày nhận bài: **27/5/2023**
Ngày phản biện: **08/6/2023**

~~Tài liệu tham khảo:~~

[1]. Cook M. V., *Flight Dynamics Principles*, 2007.
[2]. Rogers R. M., *Applied Mathematics in Integrated Navigation Systems, American* Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., ISBN 1-56347-397-6, 2000.
[3]. Robert C. Nelson, *Flight Stability and Automatic Control (2nd Edition),* McGraw-Hill International Editions, 1998.
[4]. Stevens B. L. and Lewis F. L. (1992), *Aircraft Control and Simulation*, John Wiley & Sons, Inc., 1992. ISBN 0-471-61397-5.
[5]. XFLR5: *Analysis of foils and wings operating at low Reynolds numbers*, 2009.

KIỂM NGHIỆM HÌNH DẠNG CÁC ĐƯỜNG IN 3D KIM LOẠI ỨNG VỚI CÁC PHƯƠNG ÁN DI CHUYỂN NGUỒN HÀN KHÁC NHAU

TESTING THE SHAPES OF 3D METAL PRINTING PATHS CORRESPONDING TO DIFFERENT WELDING SOURCE MOVEMENTS

Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Nguyễn Văn Thức, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Châu Tấn Phước, Lê Anh Vũ, Thái Huy Hoàng, Nguyễn Khắc Nhàn
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Nghiên cứu này tiến hành nghiên cứu về phương pháp hàn đắp lớp kim loại (WAAM) và ảnh hưởng của các phương án hàn đắp lên tổ chức tế vi và độ bền kéo của sản phẩm. Chúng tôi lựa chọn 4 phương án hàn đắp khác nhau và thực hiện thí nghiệm bằng cách kết hợp hàn MAG và máy CNC. Phương án xoắn ốc cho ra sản phẩm có độ bền kéo cao nhất và độ giãn dài thấp nhất, phù hợp cho các chi tiết yêu cầu độ bền và chống biến dạng cao. Phương án zig zag xéo có độ bền kéo cao nhất thứ hai và độ giãn dài cao thứ hai, thích hợp cho chi tiết dạng tấm. Phương án zig zag cong có độ bền kéo cao thứ ba và độ giãn dài lớn nhất, phù hợp cho chi tiết dạng tấm có biên dạng cong. Phương án zig zag ngang có độ bền kéo và độ giãn dài thấp nhất, thường được dùng cho các chi tiết đơn giản không yêu cầu độ bền và chống biến dạng cao.

Từ khóa: *In 3D kim loại; Độ bền kéo; Dạng đường in 3D; Kích thước đường hàn.*

ABSTRACT

This study investigates the Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) method and its impact on the microstructure and tensile strength of the products. We selected four different welding approaches and conducted experiments by combining MAG welding with CNC machining. The helical pattern yielded the highest tensile strength and the lowest elongation, making it suitable for parts requiring high strength and deformation resistance. The diagonal zigzag pattern exhibited the second-highest tensile strength and elongation, suitable for plate-like components. The curved zigzag pattern showed the third-highest tensile strength and the highest elongation, suitable for curved plate components. The horizontal zigzag pattern had the lowest tensile strength and elongation and is commonly used for simple components with minimal strength and deformation requirements.

Keywords: *3D metal printing; Tensile strength; Toolpath; Welding size.*

1. GIỚI THIỆU

Ngày nay, phương pháp hàn, đặc biệt là hàn MAG, đã trở nên rất phổ biến trong ngành công nghiệp chế tạo. Hàn MAG không chỉ được sử dụng trong các ứng dụng thông thường mà còn giúp khắc phục và sửa chữa các chi tiết bị mài mòn, gãy, vỡ hoặc nứt. Hơn nữa, phương pháp này còn giúp cải thiện tính chất cơ lý của chi tiết, kéo dài tuổi thọ sản phẩm.

Tận dụng những ưu điểm của hàn MAG, gần đây, nhà nghiên cứu đã phát triển một phương pháp gia công mới có tên là Đắp Lớp Hồ Quang (WAAM), giúp giảm đáng kể thời gian và lượng vật liệu so với phương pháp gia công truyền thống. Phương pháp này cho phép tạo ra các chi tiết có hình dạng tương tự như chi tiết gia công truyền thống bằng cách đắp từng lớp kim loại chồng lên nhau để tạo hình dạng mong muốn.

Tuy nhiên, để có được sản phẩm như ý muốn, việc đảm bảo tính bền và độ bền kéo của các chi tiết đắp lớp là rất quan trọng và cần được cân nhắc kỹ. Trong đề tài này, chúng tôi tiến hành thí nghiệm và tập trung vào việc nghiên cứu tổ chức tế vi và độ bền kéo của các chi tiết đắp lớp. Hiện tại, tại Việt Nam vẫn còn ít nghiên cứu về vấn đề này.

Để đánh giá tác động của các phương án hàn đắp lên tổ chức tế vi và độ bền kéo của chi tiết đắp, chúng tôi đã lựa chọn 4 phương án có ảnh hưởng đến độ bền kéo và tổ chức tế vi của sản phẩm đắp lớp. Sau khi xác định các thông số cần thiết và kế hoạch thí nghiệm, chúng tôi tiến hành đắp lớp mẫu bằng cách kết hợp hàn MAG và máy CNC. Các mẫu sau khi đắp lớp sẽ được kiểm tra tổ chức tế vi thông qua kính hiển vi và đánh giá độ bền kéo bằng phương pháp thí nghiệm phá hủy ở nhiệt độ phòng. Phương pháp này đã được áp dụng rộng rãi trong các ngành sản xuất kim loại, cơ khí, đúc luyện kim và kiểm định vật liệu. Từ đó, chúng tôi thu thập được dữ liệu cần thiết để phân tích chất lượng của mẫu và hiệu quả của các phương án hàn đắp.

2. PHƯƠNG ÁN THỰC NGHIỆM

Mục đích của việc kiểm tra hình dạng đường hàn là để dự đoán được các thông số tối ưu khi đắp như khoảng cách giữa chụp hàn và bề mặt cần đắp, khoảng cách giữa các đường hàn nhằm giảm thiểu hiện tượng bị đắp thiếu, rỗ khí hay bị dính chụp hàn vào mẫu trong quá trình hàn đắp.

Ta sử dụng thống nhất các thông số cho tất cả các phương án khi hàn: Hiệu điện thế khi hàn 22 V, cường độ dòng điện 120 A, lưu lượng khí 10 l/phút, tốc độ hàn 400 mm/phút.

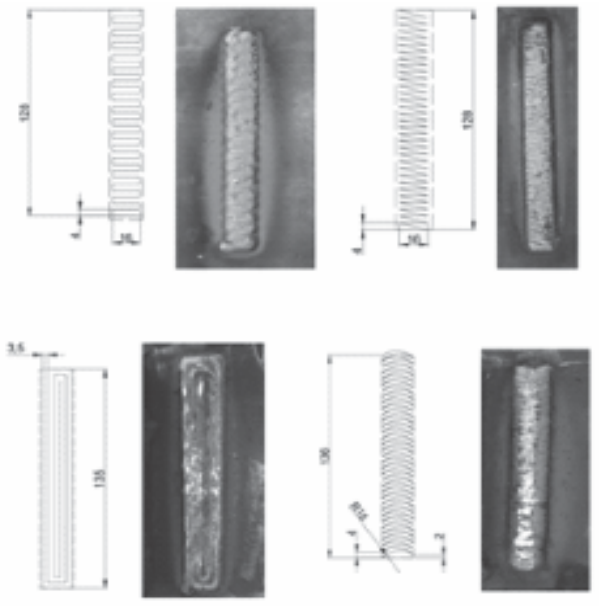
Trường hợp 1 – Hàn theo đường zig zag ngang: các đường hàn có khoảng cách đều bằng 4mm nên độ cao mà các đường hàn đắp lên nhau nằm trong khoảng 3mm đến 4mm. Ta chọn khoảng cách giữa chụp hàn và lớp hàn là 6mm.

Trường hợp 2 – Hàn theo đường zig zag xéo: các đường hàn ở hai bên có khoảng cách nhỏ hơn 4mm nên độ cao mà các đường hàn đắp lên nhau nằm trong khoảng 4mm đến 5mm. Ta chọn khoảng cách giữa chụp hàn và lớp hàn là 7mm.

Trường hợp 3 – Hàn theo đường xoắn ốc: các đường hàn ở hai bên có khoảng cách là 3,5mm nên độ cao mà các đường hàn đắp lên nhau nằm trong khoảng 4mm đến 5mm. Ta chọn khoảng cách giữa chụp hàn và lớp hàn là 7mm.

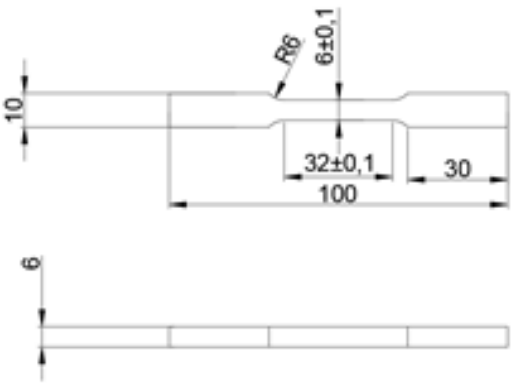
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Trường hợp 4 – Hàn theo đường zig zag cong: các đường hàn ở hai bên có khoảng cách nhỏ hơn 4mm nên độ cao mà các đường hàn đắp lên nhau nằm trong khoảng 5mm đến 6mm. Ta chọn khoảng cách giữa chụp hàn và lớp hàn là 8mm.

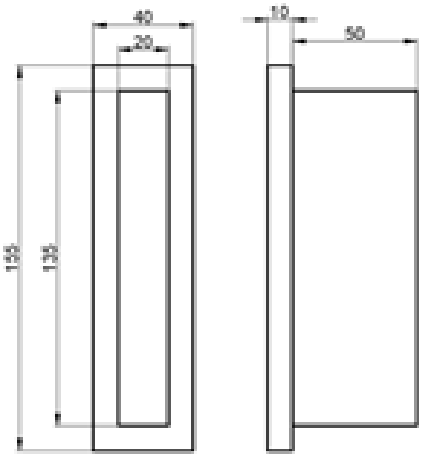


Hình 1. Đường hàn trong các trường hợp của mẫu và hình ảnh thực nghiệm theo chiều từ trên xuống

Dựa theo tiêu chuẩn ASTM E8/E8M – 13, ta chọn và thiết kế mẫu thử kéo có kích thước như hình sau:



Hình 2. Mẫu thử kéo



Hình 3. Thông số mẫu hàn

Bảng 1. Các trường hợp mẫu thử

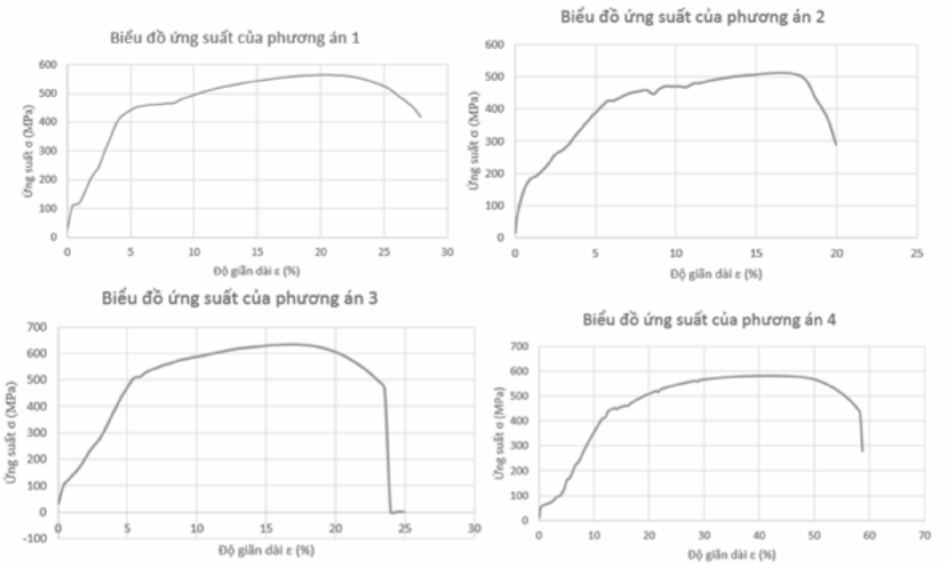
STT	Điện thế hàn U (V)	I (A)	V (mm/phút)	CO_2 (l/phút)	Phương án
1	22	120	60	10	Zig zag ngang
2					Zig zag chéo
3					Xoắn ốc
4					Zig zag cong

Các mẫu với thông số đường hàn song song với chiều dài mẫu thử. Ta gia công cắt mẫu hàn theo từng khối, mỗi khối ta sẽ gia công thành 1 mẫu nhỏ để quan sát tế vi và 3 mẫu nhỏ với kích thước 100x10x3mm để tiến hành thử kéo. Ta tiến hành hàn đắp thành các mẫu như hình 3.

3. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH ĐỘ BỀN

Bảng 2. Kết quả kiểm tra trung bình của các phương án

Phương án	Mẫu	Tiết diện (mm^2)	Lực kéo đứt (KN)	Độ bền kéo (N/mm^2)	Độ biến dạng mẫu sau khi kéo đứt Δ_{lmax} (mm)	Độ giãn dài tương đối sau khi kéo đứt ε_{max} (%)
Zig zag ngang	1A	25.01	13.91	556.14	12.33	49.32
	1B	24.6	14.12	574.15	12.46	49.85
	1C	14.75	8.31	563.59	6.97	27.88
Zig zag xéo	2A	22.20	11.35	511.40	4.99	19.96
	2B	22.94	13.59	592.20	13.37	53.51
	2C	18.00	10.19	565.94	10.02	40.08
Xoắn ốc	3A	22.04	13.48	611.48	12.11	48.43
	3B	12.39	7.87	635.03	5.551	23.56
	3C	22.94	14.26	621.45	11.49	45.94
Zig zag cong	4A	21.60	12.31	569.77	9.05	36.18
	4B	26.55	15.40	577.74	14.163	58.68
	4C	20.06	11.75	585.79	7.44	29.77



Hình 4. Biểu đồ ứng suất của các phương án khác nhau

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Xét tại độ bền kéo, ta thấy được so với dây hàn ban đầu GM-70S với độ bền kéo theo AWS là 72000 psi ≈ 496,42N/mm^2 thì các phương án đều cho mẫu có độ bền cao hơn dây hàn. Xét về độ giãn dài sau khi đứt, các mẫu hàn hầu hết đều có độ giãn dài cao hơn hẳn so với dây hàn ban đầu. Nguyên nhân khi ta tiến hành hàn đắp, dây hàn thông qua chuyển dịch tia tập trung lại thành các thớ hàn, các thớ hàn này thường có độ bền và độ giãn dài cao hơn so với dây hàn do trải qua quá trình nóng chảy làm thay đổi tổ chức tế vi và thành phần hóa học của nó.

Khi ta tiến hành gia công hoàn thiện sau quá trình hàn đắp, ta thường tiến hành gia công cắt gọt để loại bỏ lượng dư tại vị trí A và vị trí C nhằm đảm bảo độ nhám bề mặt cho sản phẩm nên sản phẩm thường có cơ tính phụ thuộc lớn vào vị trí B.

Xét tại vị trí B – vị trí cho ra mẫu có cơ tính ổn định nhất, ta thấy được phương án 3 cho mẫu có độ bền kéo cao nhất, phương án 2 cho mẫu có độ bền kéo cao thứ hai, tiếp đến là phương án 4 và cuối cùng là phương án 1. Các thớ hàn có chiều dọc theo mẫu thường có độ bền kéo cao hơn, khi các lớp hàn đắp lên nhau sẽ hình thành biên giới hàn có độ bền kéo thấp hơn. Xét theo phương lực kéo tác động dọc mẫu hàn, càng nhiều biên giới hàn, độ bền kéo càng giảm.

4. KẾT LUẬN

Khi ta tiến hành gia công hoàn thiện sau quá trình hàn đắp, ta thường tiến hành gia công cắt gọt để loại bỏ lượng dư tại vị trí A và vị trí C nhằm đảm bảo độ nhám bề mặt cho sản phẩm nên sản phẩm thường có cơ tính phụ thuộc lớn vào vị trí B. Do đó, để đảm bảo độ bền sản phẩm được ổn định, cần tính thêm lượng dư ở lớp trên cùng và lớp dưới đáy trước khi tiến hành hàn đắp sản phẩm.

Phương án xoắn ốc cho ra mẫu có độ bền kéo cao nhất nhưng độ giãn dài thấp nhất. Đây là phương án đắp lớp hiệu quả với nhiều loại biên dạng và cho sản phẩm có chất lượng bền nhất. Phương án này phù hợp trong việc chế tạo các chi tiết có yêu cầu độ bền và chống biến dạng cao như bánh răng, giá đỡ có biên dạng phức tạp…

Phương án zig zag xéo dù cho ra mẫu có độ bền kéo cao nhất so với các phương án zig zag nhưng độ giãn dài lại cao thứ hai trong tất cả các phương án. Sản phẩm tạo bởi phương án này tuy độ bền cao nhưng khả năng chống biến dạng khá thấp phù hợp chế tạo chi tiết dạng tấm như giá chữ L, vỏ thiết bị…

Phương án zig zag cong tuy cho ra mẫu có độ bền kéo cao thứ ba nhưng độ giãn dài lớn nhất trong các phương án. Sản phẩm tạo ra bởi phương án này tuy độ bền không cao nhưng độ giãn dài lớn phù hợp trong việc chế tạo các chi tiết dạng tấm có biên dạng cong như giá đỡ cong, ống trụ…

Phương án zig zag ngang độ bền kéo và độ giãn dài thấp nhất trong tất cả các phương án zig zag khác. Phương án zig zag ngang thường sử dụng nhiều trong hàn đắp thông thường khi không yêu cầu độ bền và độ chống biến dạng cao do tính đơn giản trong phương pháp khi tiến hành. Sản phẩm tạo bởi phương án này thường được dùng để chế tạo chi tiết như vỏ thiết bị, thùng chứa.

(*) Kinh phí nghiên cứu: Bài báo này là sản phẩm của nhiệm vụ NCKH và CN "Nghiên cứu công nghệ và chế tạo thiết bị gia công kênh giải nhiệt 3D cho khuôn phun ép nhựa".

Ngày nhận bài: **10/7/2023**
Ngày phản biện: **01/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Amit Bandyopadhyay, YanningZhang, SusmitaBose; "*Recent developments in metal additive manufacturing*". Current Opinion in Chemical Engineering, Volume 28, June 2020, Pages 96-104.

[2]. Thomas Hassel, Torben Carstensen; "*Properties and anisotropy behaviour of a nickel base alloy material produced by robot-based wire and arc additive manufacturing*". Welding in the World, 24 July 2020.

[3]. Hoàng Đức Lượng; "*Giáo trình mô đun Hàn MIG, MAG cơ bản và nâng cao*". Trường Trung cấp nghề Lào Cai, 2017.

[4]. Nguyễn Công Chính; "*Nghiên cứu ảnh hưởng thông số hàn đắp đến độ bền kéo lớp đắp*". Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 2019.

[5]. Nguyễn Văn Thành; "*Giáo trình công nghệ hàn MIG*". NXB. Lao động và Xã hội, 2006.

[6]. *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials - An American National Standard, E8/E8M – 13a*, September 2013.

[7]. *Tiêu chuẩn Việt Nam về vật liệu kim loại – thử kéo,* TCVN 197-1, (2014).

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH VỊ TRÍ ĐẶT ĐỘNG CƠ SO VỚI CÁNH CHÍNH CỦA UAV DẠNG TÀU LƯỢN

RESEARCH ON DETERMINATION THE LOCATION OF THE ENGINE WITH MAIN WING OF UAV GLIDER

Đinh Tấn Hưng
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu xác định vị trí đặt động cơ so với cánh chính của UAV dạng tàu lượn sử dụng phần mềm mô phỏng ANSYS. Tàu lượn có bốn động cơ hoạt động ở chế độ bay hành trình ở vận tốc 10m/s và góc tấn 3 độ. Kết quả nghiên cứu cho thấy, ở vị trí 0,7m trước mép cánh chính của các động cơ cho chất lượng khí động tốt nhất. Độ cao của động cơ so với cánh chính không ảnh hưởng nhiều đến chất lượng khí động.

Từ khóa: *Tàu lượn không người lái; Động cơ; ANSYS.*

ABSTRACT

The article research to determine the position of the engine relative to the main wing of a UAV glider using ANSYS software. The glider has four engines operating in cruise mode at a speed of 10m/s and an angle of attack of 3 degrees. Research results show that at the location of engines 0.7m in front of the leading edge of main wing, the best aerodynamic qualitiy is carried out. The height of the engine above the main wing does not affect the aerodynamic quality.

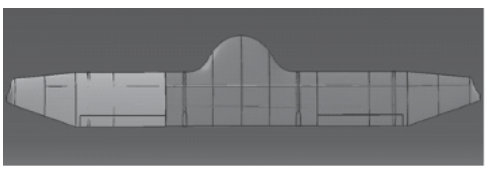
Keywords: *UAV Glider; Engine; ANSYS.*

1. GIỚI THIỆU

Theo thời gian, lần lượt các thiết kế máy bay UAV dạng tàu lượn ra đời và qua mỗi thiết kế, có những cải thiện về trần bay, tầm bay và thời gian bay. Cần phải nhấn mạnh rằng, những cải tiến trong thiết kế sẽ không dừng lại ở đó mà sẽ luôn được nghiên cứu, tích hợp các công nghệ mới vào chế tạo nhằm tạo ra các thế hệ UAV dạng tàu lượn thông minh hơn phục vụ cho các mục đích khác nhau như trình diễn, do thám trong quân sự, hay trạm thu, phát, trung chuyển thông tin như một vệ tinh,… [1].

Với mục tiêu mang tải có ích 1,5kg ở trần bay 300m ứng dụng trong khảo sát, giám sát trồng rừng, phục vụ cứu hộ, cứu nạn, tàu lượn tỷ số dạng lớn, sải cánh 10m và khối lượng cất cánh 35kg được nghiên cứu thiết kế, chế tạo [2].

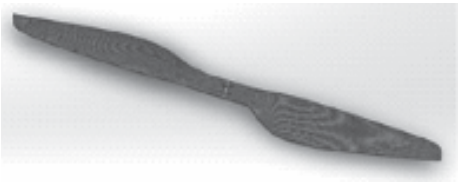
2. MÔ HÌNH UAV DẠNG TÀU LƯỢN



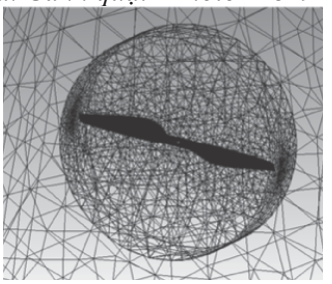
Hình 1. Hình dạng cánh máy bay

Biên dạng WE3.55-9.3 được lựa chọn cho cánh chính do nó đã chứng minh được hiệu quả hoạt động đối với máy bay Sky Sailor và một số mẫu UAV dạng tàu lượn trước đó. Với độ dày không quá nhỏ để đảm bảo cung cấp đủ lực nâng trong trường hợp vận tốc bay tương đối nhỏ (10-15m/s) và cũng không quá dày để gây thêm lực cản đối với máy bay. Bên cạnh đó, độ vồng bề mặt trên biên dạng cánh phù hợp để gắn các cell pin mặt trời lên trên bề mặt cánh. Các thông số chính của WE3.55-9.3 là độ dày lớn nhất 9,3% dây cung ở vị trí 31% dây cung và độ vồng lớn nhất 4% dây cung ở vị trí 34,7%. Cánh chính của máy bay được thiết kế như trong Hình 1.

Máy bay gồm bốn động cơ T-motor sử dụng cánh quạt T-motor đường kính 28 inch (Hình 2a). Lực đẩy của động cơ được đưa ra bởi nhà sản xuất. Tuy nhiên, do chưa xác định được vị trí của các động cơ nên bước đầu ta kiểm chứng phương pháp nghiên cứu mô phỏng sử dụng phần mềm ANSYS bằng cách so sánh với thông số do nhà sản xuất cung cấp [2]. Miền tính toán được chia thành 2,5 triệu phần tử lưới (Hình 2b). Kết quả lực đẩy mô phỏng có sự chênh lệch với nhà sản xuất là 3% (Hình 3).

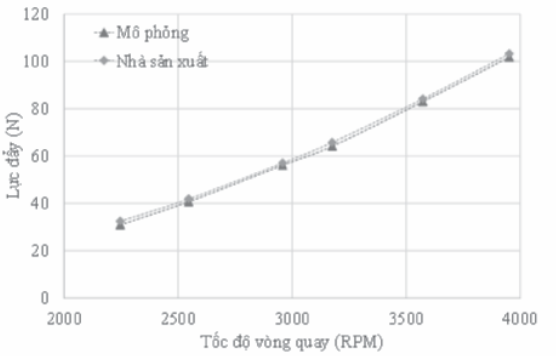


*a. Cánh quạt T-motor 28*92*



b. Chia lưới

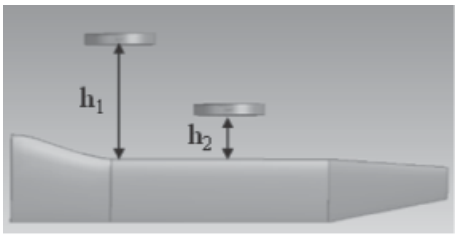
*Hình 2. Cánh quạt T-motor 28*92*



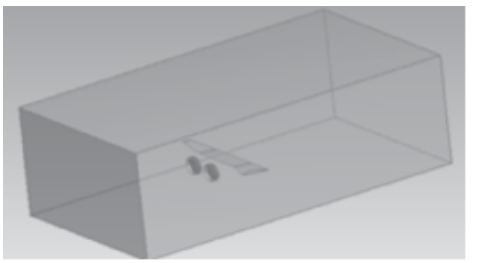
Hình 3. Kết quả lực đẩy động cơ theo tốc độ vòng quay

3. VỊ TRÍ CỦA ĐỘNG CƠ

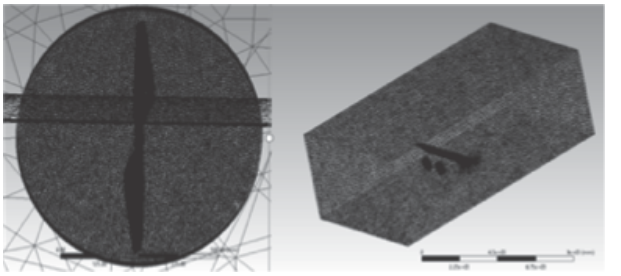
3.1. Vị trí của động cơ so với mép cánh chính



a. Vị trí cần xác định



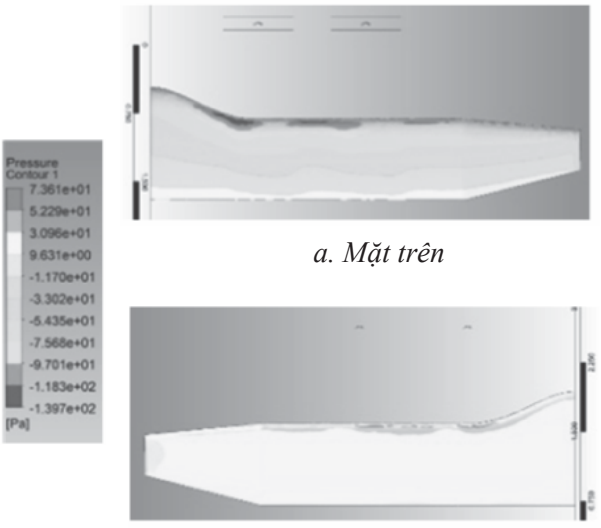
b. Miền tính toán



c. Chia lưới

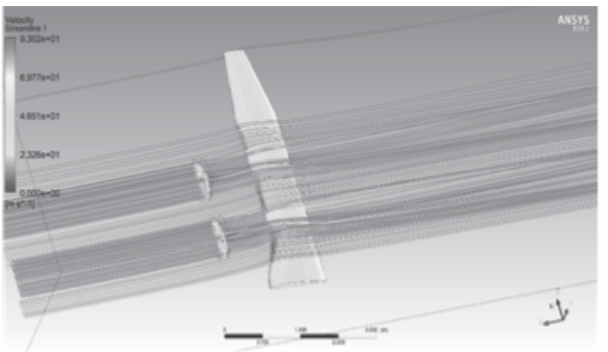
Hình 4. Vị trí của động cơ so với mép cánh chính

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



a. Mặt trên

b. Mặt dưới



c. Đường dòng

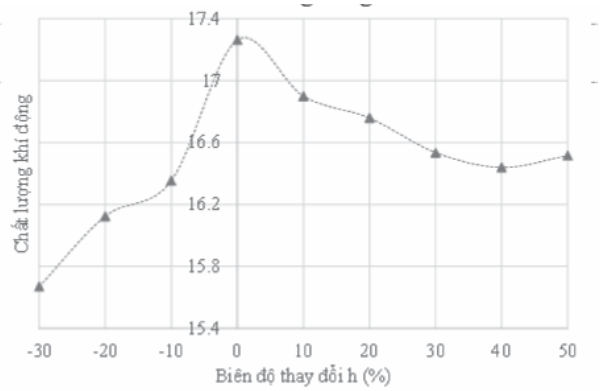
Hình 5. Phân bố áp suất và đường dòng

Xác định vị trí của động cơ so với mép cánh chính là xác định giá trị của h_1 và h_2 (Hình 4a). Xác lập miền tính toán như Hình 4b và chia lưới với tổng số gần 2,5 triệu phần tử (Hình 4c) với cùng phương pháp mô phỏng trong phần kiểm chứng thông số cánh quay so với nhà sản xuất (Hình 3).

Xét chế độ bay hành trình tại góc tấn là 3 độ, vận tốc 10m/s, thay đổi các trường hợp khoảng cách h (khoảng cách từ cánh quạt tới mép cánh cố định). Xét $2h_0 = h_1 + h_2$ với khoảng cách h_1, h_2 tương ứng với hai quạt ở trong mô hình (Hình 4a).

Bài toán mô phỏng đã đưa ra được trường áp suất trên mặt trên (Hình 5a) và dưới (Hình 5b) cánh máy bay. Sự chênh lệch áp suất giữa trên lưng cánh và dưới bụng cánh giải thích cho cơ chế tạo ra lực nâng. Áp suất lớn tập trung tại phần đầu mép cánh máy bay, là vị trí hãm của cánh máy bay. Tại vị trí này, vận tốc cũng nhỏ nhất (Hình 5c).

Vậy nên, trong quá trình chế tạo cần gia cố thêm hay làm nhẵn bề mặt tại khu vực này. Ngoài ra, có thể thấy dòng khí sau cánh quạt bị rối trước khi đi vào cánh chính làm ảnh hưởng tới đặc tính khí động của cánh.



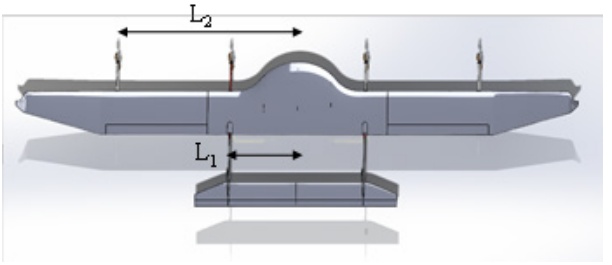
Hình 6. Chất lượng khí động theo biên độ thay đổi h_1, h_2

Nhìn trên Hình 6, với $h_0 = 0,7$m, các giá trị biên độ h_1 lần lượt bắt đầu từ: h_1 giảm 30%, h_2 tăng 30%, ta thấy rằng ở vị trí $h_1 = h_2 = 0,7$m, chất lượng khí động cho kết quả tốt nhất.

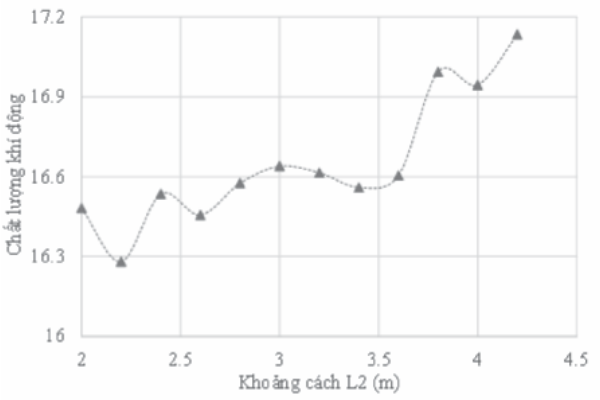
3.2. Vị trí của động cơ trên cánh chính

Tiếp nối kết quả bài toán trên, ta tiếp tục xây dựng mô hình cánh chính kết hợp hai động cơ. Ta thay đổi các vị trí của khoảng cách L để đánh giá về mặt khí động và kết cấu (Hình 7). Để xem ở khoảng vị trí gắn quạt nào thì cho tối ưu về mặt khí động cũng như kết cấu, qua đó đưa ra khuyến cáo về việc thiết kế cánh ☞

quạt cho máy bay UAV tỉ số dạng lớn. Tương tự cách xây dựng mô hình khí động ở bài toán trên, ta giữ nguyên vị trí $h_1 = h_2 = 0,7$m và $L_1 = 1,2$m (được cố định vì liên quan tới kết cấu khi thiết kế máy bay).



Hình 7. Vị trí của động cơ trên cánh chính



Hình 8. Chất lượng khí động theo khoảng cách L_2

Nhận thấy không có sự thay đổi nhiều về mặt khí động khi thay đổi vị trí L_2 (Hình 8). Luồng khí đi qua hai cánh quạt tác động vào cánh chính không có sự thay đổi rõ rệt.

Ta thấy mặc dù lực nâng không có sự thay đổi đáng kể, nhưng vị trí L (tức việc đặt động cơ xa hay gần gốc cánh lại ảnh hưởng trực tiếp đến kết cấu). Bài toán đặt ra lúc này cần phải xét thêm về mặt kết cấu để tiếp tục đánh giá xem vị trí L_2 nên nằm ở khoảng nào.

4. KẾT LUẬN

Vị trí đặt động cơ làm ảnh hưởng đến đặc tính dòng khí đi qua cánh chính dẫn đến làm thay đổi chất lượng khí động của cánh. Với sự hỗ trợ của phần mềm ANSYS, vị trí các động cơ trên máy bay không người lái tỷ số dạng lớn được xác định cách mép vào cánh chính 0,7m. Vị trí động cơ gần thân được cố định là 1,2m so với mặt phẳng đối xứng máy bay. Tuy nhiên, vị trí động cơ thứ hai so với mặt phẳng đối xứng này không ảnh hưởng nhiều đến chất lượng khí động. Để chọn vị trí L_2 cần phải xét đến bài toán kết cấu. ❖

Ngày nhận bài: **06/7/2023**
Ngày phản biện: **06/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Pervaiz S. S., Abdullah A., Dol S. S. B., *Simulation Study of a Solar Glider Design,* 2020 International Conference on Decision Aid Sciences and Application (DASA), 2021 https://doi.org/10.1109/DASA51403.2020.9317255

[2]. Nguyen Phu Hung, Vu Quoc Huy, Dinh Tan Hung, Hoang Thi Kim Dung, *Design, Fabrication and Testing of an Autonomous Fixed-Wing UAV,* Journal of Science and Technology (Technical Universities), ISSN: 0868-3980, Vol. 94/2013, pp. 14-18, 2013.

[3]. Vũ Quốc Huy, Hoàng Thị Kim Dung, *Phân tích đặc tính khí động mô hình cánh quay cho máy bay không người lái 2 động cơ,* Tuyển tập Công trình Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí Toàn quốc năm 2012, ISSN: 1859-4182, pp.385-394, Nha Trang, Việt Nam, 2012.

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG SỐ TIẾNG ỒN KHÍ ĐỘNG CỦA XE LỬA

SIMULATION RESEARCH ON AERODYNAMIC NOISE OF TRAINS

Hoàng Thị Kim Dung, Lê Thị Thái
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Tiếng ồn khí động là tiếng ồn nhân tạo có nguồn gốc khí động. Bài báo nghiên cứu mô phỏng số tiếng ồn khí động của xe lửa ở tốc độ thấp sử dụng phần mềm ANSYS. Kết quả cho thấy ở tốc độ chuyển động 30m/s, tiếng ồn khí động khi xe lửa chuyển động gây ra nằm trong khoảng 52-107dB. Đây là mức cường độ âm khá lớn nếu tiếp xúc thường xuyên thì gây ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe con người. Việc nắm bắt được mức áp âm của tiếng ồn khí động có thể đưa ra những gợi ý cho việc thay đổi thiết kế hình dáng của xe lửa nhằm hạn chế tiếng ồn khí động.

Từ khóa: *Tiếng ồn khí động; Xe lửa; ANSYS; CFD; FFT.*

ABSTRACT

Aerodynamic noise is artificial noise of aerodynamic origin. This paper studies the numerical simulation of aerodynamic noise of trains at low speed using ANSYS software. The results show that at a moving speed of 30m/s, the aerodynamic noise caused by the train moving is in the range of 52-107dB. This is a quite large sound intensity level that, if exposed regularly, will have a negative impact on human health. Understanding the sound pressure level of aerodynamic noise can provide suggestions for changing the shape design of trains to limit aerodynamic noise.

Keywords: *Aerodynamic noise; Train; ANSYS; CFD; FFT.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Lĩnh vực tiếng ồn là lĩnh vực luôn được quan tâm do sự ảnh hưởng của nó đến đời sống con người và xã hội. Tiếng ồn được chia ra nhiều loại và nhiều nguồn gốc khác nhau, như tiếng ồn do tự nhiên và tiếng ồn do nhân tạo. Mục đích của nghiên cứu này là tiếng ồn nhân tạo có nguồn gốc khí động [1-6]. Lĩnh vực tiếng ồn khí động là lĩnh vực nghiên cứu phức tạp, đặc biệt khi nghiên cứu về nguyên nhân tạo ra tiếng ồn khí động học. Vì vậy, nghiên cứu chủ yếu tập trung vào nghiên cứu lý thuyết và xác định nguyên nhân gây ra loại âm thanh này là trường áp suất biến đổi xung quanh vật thể. Tiếp theo xây dựng phương pháp mô phỏng xác định trường áp suất biến đổi quanh vật thể sử dụng phần mềm ANSYS, sau đó sử dụng phương pháp biến đổi Fourier nhanh FFT để biến đổi về mức áp âm. Vật thể được lựa chọn nghiên cứu là mô hình xe lửa.

2. TIẾNG ỒN KHÍ ĐỘNG

2.1. Tiếng ồn

Tiếng ồn là những âm thanh khó chịu ảnh hưởng tới quá trình làm việc và nghỉ ngơi. Tiếng ồn vật lý là những dao động sóng âm lan truyền trong môi trường đàn hồi. Dao động của tiếng ồn phụ thuộc vào áp suất âm và cường độ âm, đơn vị tính là dB [1-2].

Tiếng ồn tác động đến tai, sau đó tác động đến hệ thần kinh trung ương, rồi đến hệ tim mạch, dạ dày và các cơ quan khác, sau đó mới đến cơ quan thính giác. Tác động của tiếng ồn phụ thuộc vào tần số và cường độ âm, tần số lặp lại của tiếng ồn.

Tiếng ồn do nguồn gốc tự nhiên không có tính chu kỳ mà xảy ra một cách ngẫu nhiên. Trong khi tiếng ồn do nguồn gốc nhân tạo là nguyên nhân chủ yếu gây ra hiện tượng ô nhiễm tiếng ồn. Tiếng ồn có nguồn gốc nhân tạo gồm:

- Tiếng ồn cơ khí: tiếng ồn phát sinh do rung ở máy, thiết bị hoặc do va đập các chi tiết;

- Tiếng ồn khí động: tiếng ồn phát sinh trong các quá trình chuyển động của các chất khí hoặc của vật chuyển động;

- Tiếng ồn điện từ: tiếng ồn phát sinh do dao động của các chi tiết trong thiết bị cơ điện chịu ảnh hưởng của lực điện từ biến đổi;

- Tiếng ồn thủy động: tiếng ồn phát sinh trong các quá trình chuyển động của chất lỏng.

Tiếp xúc với tiếng ồn có cường độ lớn trong thời gian dài có thể gây ra điếc ở người, sau đây là bảng thống kê mức cường độ âm mà con người có thể chịu đựng được trong một khoảng thời gian nhất định trước khi gây tổn thương đến tai người.

Bảng 1. Thống kê mức cường độ âm mà tai người chịu được [3]

Mức cường độ âm (dB)	Áp suất âm (Pa)	Thời gian chịu được (s)
115	11,2	30
112	7,96	60
109	5,64	< 120
106	3,99	< 240
103	2,83	450
100	2,00	900
97	1,42	1800
94	1,00	3600
91	0,71	7200
88	0,50	14200
82	0,36	32400
75	0,25	57600

2.2. Tiếng ồn khí động

Tiếng ồn có nguồn gốc khí động là tiếng ồn được tạo ra bởi sự chuyển động không ổn định của một chất khí và tương tác của nó với các bề mặt xung quanh. Thường lý thuyết tương tự âm thanh Lighthill hay phân tích Ffowcs Williams & Hawkings [1] được sử dụng để tính toán tiếng ồn khí động. Có ba nguyên nhân gây ra tiếng ồn khi động, nhưng đóng góp của các thành phần là khác nhau. Bảng 2 thống kê mức độ của từng thành phần (bề mặt cứng không bị ảnh hưởng bởi rung động) ở vận tốc có sự truyền song tốt nhất <0,4M.

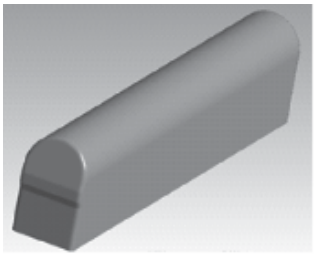
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 2. Nguyên nhân tiếng ồn khí động [1]

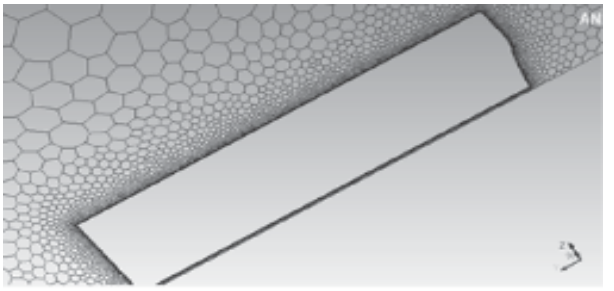
Nguyên nhân	Cường độ (%)	Áp suất âm (%)
Do cấu trúc rối	<14	<30
Dao động áp suất bề mặt	>86	>70
Rung động bề mặt	0	0

2.3. Nghiên cứu mô phỏng tiếng ồn khí động

Xét mô hình xe lửa chuyển động ở vận tốc 30m/s (xấp xỉ 0,1M) có hình dạng như Hình 1a. Sử dụng phần mềm ANSYS chia lưới lục giác miền tính toán với y+ xấp xỉ 30 dành cho lớp biên rối, ta có 734573 phần tử lưới (Hình 1b).



a. Mô hình



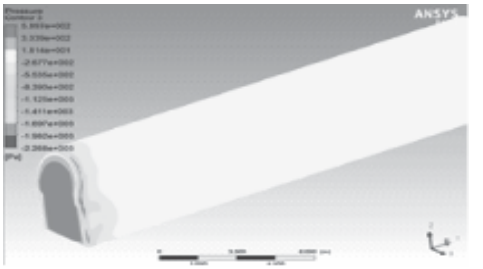
b. Chia lưới

Hình 1. Mô hình xe lửa

Đầu tiên, tính toán CFD trong ANSYS được sử dụng để tính toán dòng chảy qua xe lửa với bước thời gian 5x10-4s. Sau đó, sử dụng FFT để mô phỏng âm thanh theo phương pháp Ffowcs-William and Hawkings với nguồn là áp suất hình thành từ kết quả CFD với điểm khảo sát âm thanh ở các vị trí có áp suất lớn hay có xoáy và vị trí người quan sát.

3. KẾT QUẢ

3.1. Kết quả khí động



a. Áp suất trên xe lửa

b. Áp suất trên mặt cắt dọc của xe lửa

c. Vận tốc trên mặt cắt dọc của xe lửa

d. Đường dòng trên mặt cắt dọc của xe lửa

Hình 2. Kết quả khí động xung quanh và trên xe lửa ☞

Dựa vào phân bố áp suất trên toàn bộ bề mặt xe lửa (Hình 2a), ta thấy áp suất lớn nhất tại bề mặt đầu của xe lửa sau đó biến đổi đột ngột ở các điểm như mũi xe, điểm không liên tục hay hai bên thành. Sự biến đổi đột ngột này chính là nguyên nhân chính tạo nên chất lượng khí động không tốt trên vật thể. Để quan sát cụ thể hóa, ta xét phân bố áp suất, vận tốc và đường dòng tại mặt cắt dọc chính giữa của xe lửa ở Hình 2b, 2c và 2d.

Phân bố áp suất trên Hình 2b cho thấy rõ hơn vùng có áp suất cao ở đầu mũi xe lửa, đây cũng chính là các vị trí có vận tốc thấp nhất (Hình 2c). Như vậy, áp suất và vận tốc có diễn tiến ngược nhau. Đường dòng ở Hình 2d cho thấy xoáy sinh ra trên bề mặt xe lửa khi có dòng khí chạy qua. Các điểm sinh ra xoáy là nguyên nhân gây ra âm thanh trên bề mặt và việc khảo sát âm thanh được tiến hành tại các điểm xuất hiện xoáy này.

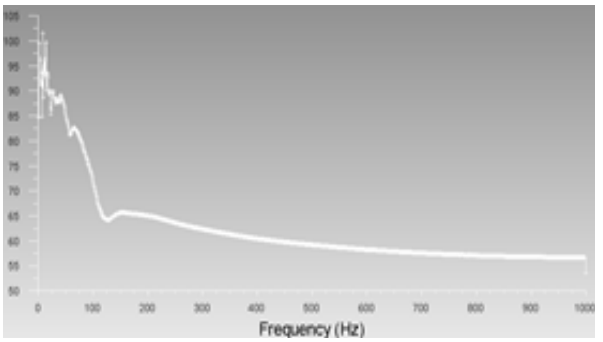
3.2. Khảo sát âm thanh

Khảo sát âm thanh tại các điểm như đầu xe, đỉnh xe, gầm xe, đuôi xe, các vị trí có xoáy và vị trí người quan sát như thống kê trong Bảng 3.

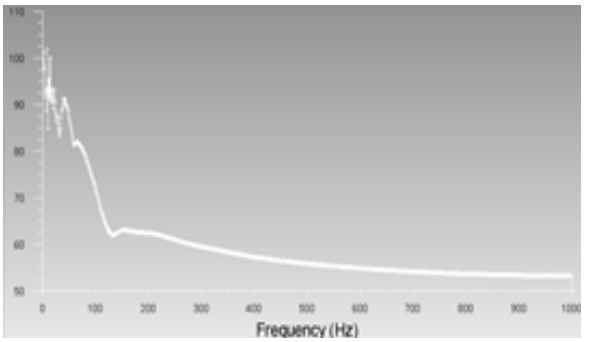
Bảng 3. Khảo sát âm thanh

Điểm	Tọa độ (m)			SPL (dB)
	x	y	z	
Đầu xe 1 (Vị trí nhô ra xa nhất)	0	-10,2	2,82	57 – 102
Đầu xe 2 (Vị trí hõm ở đầu xe)	0	-9,95	1,95	52 – 102
Đỉnh xe	0	-9,5	5	62 – 102
Gầm xe	0	-9,77	0,1	67 – 103
Đuôi xe 1 (Xoáy trên)	0	11	4	60 – 112
Đuôi xe 2 (Xoáy dưới)	0	11,8	1,1	63 – 98
Đuôi xe 3 (Phía xa)	0	13,7	2,1	64 – 96
Vị trí người quan sát	3	-9,5	1,7	63 – 107

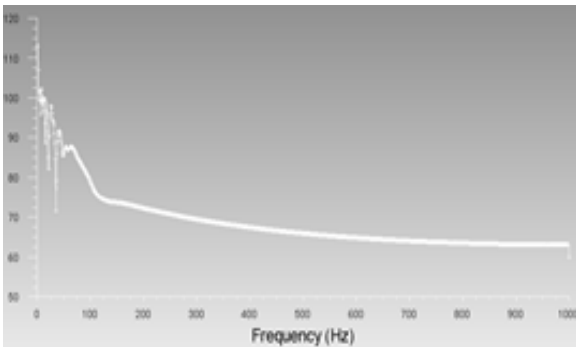
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



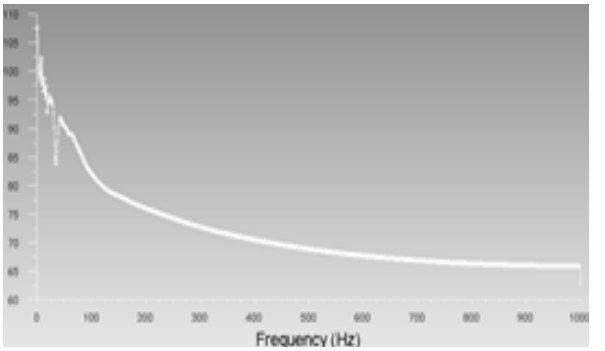
a. Đầu xe 1



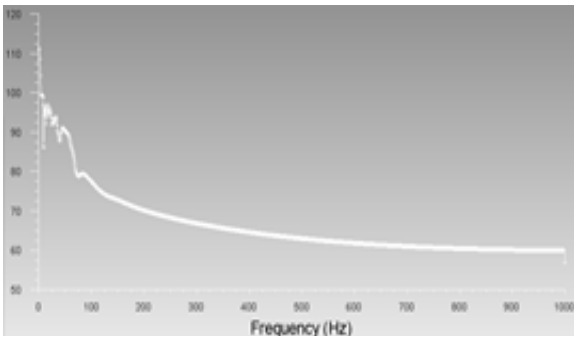
b. Đầu xe 2



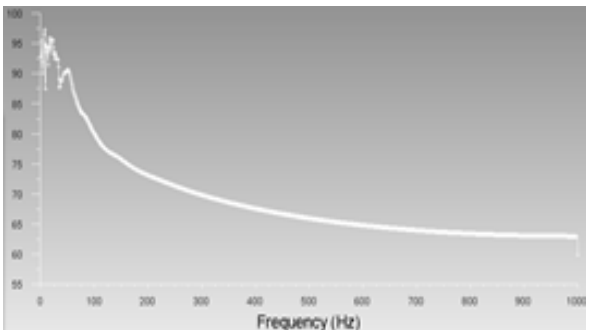
c. Đỉnh xe



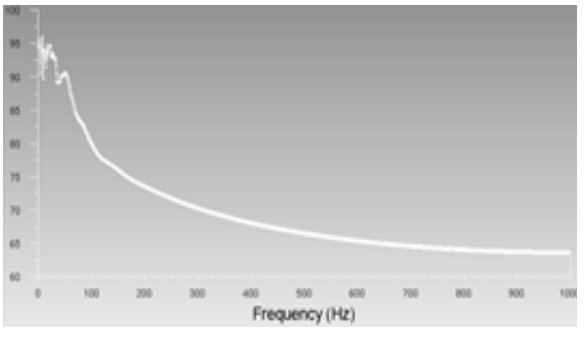
d. Gầm xe



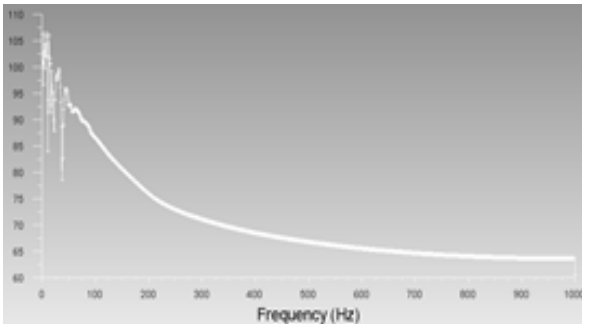
e. Đuôi xe 1



f. Đuôi xe 2



g. Đuôi xe 3



h. Vị trí người quan sát

Hình 3. Mức áp âm tại vị trí khảo sát

Mức áp âm (Sound Pressure Level – SPL) tại các vị trí khảo sát được thể hiện trong Hình 3. Qua kết quả khảo sát mô hình đầu máy xe lửa, ta thấy âm thanh khi xe chuyển động gây ra nằm trong khoảng 52-107dB. Đây là mức cường độ âm khá lớn, nếu tiếp xúc thường xuyên thì gây ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe con người [1]. Tuy nhiên, do xe lửa đi qua các khu vực nhà dân trong thời gian khoảng 5 phút nên mức áp âm này vẫn có thể chấp nhận được.

Mặc dù vậy, tiếng ồn của xe lửa do khí động gây ra cũng chỉ chiếm một phần nhỏ so với tiếng ồn do ma sát khi chuyển động của xe lửa. Ngày nay, các nước tiên tiến trên thế giới đã thay thế xe lửa bằng các loại tàu cao tốc hoặc tàu điện ngầm có tốc độ cao và được xây cách biệt với khu dân cư, như thế mới đạt được những hiệu quả tốt nhất cả về thời gian, không gian và đảm bảo không gây ô nhiễm môi trường về tiếng ồn.

4. KẾT LUẬN

Xe lửa chuyển động với tốc độ 30m/s (0,1M) gây ra khoảng tiếng ồn khí động trong khoảng 52-107dB. Đây là tiếng ồn khá lớn, nếu nghe lâu và thường xuyên sẽ có ảnh hưởng không tốt đến sức khỏe con người. Thêm vào đó, tiếng ồn khí động chỉ là một phần nhỏ của tiếng ồn tổng do xe lửa chuyển động sinh ra. Vì vậy, việc nghiên cứu cải thiện tiếng ồn khí động qua việc cải thiện hình dạng của xe lửa là việc cần thiết và cần được thực hiện.❖

Ngày nhận bài: **27/6/2023**
Ngày phản biện: **19/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Jiawei Liu, *Simulation of Whistle Noise Using Computasional Fluid Dynamics and Acoustic Finite Element Simulation,* Master Thesis, College of Engineering at the University of Kentucky, U.S.A, 2012.
[2]. Domenico Caridi, *Industrial CFD simulation of aerodynamic noise,* PhD. Thesis, Napoli Federico II University, Italy, 2008.
[3]. Seppo Uosukainen, *Foundations of acoustic analogies,* Publication, Finland, 2011.
[4]. Shinya Itagaki, *Estimation of Aircraft Noise,* Mitsubishi Heavy Industries, LTD, 2013.
[5]. Yasuhiko Okutsu, *Effects of Flat Plate Placed near Square Cylinder on Flow and Sound Fields*, Mitsubishi Motors Corporation Nakashinkiri, 2011.
[6]. Gino Sovran, *Aerodynamics of Road Vehicles,* Wolf-Heinrich Hucho, Ostring 48, D-6231, Schwalbach (Ts), German.

KHẢO SÁT CẤU TRÚC TẾ VI CỦA MẪU IN 3D KIM LOẠI

THE MICROSTRUCTURE OF THE 3D METAL PRINTING SAMPLES

Trần Minh Thế Uyên, Huỳnh Đỗ Song Toàn, Nguyễn Văn Thức, Bùi Chấn Thạnh, Nguyễn Hộ, Nguyễn Tiến Dũng, Lê Minh Hậu, Châu Đăng Khoa, Hứa Thiên Long, Nguyễn Khắc Nhàn
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Kết quả thử kéo cho thấy trường hợp 1 (U = 22V, I = 170A, f = 300 mm/phút) và trường hợp 8 (U = 24V, I = 170A, f = 350 mm/phút) đạt được độ dẻo và độ bền kéo cao nhất. Cả hai trường hợp này có điểm chung là kích thước hạt tập trung chủ yếu ở cấp 10 và 11, cho thấy thông số hàn tối ưu trong hai trường hợp này. Tốc độ hàn tăng điều chỉnh độ dẻo, với độ dẻo cao làm các hạt bị nén lại và kích thước hạt giảm, cải thiện độ bền của chi tiết. Khi tốc độ hàn đạt đến tới hạn, độ dẻo giảm và kích thước hạt tăng, làm giảm độ bền của chi tiết. Thí nghiệm cũng chỉ ra rằng với dòng hàn cao (I = 170A), xuất hiện hiện tượng chuyển dịch phun với độ ngấu mối hàn thấp. Khi tăng điện áp, tốc độ hàn tới hạn thay đổi trong khoảng nhỏ. Trong khi với dòng hàn thấp (I = 120A), xuất hiện hiện tượng chuyển dịch cầu, làm tăng đáng kể độ ngấu mối hàn. Khi tăng điện áp, tốc độ hàn tới hạn thay đổi trong khoảng lớn hơn. Tóm lại, việc thay đổi tốc độ hàn (f) có thể tăng hoặc giảm độ bền của chi tiết in 3D kim loại, tùy thuộc vào tốc độ hàn tới hạn. Thay đổi điện áp hàn (U) và dòng điện hàn (I) ảnh hưởng gián tiếp đến độ bền của chi tiết thông qua tốc độ hàn tới hạn. Sản phẩm tạo ra từ phương pháp này vẫn đáp ứng yêu cầu so với các vật liệu khác như thép có hàm lượng carbon trung bình.

Từ khóa: *Uốn ống; Con lăn; Máy uốn; Ma sát lăn.*

ABSTRACT

This study investigates the Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) method and its impact Based on the results of tensile testing, Table 4.2.4 presents the values of Young's modulus, yield strength, and ultimate tensile strength. It can be observed that case 1 (U = 22V, I = 170A, f = 300 mm/min) and case 8 (U = 24V, I = 170A, f = 350 mm/min) yield the highest ductility and tensile strength. Both cases share the common characteristic of predominantly concentrated particle sizes at levels 10 and 11. This indicates that the welding parameters in these two cases are more optimized compared to the other cases. The study also reveals that as the welding speed increases, the ductility also increases. Higher ductility compresses the particles, leading to smaller particle sizes and thus improving the component's strength. When reaching the critical welding speed, the ductility decreases, resulting in an increase in particle size and a decrease in component strength. Furthermore, the experiments show that with higher welding currents (I = 170A), there will be a phenomenon of spray transfer with low weld bead penetration. Increasing the voltage ☞

changes the critical welding speed within a small range. Conversely, with lower welding currents (I = 120A), there will be a phenomenon of globular transfer, leading to a significant increase in weld bead penetration. Increasing the voltage changes the critical welding speed within a larger range. In conclusion, varying the welding speed (f) can increase or decrease the strength of the 3D printed metal components, depending on the critical welding speed. Changes in welding voltage (U) and current (I) indirectly affect the component's strength by altering the critical welding speed. Moreover, the products produced by this method still meet the requirements compared to other materials such as medium carbon steel.

Keywords: *Bending pipe; Roller; Bending machine; Rolling friction.*

1. GIỚI THIỆU

Công nghệ in 3D, hay còn gọi là công nghệ Sản xuất Gia công thêm (AM), đã trở nên phổ biến vào cuối những năm 1980 dựa trên các công nghệ có sẵn như CNC, in 2D và laser. Trong những năm 1990, nhiều công nghệ đã được phát triển, cải tiến và thương mại hóa dựa trên nguyên lý cơ bản của công nghệ gia công đắp lớp AM. Theo tiêu chuẩn ASTM (American Society of Testing and Materials), có 7 phương pháp đắp lớp như: Powder Bed Fusion (PBF), Direct Energy Deposition (DED), Binder Jetting, Material Jetting, Sheet Lamination, Vat Photopolymer, Material Extrusion. Trong đó, công nghệ PBF và DED là hai công nghệ thường được sử dụng trong lĩnh vực in 3D kim loại.

Công nghệ Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM) được phát triển dựa trên nguyên lý cơ bản của công nghệ DED, sử dụng phương pháp gia công đắp lớp bằng hồ quang. WAAM là sự kết hợp giữa công nghệ hàn hồ quang với việc sử dụng máy CNC hoặc cánh tay robot công nghiệp để tạo ra các chi tiết có hình dạng gần giống chi tiết mẫu.

So với các công nghệ in 3D kim loại khác, công nghệ WAAM sử dụng công nghệ hàn hồ quang phổ biến nên chi phí đầu tư thiết bị và vật liệu thấp. Do sử dụng vật liệu dạng dây, WAAM có tốc độ đắp lớp nhanh hơn các công nghệ sử dụng vật liệu dạng bột hay dung dịch. Ngoài ra, khả năng kết hợp với công nghệ tay robot giúp gia tăng đáng kể kích thước chi tiết.

Vì đề tài này sử dụng công nghệ WAAM để chế tạo mô hình in 3D kim loại với các thông số khác nhau, quá trình đắp lớp liên quan đến hàn gây ra ứng suất dư và biến dạng sản phẩm do nhiệt độ cao, ảnh hưởng đến độ bền của sản phẩm. Vì vậy, đề tài này cũng nghiên cứu và đánh giá độ bền cơ học của các sản phẩm tương ứng với từng thông số của công nghệ WAAM.

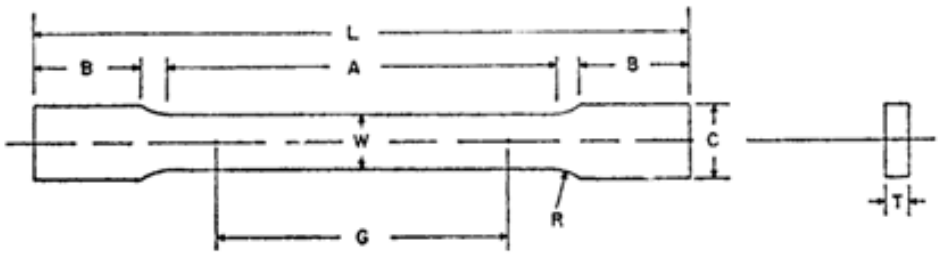
2. PHƯƠNG ÁN THỰC NGHIỆM

Các mẫu thử nghiệm phải có kích thước tương đối đầy đủ hoặc được gia công bằng máy, như được quy định trong thông số kỹ thuật của sản phẩm đối với vật liệu được thử nghiệm.

Theo tiêu chuẩn ASTM E8/E8M-13 trang 4 [9], ta có các yêu cầu kích thước cơ bản như sau:

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 1. Mẫu thử kéo tiết diện hình chữ nhật

Kích thước (mm)			
			
G – Chiều dài chuẩn đo	200.0 ± 0.2	50.0 ± 0.1	25.0 ± 0.1
W – Chiều rộng chuẩn đo	40.0 ± 2.0	12.5 ± 0.2	6.0 ± 0.1
T – Chiều dày	≥ 5	≤ 19	≤ 6
R – Bán kính bo góc	25	12,5	6
L – Tổng chiều dài	450	200	100
A – Chiều dài tiết diện thu hẹp	225	57	32
B – Chiều dài phần kẹp	75	50	30
C – Chiều dài phần kẹp	50	20	10

Các phần tiết diện thu hẹp của mẫu thử đã chuẩn bị không được có gia công nguội, khía, vết mẻ, rãnh, gờ, bề mặt hoặc cạnh gồ ghề, nung nóng hoặc bất kỳ điều kiện nào khác có thể ảnh hưởng xấu đến các tính chất cần đo. Trong phần tiết diện thu hẹp của mẫu thử hình chữ nhật, các cạnh hoặc góc không được mài hoặc mài mòn theo cách có thể làm cho diện tích mặt cắt ngang thực tế của mẫu thử khác biệt đáng kể so với diện tích được tính toán. Đối với vật liệu giòn, nên bo góc có bán kính lớn ở các đầu của chiều dài chuẩn đo. Diện tích mặt cắt ngang của mẫu phải nhỏ nhất tại tâm của phần tiết diện thu hẹp để đảm bảo đứt gãy xảy ra trong chiều dài chuẩn đo. Vì lý do này, cho phép có một độ thuôn nhỏ trong phần rút gọn của mỗi mẫu thử được mô tả trong các phần sau.

Bảng 2. Trường hợp lấy thử mẫu

Mẫu	Tốc độ hàn (mm/phút)	Điện áp hàn U (V)	Dòng hàn I (A)
1	300	22	170
2	350	22	170
3	400	22	170
4	300	24	170
5	350	24	170
6	400	24	170
7	300	24	120
8	350	24	120
9	400	24	120
10	300	22	120
11	350	22	120
12	400	22	120

(*) Tiến hành soi mẫu:

Bước 1: Đặt mẫu đã mài và tẩm thực lên bàn kính để soi. Điều chỉnh tiêu cự của kính sao cho thấy được rõ nét nhất biên giới hạt.

Bước 2: Chọn 1 hạt bất kỳ để tiến hành đo kích thước. Chọn Measure – Line để kẻ đoạn thẳng cắt qua hạt sao cho điểm bắt đầu và điểm kết thúc đoạn nằm trùng biên giới hạt. Kích thước trên đoạn thẳng chính là kích thước hạt theo phương ngang.

Lưu ý: việc đo kích thước hạt phải sử dụng ống kính cùng một độ phóng đại với ống kính ở bước 3.

Bước 3: Kẻ đoạn thẳng vuông góc với đoạn thẳng ở bước 5, ta có kích thước hạt theo phương dọc.

Bước 4: Thực hiện lại bước 5 và 6 với các hạt khác và ghi lại kết quả.

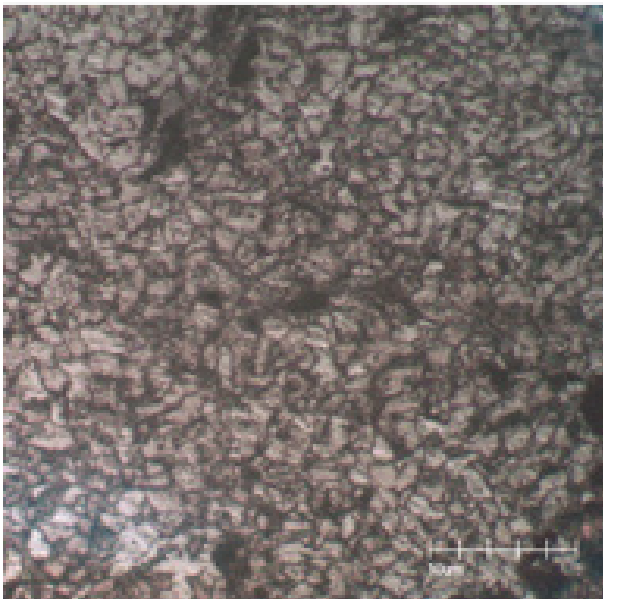
Bước 5: Sử dụng công thức (1) và (2) để tính tiết diện hạt. Dựa vào bảng 3.4.1 để xác định cấp hạt.

3. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH CẤU TRÚC TẾ VI

(*) Ảnh hưởng của tốc độ hàn (f) đến kích thước hạt:

Mẫu 1 (f = 300 mm/phút) có kích thước hạt lớn nhất, phần lớn đạt cấp 10. Ngược lại, mẫu 2 (f = 350 mm/phút) có số lượng hạt đạt cấp 11 chiếm hơn 50% bề mặt mẫu. Sang mẫu 3 (f = 400 mm/phút), các hạt cấp 12 bắt đầu xuất hiện, trong khi lượng hạt cấp 11 có sự suy giảm.

Tóm lại, khi điện áp là 22V, dòng điện là 170A, tốc độ hàn càng nhanh thì kích thước hạt càng nhỏ.



Hình 1. Tổ chức tế vi
A – Ảnh chụp tế vi B – Tỉ lệ hạt tương ứng cấp hạt

4. KẾT LUẬN

Kết quả kiểm nghiệm cho thấy trường hợp hàn với tốc độ 300 mm/phút và dòng điện 170A cho ra chi tiết in 3D kim loại có độ dẻo và độ bền kéo cao nhất. Kết quả này đồng thời cũng cho thấy tốc độ hàn tới hạn ảnh hưởng đến độ bền của sản phẩm. Ngoài ra, dòng hàn cũng có ảnh hưởng đến độ ngấu mối hàn và kích thước hạt. Tuy nhiên, sản phẩm in 3D kim loại từ phương pháp này vẫn đáp ứng yêu cầu so với vật liệu khác như thép có hàm lượng carbon trung bình.

(*) Kinh phí nghiên cứu: Bài báo này là sản phẩm của nhiệm vụ NCKH và CN "Nghiên cứu công nghệ và chế tạo thiết bị gia công kênh giải nhiệt 3D cho khuôn phun ép nhựa".❖

Ngày nhận bài: **17/7/2023**
Ngày phản biện: **01/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Amit Bandyopadhyay, YanningZhang, SusmitaBose. "*Recent developments in metal additive manufacturing*". Current Opinion in Chemical Engineering, Volume 28, June 2020, Pages 96-104.

[2]. Thomas Hassel, Torben Carstensen. "*Properties and anisotropy behaviour of a nickel base alloy material produced by robot-based wire and arc additive manufacturing*". Welding in the World, 24 July 2020.

[3]. Hoàng Đức Lượng. "*Giáo trình mô đun Hàn MIG, MAG cơ bản và nâng cao*". Trường Trung cấp nghề Lào Cai, 2017.

[4]. Nguyễn Công Chính. "*Nghiên cứu ảnh hưởng thông số hàn đắp đến độ bền kéo lớp đắp*". Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, 2019.

[5]. Nguyễn Văn Thành. "*Giáo trình công nghệ hàn MIG*". NXB. Lao động và Xã hội, 2006.

[6]. *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials* – An American National Standard, E8/E8M - 13a, September 2013.

[7]. *Tiêu chuẩn Việt Nam về vật liệu kim loại – thử kéo,* TCVN 197-1, (2014).

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ VÀ KIỂM BỀN KẾT CẤU CÁNH CHÍNH CỦA UAV DẠNG TÀU LƯỢN

RESEARCH ON DESIGN AND STRENGTH ANALYSE THE MAIN WING OF UAV GLIDER

Đinh Tấn Hưng
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu thiết kế kết cấu cánh chính của UAV dạng tàu lượn. Kết cấu cánh thiết kế được kiểm bền sử dụng tải phân bố áp suất, kết quả của bài toán khí động, là một trong những điều kiện đầu vào sử dụng phần mềm ANSYS. Kết quả kiểm bền cho thấy kết cấu cánh chính đủ bền.

Từ khóa: *Tàu lượn không người lái; Kiểm bền; ANSYS.*

ABSTRACT

The article research to determine the position of the engine relative to the main wing of a UAV glider using ANSYS software. The glider has four engines operating in cruise mode at a speed of 10m/s and an angle of attack of 3 degrees. Research results show that at the location of engines 0.7m in front of the leading edge of main wing, the best aerodynamic qualitiy is carried out. The height of the engine above the main wing does not affect the aerodynamic quality.

Keywords: *UAV Glider; Strength Analyse; ANSYS.*

1. GIỚI THIỆU

Theo thời gian, lần lượt các thiết kế máy bay UAV dạng tàu lượn ra đời và qua mỗi thiết kế, có những cải thiện về trần bay, tầm bay và thời gian bay. Cần phải nhấn mạnh rằng, những cải tiến trong thiết kế sẽ không dừng lại ở đó mà sẽ luôn được nghiên cứu, tích hợp các công nghệ mới vào chế tạo nhằm tạo ra các thế hệ UAV dạng tàu lượn thông minh hơn phục vụ cho các mục đích khác nhau như trình diễn, do thám trong quân sự, hay trạm thu, phát, trung chuyển thông tin như một vệ tinh,…

Các mẫu UAV từng bước được phát triển theo thời gian, bước đầu là tăng thời gian bay và trần bay bằng các cải tiến về động cơ và loại pin năng lượng mặt trời… tiếp đó các mẫu UAV cuối thế kỉ 19 và đầu thế kỉ 20 có sự phát triển mạnh về tầm bay và thời gian bay khi có sự kết hợp vật liệu vào chế tạo UAV giúp giảm khối lượng và giảm chi tiết mà vẫn đáp ứng được độ bền cần thiết.

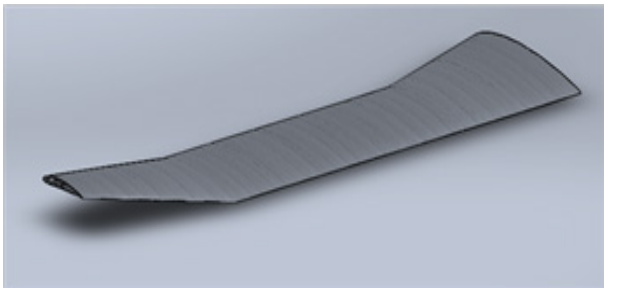
Ngày nay, với sự phát triển chóng mặt của các ngành vật liệu đã kéo theo sự phát triển của UAV đặc biệt là quan trọng với dạng UAV cần khối lượng nhẹ như UAV tàu lượn. UAV đã ứng dụng rất nhiều vật liệu khác nhau vào việc thiết kế, chế tạo các mẫu UAV khác nhau để đạt mục đích theo mong muốn và vật liệu composite đóng một vai trò trung tâm trong việc thiết kế và chế tạo máy bay UAV dạng tàu lượn không người lái [1].

Với mục tiêu mang tải có ích 1,5kg ở trần bay 300m ứng dụng trong khảo sát, giám sát trồng rừng, phục vụ cứu hộ, cứu nạn, tàu lượn tỷ số dạng lớn, sải cánh gần 10m và khối lượng cất cánh 35kg được nghiên cứu thiết kế, chế tạo [2].

2. THIẾT KẾ CÁNH CHÍNH

2.1. Vỏ cánh

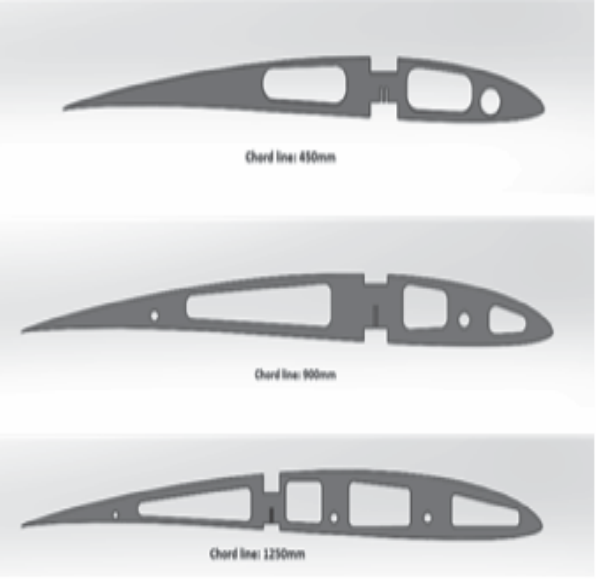
Vỏ cánh là một phần quan trọng không thể thiếu của kết cấu cánh với chức năng cơ bản là định dạng một bề mặt không thấm thấu để hỗ trợ sự phân bố áp suất khí động, khả năng tạo lực nâng của cánh cũng được sinh ra từ đó. Lực khí động này được truyền đến các khung xương qua vỏ và sự tương tác giữa các phần tử của tấm phủ vỏ cánh. Bên cạnh đó, tấm phủ vỏ cánh còn đóng vai trò quan trọng trong việc định hình hình dạng cánh, bảo vệ kết cấu bên trong và góp phần tạo nên tính thẩm mỹ cho phần cánh nói riêng cũng như toàn bộ máy bay nói chung. Vì thiết kế ở dạng khung kết cấu chịu tải nên vỏ chỉ cần đảm bảo giữ hình dáng khí động của cánh, không cần quá cứng, chịu ứng suất tốt. Vì vậy, chọn vật liệu vỏ cánh là vật liệu composite bọc ngoài khung xương và sử dụng decal dán phủ ngoài cùng. Ưu điểm là cách làm đơn giản, nhanh chóng, tiện lợi và không đòi hỏi nhiều trang thiết bị.



Hình 1. Vỏ cánh

2.2. Khung sườn và thanh xà ngang

Các khung sườn (rib) đã được tính toán với kích thước 1250mm, 1000 mm, 900 mm, 600 mm và 450 mm. Độ dày 1 tấm rib được cố định là 5mm (đủ để chịu các khớp nối với thanh spar) (Hình 2). Các tấm khung sườn được khoét để giảm khối lượng.



Hình 2. Khung sườn

Để chống xoắn tốt hơn cho kết cấu 2 thanh cacbon dạng ống được lắp thêm vào ở vị trí ¼ và ¾ dây cung. Ngoài ra, bổ sung thêm một ống cacbon ở vị trí đầu cánh giúp tăng độ cứng cho kết cấu. Các loại ống sử dụng được cho trong Bảng 1.

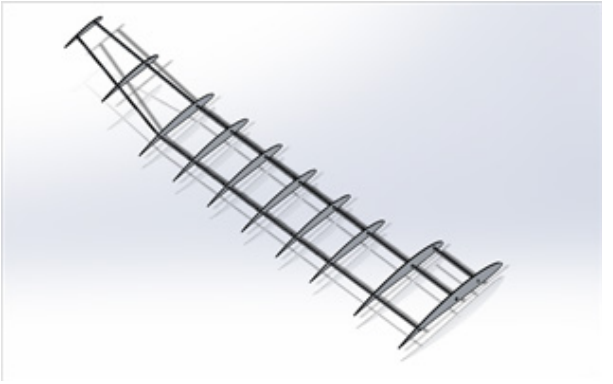
☞

Bảng 1. Các loại ống dầm

Loại ống	Chiều dài (mm)	Vị trí kết nối
Φ20 (2)	4800	Rib 1-10, kết nối thân cánh
Φ14 (1)	3500	Rib 1-8
Φ20 (3)	607	Rib 1-2

2.3. Kết cấu cánh

Tổng thể kết cấu cánh với sải cánh lên đến 9600mm gồm có 19 profil, 2 ống cacbon tại vị trí ¼ và ¾ dây cung (Hình 3). Phần lớn các profil sẽ được làm bằng nhôm để giảm khối lượng kết cấu do tổng thể kết cấu đã được đảm bảo bền do các thanh dầm, ta chỉ cần profil để đảm bảo duy trì hình dạng tấm vỏ. Như vậy là kết cấu khung đã đơn giản hơn rất nhiều và vẫn đảm bảo đủ bền cho tổng thể kết cấu cánh, theo các tính toán sơ bộ. Khả năng chịu lực của kết cấu khung xương sẽ được kiểm nghiệm lại trong phần mô phỏng kết cấu.

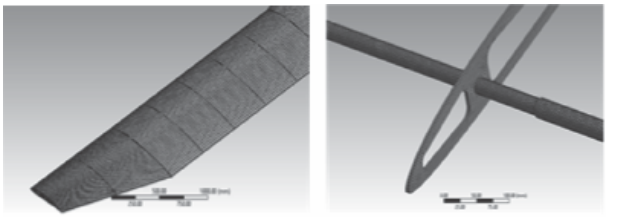


Hình 3. Kết cấu cánh

3. KIỂM BỀN KẾT CẤU CÁNH

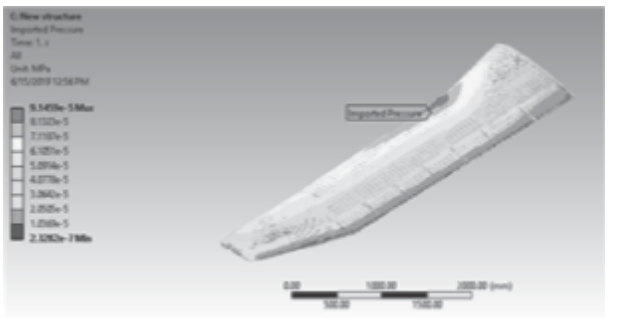
3.1. Thiết lập kiểm bền trong ANSYS

Mô hình cánh hoàn chỉnh được nhập vào module ANSYS Mechanical và xử lý trong môi trường Design Modeler. Sau khi có xử lý về mặt hình học, mô hình sẽ được chia lưới tự động trong ANSYS [3]. Phần tử lưới được chia có kích thước từ 4-8mm tùy từng khu vực. Khu vực cánh được chia mịn để quá trình tải lực khí động cho kết quả phân bố lực tốt nhất. Kết quả chia lưới mô hình cánh được minh họa trong Hình 4.



a. Bề mặt cánh *b. Trong kết cấu*

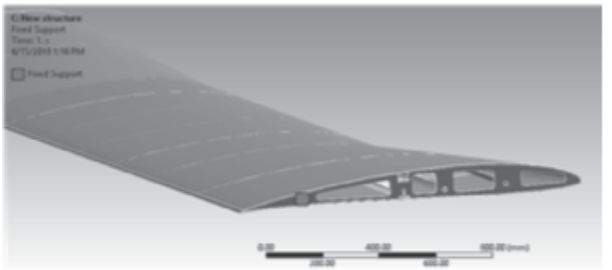
Hình 4. Chia lưới



Hình 5. Áp suất khí động trên bề mặt cánh

Sau khi lưới đã được chia, tải khí động sẽ được đặt lên bề mặt cánh (Hình 5). Các điều kiện biên được đặt bao gồm các vị trí ngàm và lực trọng trường. Đối với liên kết ngàm, khu vực được ngàm bao gồm các mặt nằm tại gốc cánh (Hình 6). Đối với lực trọng trường, gia tốc trọng trường có độ lớn 9,81m/s^2 theo phương vuông góc với bề mặt cánh. Gia tốc trọng trường được đặt để xét đến cả ảnh hưởng của trọng lực đến ứng suất trong cánh. Cuối cùng, kết cấu cánh được gắn vật liệu để mô phỏng. Các vật liệu thông dụng cho UAV thường sử dụng là thép, hợp kim nhôm, vật liệu composite. Đối với thép và nhôm, composite trong cơ sở dữ liệu của ANSYS đã có sẵn.

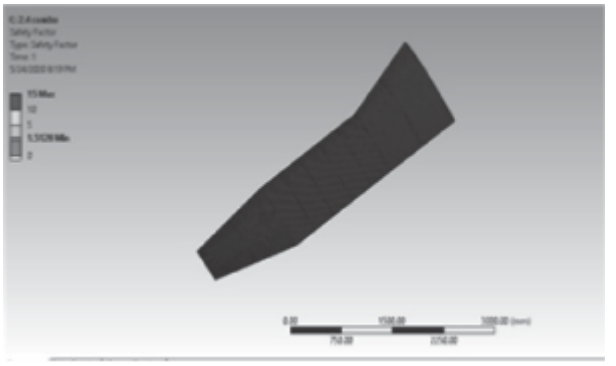
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 6. Vị trí đặt liên kết ngàm

3.2. Kiểm bền

Kết cấu được kiểm bền thông qua hệ số an toàn. Hệ số an toàn là một tiêu chí đánh giá có thể áp dụng cho vật liệu nhôm và gỗ balsa dựa trên việc so sánh ứng suất lớn nhất trên kết cấu và ứng suất tối đa mà kết cấu có thể chịu được. Kết cấu được đánh giá theo tiêu chí hệ số an toàn được coi là bền nếu giá trị tại các vị trí lớn hơn 1. Hệ số an toàn với nhôm đạt giá trị tối thiểu là 1,4447 (Hình 7).

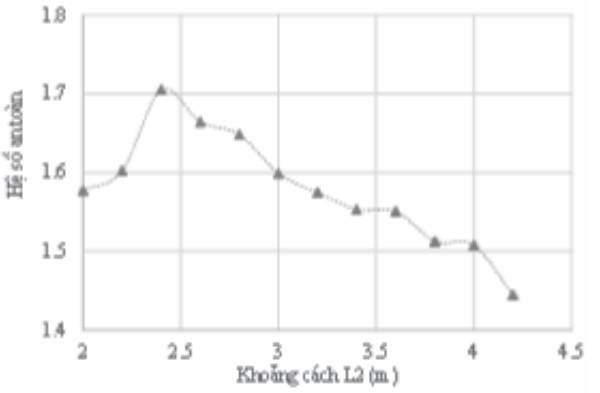


Hình 7. Hệ số an toàn

Hình 8. Giá trị damage status tại các thanh xà

Vì trong kết cấu có sử dụng kết hợp giữa nhôm, gỗ balsa và vật liệu cacbon nên để kiểm bền hoàn toàn cho kết cấu, tiêu chí Damage Status sẽ được áp dụng để đánh giá vật liệu cacbon. Tiêu chí đánh giá này trả về kết quả là một trong ba giá trị: 0 – Không bị phá hủy; 1 – Phá hủy một phần; 2 – Phá hủy hoàn toàn. Như vậy, trong thiết kế cần đạt được giá trị nhỏ hơn 1 để kết cấu đủ bền. Tất cả các thanh xà đều có giá trị damage status trả về 0 (Hình 8) cho thấy các thanh xà không bị phá hủy.

Kiểm bền cánh máy bay với các động cơ cách mép vào cánh chính 0,7m, động cơ gần thân cố định 1,2m so với mặt phẳng đối xứng, khoảng cách động cơ xa thân, L_2, được thay đổi từ 2 đến 4,2m so với mặt phẳng đối xứng.



Hình 9. Hệ số an toàn theo khoảng cách L_2

Tại vị trí 2,4m, tức ở vị trí gấp đôi so với động cơ gần thân, hệ số kiểm bền cao nhất đạt 1,71.

4. KẾT LUẬN

Kết cấu cánh máy bay có sải cánh gần 10m và tỷ số dạng lớn được thiết kế và kiểm tra đủ bền ở chế độ làm việc nghiên cứu. Vị trí đặt động cơ so với mặt phẳng đối xứng của máy bay không ảnh hưởng nhiều đến chất lượng khí động cánh nhưng lại có ảnh hưởng đến bài toán ☞

kiểm bền. Kết quả nghiên cứu chỉ ra vị trí đặt động cơ để cho hệ số an toàn lớn nhất 1,71 là cách mép vào cánh chính 0,7m, động cơ gần thân cách mặt phẳng đối xứng 1,2m còn động cơ xa thân có vị trí xa gấp đôi so với động cơ gần thân.❖

Ngày nhận bài: **16/7/2023**
Ngày phản biện: **5/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Pervaiz S. S., Abdullah A., Dol S. S. B., *Simulation Study of a Solar Glider Design,* 2020 International Conference on Decision Aid Sciences and Application (DASA), 2021 https://doi.org/10.1109/DASA51403.2020.9317255

[2]. Nguyen Phu Hung, Vu Quoc Huy, Dinh Tan Hung, Hoang Thi Kim Dung; *Design, Fabrication and Testing of an Autonomous Fixed-Wing UAV,* Journal of Science and Technology (Technical Universities), ISSN: 0868-3980, Vol. 94/2013, pp. 14-18, 2013.

[3]. Hoàng Thị Kim Dung, Vũ Quốc Huy; *Nghiên cứu kiểm bền máy bay không người lái hai động cơ*, Tuyển tập Công trình Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí Toàn quốc năm 2014, ISSN: 1859-4182, pp. 137-144, Ninh Thuận, Việt Nam, 2014.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ THÔNG SỐ IN ĐẾN CHẤT LƯỢNG SẢN PHẨM IN LƯỚI

STUDY ON THE EFFECTS OF SOME PRINTING PARAMETERS TO THE QUALITY OF SCREEN PRINTING

Lương Tuấn Anh[1], Lê Văn Thảo[2], Nguyễn Thùy Dương[3*]
[1]Công ty TNHH MTV Cơ khí Chính xác 29, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng
[2]Học viện Kỹ thuật Quân sự
[3]Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

In lưới là một trong những kỹ thuật in phổ biến được sử dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp. Tuy nhiên, trong quá trình bảo quản, sử dụng sản phẩm in lưới sẽ tiếp xúc và chịu ảnh hưởng trực tiếp từ môi trường (nhiệt độ, độ ẩm...) chất lượng sản phẩm in bị suy giảm. Chất lượng sản phẩm in lưới phụ thuộc chủ yếu vào thông số công nghệ khi in. Bài báo này tập trung đánh giá sự ảnh hưởng của nhiệt độ sấy và thời gian sấy đến độ bền của lớp mực in tách khỏi nền. Kết quả cho thấy rằng nhiệt độ sấy và thời gian sấy ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng sản phẩm in. Khi sấy ở 145^{o}C trong thời gian 50 giây sẽ cho độ bền sản phẩm in là tốt nhất.

Từ khóa: *In lưới, chất lượng lớp in, độ bền lớp in.*

ABSTRACT

Screen printing is one of the popular printing techniques widely used in industries. However, during storage and use of screen printed products, they will be exposed to and directly affected by the environment (temperature, humidity...) and the quality of printed products will be degraded. The quality of screen printing products depends mainly on the technological parameters when printing. This paper focuses on evaluating the influence of drying temperature and drying time on the durability of the ink layer separated from the substrate. The results show that the drying temperature and time significantly affect the quality of printed products. When drying at 145^{o}C for 50 seconds, the durability of printed products is the best.

Keywords: *Screen printing, printing layer quality, printing layer durability.*

1. GIỚI THIỆU

In lưới là phương pháp in truyền thống, được sử dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp in ấn. Phương pháp này sử dụng khuôn in lụa để chuyển mực in lên bề mặt vật liệu, thông thường là giấy, nhưng cũng có thể là vải, nhựa, kim loại, gỗ, thủy tinh và các vật liệu khác. Chất lượng sản phẩm in đóng vai trò rất quan trọng trong quá trình bảo quản, sử dụng sản phẩm in lưới và chịu ảnh hưởng trực tiếp từ môi trường. Vì vậy, xác định được mức độ ảnh hưởng của một số thông số in đến chất lượng của sản phẩm in sẽ giúp chúng ta điều chỉnh đảm bảo chất lượng sản phẩm in tốt hơn.

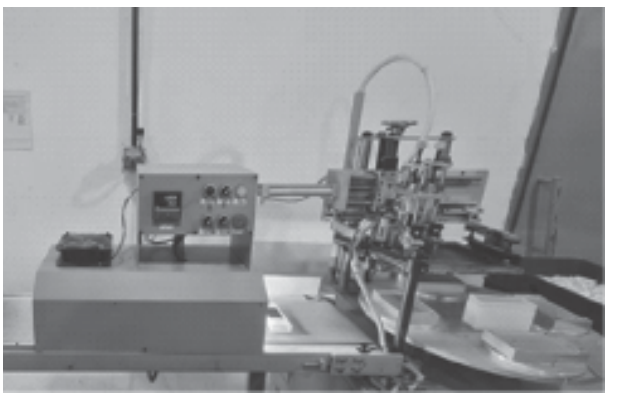
Chất lượng in phụ thuộc vào các yếu tố như độ phân giải của lưới in, tốc độ gạt mực in của dao gạt, chất lượng của mực in, xử lý gắn màu sau in. Trong đó, xử lý gắn màu sau in có tác động rất lớn đến độ bền của sản phẩm in [1]. Hrytsenko chứng minh rằng các hạt nano ZnO/SiO_2 có thể được sử dụng để chế tạo các phần tử hoạt tính cho bao bì thông minh [2]. Việc xử lý nhiệt gây ra sự khác biệt về màu sắc nhỏ hơn khi các mẫu được in bằng lưới in có số lượng mắt lưới cao hơn [3]. Nhiệt độ tăng cũng gây ra sự thay đổi lớn hơn về màu sắc và hệ số phản xạ của các mẫu, điều đó có nghĩa là độ bền của mực phụ thuộc vào nhiệt độ được áp dụng [3]. Ở Việt Nam, từ năm 1990 đến nay, ngành in lưới ở nước ta phát triển mạnh. Phần lớn công nghệ và thiết bị được chuyển giao và nhập từ các nước như Đài Loan, Hàn Quốc, Nhật Bản, Singapore, Anh, Pháp, Mỹ, Đức, Thụy Sĩ..., rất ít được sản xuất từ các cơ sở trong nước. Những công trình nghiên cứu về công nghệ in lưới ở trong nước còn hạn chế, đặt biệt là nghiên cứu sự ảnh hưởng của các thông số in đến chất lượng sản phẩm in.

Bài báo này trình bày ảnh hưởng của các thông số nhiệt độ sấy và thời gian sấy đến độ bền của lớp mực in đối với việc tách khỏi nền. Kết quả nghiên cứu điều chỉnh các thông số in đảm bảo chất lượng sản phẩm in tốt nhất, nâng cao năng suất và chất lượng sản phẩm trong sản xuất hàng loạt.

2. THIẾT BỊ VÀ PHƯƠNG PHÁP THỰC NGHIỆM

2.1. Thiết bị in lưới

Để thực nghiệm ảnh hưởng của nhiệt độ sấy (T, ^oC) và thời gian sấy (t, giây) đến chất lượng sản phẩm in, các mẫu thí nghiệm được thực hiện trên thiết bị in lưới như trên Hình 1.



Hình 1. Thiết bị in lưới

Sản phẩm được gá lên đồ gá, mâm quay đưa sản phẩm vào vị trí in được cố định cụm định vị. Cụm đầu in và cụm gá lưới in được điều khiển hạ xuống, đồng thời mặt lưới in tì lên bề mặt cần in của sản phẩm. Dao gạt mực sẽ gạt mực trên lưới in để thực hiện quá trình in. Sau khi sản phẩm được in xong, sản phẩm được đưa sang băng tải. Sản phẩm được vận chuyển đến vị trí bảo quản, trong quá trình vận chuyển trên băng tải, mực in trên sản phẩm được làm khô bằng hệ thống sấy hồng ngoại. Các thông số công nghệ dùng cho quá trình in được thể hiện trong Bảng 1.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 1. Thông số thực nghiệm

TT	Thông số	Giá trị
1	Bề mặt in	Kim loại, Phi kim
2	Nhiệt độ sấy	125°C, 145°C, 165°C
3	Thời gian sấy	20s, 50s, 80s

2.2. Phương pháp đánh giá chất lượng sản phẩm in

Trong các chỉ tiêu đánh giá chất lượng sản phẩm in thì độ bền của lớp mực in đối với việc tách khỏi nền là chỉ tiêu rất quan trọng, nó đánh giá độ bám và độ bền của sản phẩm. Để đánh giá độ bền của lớp mực in đối với việc bong khỏi nền, sử dụng tiêu chuẩn quốc gia TCVN 2097:2015 sơn và véc-ni – phép thử cắt ô [4].

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả thực nghiệm ảnh hưởng của nhiệt độ sấy (T) và thời gian sấy (t) đến độ bền của lớp mực in

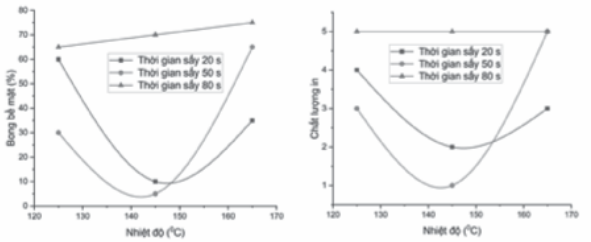
Tiến hành thực nghiệm in các mẫu trên nền PE ở chế độ in có nhiệt độ sấy và thời gian sấy khác nhau và kiểm tra độ bong tróc của sản phẩm in theo TCVN 2097:2015, kết quả thực nghiệm thể hiện trên Bảng 2.

Bảng 2. Kết quả thực nghiệm

TT	Nhiệt độ sấy T (°C)	Thời gian sấy t (s)	Kết quả	Hình ảnh thực nghiệm	Mẫu chuẩn (TCVN)
1	125	20	Mức 4 (60%)		
2	125	50	Mức 3 (30%)		
3	125	80	Mức 5 (65%)		Khác 5 mức còn lại
4	145	20	Mức 2 (10%)		
5	145	50	Mức 1 (5%)		
6	145	80	Mức 5 (70%)		Khác 5 mức còn lại
7	165	20	Mức 3 (35%)		
8	165	50	Mức 5 (65%)		Khác 5 mức còn lại
9	165	80	Mức 5 (75%)		Khác 5 mức còn lại

3.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến độ bền của lớp mực in

Từ kết quả thực nghiệm Bảng 2, xây dựng được biểu đồ ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến độ bền của lớp mực in được thể hiện như trên Hình 2.



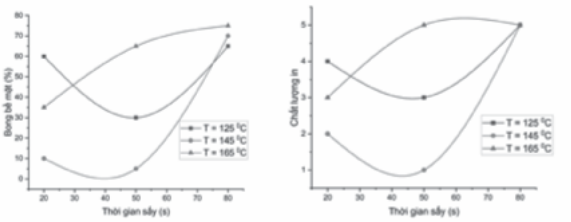
Hình 2. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy đến chất lượng sản phẩm

Từ đồ thị Hình 2 cho thấy: Phần trăm bong bề mặt sản phẩm in giảm 83,33% khi nhiệt độ tăng từ 125^{o}C lên 145^{o}C ở các thời gian sấy là 20s và 50s. Khi nhiệt độ tăng từ 145^{o}C lên 165^{o}C, phần trăm bong bề mặt sản phẩm in tăng 71% ở thời gian sấy là 20s và 92% ở 50s. Khi sấy trong 80 giây, cả ba mức nhiệt độ 125^{o}C, 145^{o}C, 165^{o}C đều cho kết quả độ bền của lớp sơn phủ thấp, mức chất lượng 5. Chất lượng bề mặt in tốt nhất đạt mức 1 tại nhiệt độ sấy 145^{o}C ở thời gian là 50s.

3.2. Ảnh hưởng của thời gian sấy đến độ bền của lớp mực in

Từ kết quả thực nghiệm Bảng 2, xây dựng được biểu đồ ảnh hưởng của thời gian sấy đến độ bền của lớp mực in được thể hiện như trên Hình 3.

Từ đồ thị Hình 3 cho thấy: Phần trăm bong bề mặt sản phẩm in giảm 50% khi thời gian sấy tăng từ 20s lên 50s ở các nhiệt độ sấy là 125^{o}C và 145^{o}C. Khi thời gian tăng từ 50s lên 80s, phần trăm bong bề mặt sản phẩm in tăng 71% ở nhiệt độ sấy là 125^{o}C và 92% ở 145^{o}C; khi thời gian sấy tăng 20-80s ở 165^{o}C đều cho kết quả độ bền của lớp sơn phủ thấp, mức chất lượng 5. Chất lượng bề mặt in tốt nhất đạt mức 1 tại nhiệt độ sấy 145^{o}C ở thời gian là 50s.



Hình 3. Ảnh hưởng của thời gian sấy đến chất lượng sản phẩm

Từ đồ thị trên Hình 2 và Hình 3 cho thấy mức độ ảnh hưởng của nhiệt độ sấy tới chất lượng bề mặt in là lớn hơn thời gian sấy. Chất lượng bề mặt in hay độ bền của lớp in tốt nhất ứng với nhiệt độ sấy 145^{o}C trong thời gian sấy 50 giây sẽ cho độ bền của sản phẩm in lưới tốt nhất đạt mức 1. Tại điểm nhiệt độ sấy 165^{o}C trong thời gian sấy 80 giây sẽ cho độ bền của sản phẩm in là kém nhất.

4. KẾT LUẬN

Bài báo này trình bày các kết quả nghiên cứu ảnh hưởng của nhiệt độ sấy và thời gian sấy đến chất lượng sản phẩm in lưới, cụ thể là phần trăm bong tróc bề mặt sau khi in. Nhiệt độ sấy và thời gian sấy đều ảnh hưởng đến chất lượng in, nhiệt độ sấy ảnh hưởng mạnh hơn so với thời gian sấy. Bằng thực nghiệm, đã xác định được bộ thông số công nghệ tối ưu để chất lượng in tốt là nhiệt độ sấy 145^{o}C và thời gian sấy 50 giây.❖

Ngày nhận bài: **22/3/2023**
Ngày phản biện: **15/4/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Miloš Meseldžija, Nevena Vukić, Tamara Erceg, Natalija Budinski, Zsolt Lavicza, Isaac Lera, Dejan Kojić, *The analysis of the substrate influence on the print quality parameters of screen-printed textile,* VIII International conference of Social and Technological development, November 2019, DOI 10.7251/STED1902362M.

[2]. Olha Hrytsenko, Vitaliy Shvalagin, Galyna Grodziuk, Vasyl Granchak, *Influence of Parameters of Screen Printing on Photoluminescence Properties of Nanophotonic Labels for Smart Packaging,* Hindawi Journal of Nanotechnology Volume 2017, Article ID 7125682, 12 pages, https://doi.org/10.1155/2017/7125682.

[3]. Nemanja Kasikovic, Mladen Stančić, Gojko Vladić, Dragana Grujić, *The influence of heat treatment on the quality of screen printed textile substrates*, Matéria (Rio de Janeiro) 22(1) 2017, DOI:10.1590/S1517-707620170001.0123.

[4]. Tiêu chuẩn Quốc gia TCVN 2097:2015 sơn và vecni – Phép thử cắt ô.

NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ MÁY IN 3D FDM KHỔ RỘNG

RESEARCH, DESIGN LARGE – SIZED 3D PRINTERS

ThS. **Bùi Minh Hoàng**, ThS. **Đoàn Kim Bình**
Trường Đại học Mỏ – Địa chất

TÓM TẮT

Máy in 3D FDM là một trong những dòng máy sử dụng công nghệ in hiện đại được nhiều doanh nghiệp ứng dụng vào quy trình sản xuất và kinh doanh của ngành công nghiệp chế tạo mẫu. Có thể nói, sự xuất hiện của công nghệ máy in 3D FDM đã góp phần giúp ngành công nghệ in 3D FDM được phát triển mạnh mẽ. Dựa trên một số loại máy in 3D hiện có và dựa trên nhu cầu về kích thước in khổ lớn thì tác giả muốn nghiên cứu chế tạo một loại máy in cỡ lớn, về nguyên lý hoạt động thì không đổi (dựa trên nguyên lý đốt chảy sợi nhựa) để thay đổi kích thước vùng in, để in được các chi tiết mẫu có kích thước lớn hơn. Máy in 3D M1000 sẽ có kích thước vùng in lên đến 1000x1000x1000 mm, ứng dụng để in các mẫu lớn như cánh bơm, cánh tua bin, vỏ máy, bệ máy…

Từ khóa: *Máy in 3D; Máy in 3D khổ rộng; FDM.*

ABSTRACT

FDM 3D printer is one of the models using modern printing technology that many businesses apply to the production and business processes of the prototyping industry. It can be said that the appearance of FDM 3D printer technology has contributed to the strong development of the FDM 3D printing industry. Based on a number of existing 3D printers and based on the demand for large-format printing sizes, the author wants to research and manufacture large-sized printer beads, the operating principle is unchanged (based on the principle of combustion filament) to resize the print area, to print larger sample details. The M1000 3D printer will have a print area size of up to 1000x1000x1000 mm, application to print large samples such as pump impeller, turbine blade, machine case, machine base.

Keywords: *FDM 3D printer; Large-sized printer; FDM.*

1. GIỚI THIỆU

Công nghệ in 3D đang là một trong những xu hướng phát triển mới của khoa học và kỹ thuật hiện đại. Hiện nay trên thế giới, công nghệ in 3D đã được ứng dụng trong việc tạo sản phẩm phục vụ đời sống – xã hội. Một số sản phẩm được tạo bằng công nghệ in 3D trong một số lĩnh vực như thiết kế thời trang, linh kiện thay thế, thực phẩm, công nghiệp, xây dựng và y học [1].

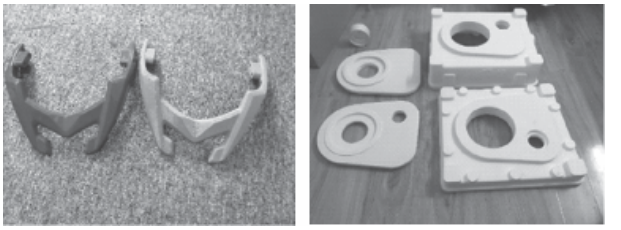
Trong vài năm trở lại đây, với sự phát triển về kinh tế trên toàn thế giới thì công nghệ

in 3D tại Việt Nam mới được chú ý và phát triển mạnh mẽ. Đặc biệt, công nghệ này đã được ứng dụng cả trong thực tiễn với rất nhiều lĩnh vực. Công nghệ in 3D đã tạo ra những chi tiết máy thử nghiệm sản xuất những mô hình công trình thu nhỏ.

Sự cải tiến liên tục đã thúc đẩy giới hạn và mở khóa việc sử dụng công nghệ in 3D trong hàng loạt ứng dụng sản xuất. Các ứng dụng này dự kiến sẽ trở nên phổ biến hơn nữa trong năm đến bảy năm tới. Việt Nam cũng không nằm ngoài xu thế đó. Kinh tế nước ta đang phát triển, công nghiệp chiếm tỷ trọng cao là cơ sở cho sự phát triển của công nghệ in 3D.

Xuất hiện ở Việt Nam từ năm 2003 và chủ yếu được ứng dụng trong nghiên cứu (do chi phí cao), đến nay, công nghệ này đã có mặt ở khá nhiều lĩnh vực như y khoa, kiến trúc, mỹ nghệ, thời trang, cơ khí, giáo dục... [1].

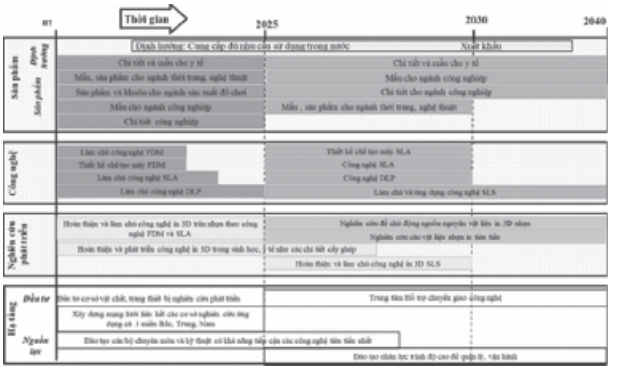
Những phân tích ở trên cho thấy, tiềm năng ứng dụng in 3D trong một số lĩnh vực sản xuất trong nước là khá cao. Sự hình thành và xuất hiện của các tổ hợp công nghiệp công nghệ cao chính là cơ sở cho sự phát triển của công nghệ in 3D trong nước. Một vài năm trở lại đây, các tổ hợp sản xuất ô tô của Trường Hải Thaco, tổ hợp sản xuất ô tô Vinfast, tổ hợp công nghiệp điện tử Samsung Việt Nam, Công ty TNHH Linh kiện nhựa ô tô Vinfast – An Phát (VAPA), các công ty giày dép thời trang và các doanh nghiệp lớn trong ngành nhựa đã từng bước hiện đại hoá, chuyển mình để gia nhập chuỗi cung ứng các sản phẩm nhựa kỹ thuật. Hầu hết, các công ty này đang có định hướng ứng dụng in 3D trong sản xuất. Các loại nhựa kỹ thuật ứng dụng công nghệ in 3D để sản xuất linh kiện ô tô, xe máy, điện tử như ABS, PC, POM, PA…



Hình 1. Mô hình mẫu in 3D FDM

Các nghiên cứu, ứng dụng công nghệ in 3D trong in ấn, sản xuất sản phẩm ở nước ta trong gần 2 thập kỷ qua đã bước đầu đạt những kết quả nhất định. Nó thể hiện rằng, Việt Nam đã nắm bắt, làm chủ được một số công nghệ in 3D như FDM, SLA và DLP. Trên cơ sở đó, bản đồ công nghệ in 3D ở Việt Nam đã được xây dựng như hình 2 [1].

Các kết quả về nghiên cứu thiết kế chế tạo máy in 3D được đề cập ở trên đã đạt được các kết quả bước đầu về giải pháp công nghệ như ứng dụng công nghệ in FDM, DLP. Kế thừa các kết quả nghiên cứu của các nhóm nghiên cứu được trình bày ở trên, tác giả đề xuất thiết kế và chế tạo máy in 3D FDM khổ rộng, kích thước 1000*1000*1000 (mm) và chú trọng tới vấn đề chất lượng sản phẩm in, kích thước vật mẫu in, trong đó giải quyết được các vấn đề tồn tại có ảnh hưởng đến chất lượng in như sự tối ưu về chế độ in, kích thước mẫu in. Bài báo trình bày phương pháp thiết kế và chế tạo máy in 3D FDM khổ rộng 1000*1000*1000 (mm).



Hình 2. Bản đồ công nghệ in 3D ở Việt Nam

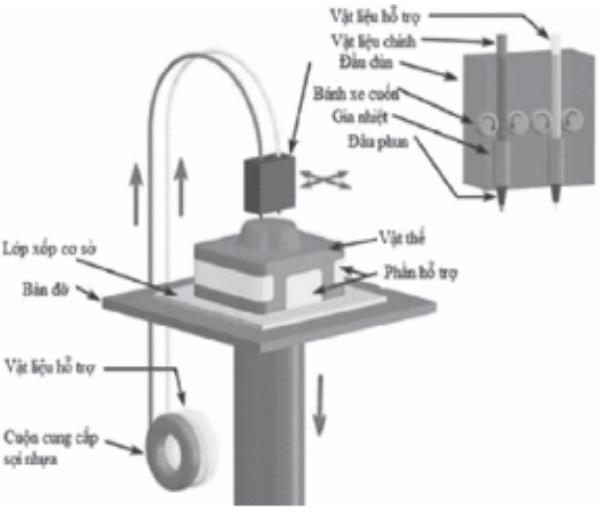
2. THIẾT KẾ, CHẾ TẠO MÁY IN 3D FDM KHỔ RỘNG, KÍCH THƯỚC 1000x1000x1000 (MM)

2.1. Nguyên lý hoạt động máy in 3D FDM

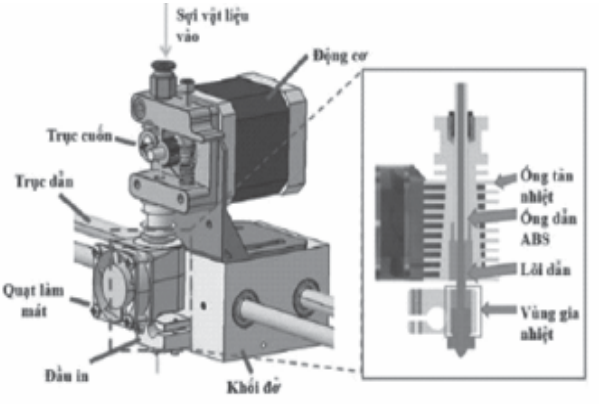
Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu, thiết kế và chế tạo hệ thống máy in 3D khổ rộng. Hệ thống này bao gồm một cơ chế chuyển động qua lại 3 trục, bộ điều chỉnh nhiệt độ đùn và tự động bộ điều khiển. Một số giải pháp đề xuất nhằm tăng tính đồng nhất, độ chính xác cao cho số lượng in lớn như thiết kế trình điều khiển và thuật toán điều khiển phù hợp, tăng độ cứng được áp dụng. Máy có các tính năng kỹ thuật sau: Công nghệ in FDM; Chất liệu nhựa PLA, ABS; Kích thước in 1000(X) x 1000 (Y) x 1000 (Z) mm; Độ phân giải trục: X, Y, Z: 5, 10, 1 ô tương ứng; In tốc độ 75 mm/s; Chiều cao lớp in là 0,1-0,4 mm; Tệp in: tệp Gcode, STL; Bộ đầu in: 0,4, 0,6, 0,8, 1,0, 1,2 (mm); Kết nối máy in 3D và dữ liệu: SD, USB, Wifi, Internet; Phần mềm: Marlin.

Quy trình in FDM được thể hiện trên hình 3. Tạo mẫu theo công nghệ FDM làm việc theo nguyên lý là đầu phun di chuyển theo hai hướng X-Y phun từng lớp để tạo thành một đối tượng rắn trên tấm đế. Tấm đế được duy trì ở nhiệt độ thấp hơn, để cho nhựa nhiệt dẻo hóa cứng nhanh. Sau đó, tấm đế hạ xuống, đầu phun tạo lớp thứ hai nằm trên lớp thứ nhất. Cứ thế, quá trình lặp lại cho đến khi hoàn thiện sản phẩm. Cấu tạo đầu máy in 3D FDM được thể hiện như hình 4.

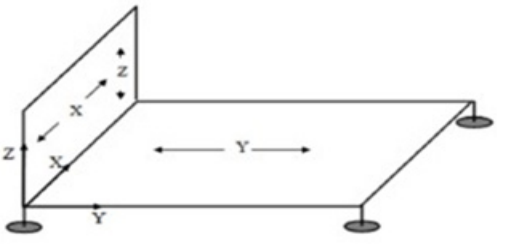
Nguyên tắc chuyển động chung của máy in 3D được thể hiện ở hình 5 [2].



Hình 3. Phương pháp in FDM (Fused Deposition Modelling)



Hình 4. Cấu tạo đầu in 3D FDM



Hình 5. Nguyên tắc chuyển động của máy in 3D FDM

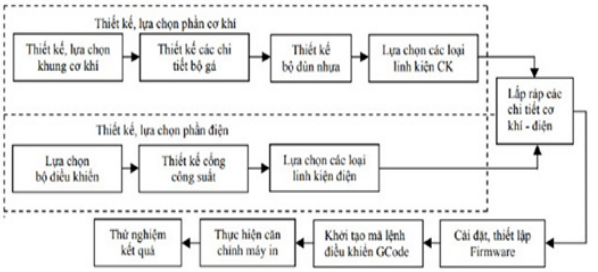
Máy in 3D có nguyên tắc chuyển động của một máy gia công CNC 3 trục thông thường, các chuyển động của máy như sau:

- Chuyển động trục X mang theo đầu phun nhựa di chuyển tịnh tiến theo chiều ngang của máy, chuyển động này đảm bảo kích thước theo chiều rộng của chi tiết gia công;

- Chuyển động trục Y đảm bảo cho đầu phun chuyển động tịnh tiến dọc theo máy, chuyển động này đảm bảo kích thước theo chiều dài của chi tiết gia công;

- Chuyển động theo trục Z là chuyển động tịnh tiến, lên xuống của đầu phun nhựa, chuyển động này đảm bảo kích thước theo chiều cao của chi tiết gia công.

Máy in 3D theo công nghệ FDM được thực hiện theo sơ đồ thiết kế theo quy trình sau [3]:



Hình 6. Sơ đồ thiết kế theo công nghệ FDM

2.2. Lựa chọn một số kết cấu máy in 3D FDM

a. Cụm truyền động XY:

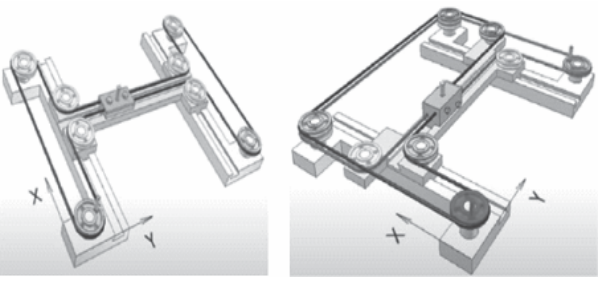
- Các trục X, Y có thể lựa chọn một trong các hệ truyền động đai như Hình 4.

- Phương trình truyền động của cơ cấu:

$$\Delta x = r/2(\alpha_{p1} - \alpha_{p2}) \quad (1.1)$$

$$\Delta y = r/2(\alpha_{p1} - \alpha_{p2}) \quad (1.2)$$

Với: r là bán kính puly gắn với động cơ (mm); α_{p1}, α_{p2} là góc xoay của động cơ thứ nhất và động cơ thứ hai (độ).

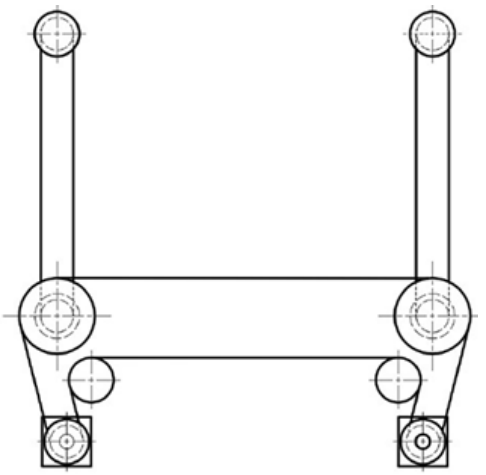


Hình 7. Kết cấu truyền động trục XY

b. Cụm truyền động Z:

Trục Z là trục ít di chuyển nhất trong quá trình làm việc. Tuy nhiên, trục Z ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm rất lớn vì liên quan đến thông số chiều dày một lớp in, thông số này ảnh hưởng đến độ bóng cũng như dung sai kích thước về chiều cao của chi tiết. Thông thường đối với trục Z, ta có thể sử dụng truyền động vít me – đai ốc, vít me – đai ốc bi, truyền động đai. Truyền động vít me – đai ốc bi được sử dụng trên trục Z do truyền động có hiệu suất cao, ít gây ra hiện tượng trượt, vận hành êm, tuy nhiên khi xảy ra sự cố hỏng hóc phải tháo ra thay mới. Truyền động đai có ưu điểm là kết cấu nhỏ gọn, hoạt động êm, dễ thiết kế.

Hình 8 thể hiện kết cấu trục Z của máy. Trục Z có chức năng di chuyển đầu in tịnh tiến theo phương thẳng đứng, vì bàn in cố định, trục Z di chuyển lên xuống nên sử dụng truyền động đai là hợp lý. Tuy nhiên, để an toàn nên cần thiết kế thêm bộ truyền đai với đầu ra có số vòng quay nhỏ hơn đầu vào để giảm được công suất từ động cơ đến hệ thống đai treo khung XY [4].



Hình 8. Cơ cấu trục Z máy in 3D

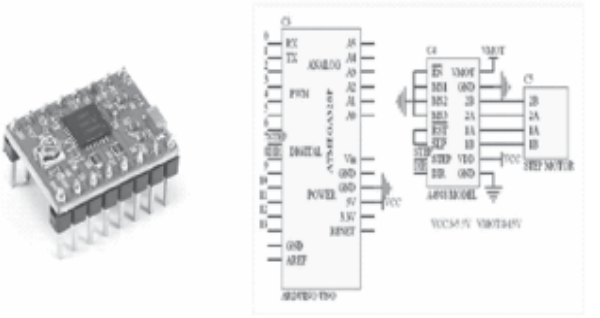
3. MỘT SỐ GIẢI PHÁP NÂNG CAO CHẤT LƯỢNG SẢN PHẨM TRONG MÁY IN 3D FDM KHỔ RỘNG 1000x1000x1000 (MM)

3.1. Đảm bảo độ cứng vững và cân bằng cho khung máy in

Trục X và Y và bàn in di chuyển dọc theo chiều dọc trục Z để tạo sản phẩm in 3D. Với điều kiện vật liệu PLA hiện tại, có thể chọn bàn in vừa nhẹ, vừa phẳng, vừa đẹp sự cứng nhắc. Khi bộ phận cơ khí không ổn định, máy đùn rung và có thể tạo ra dây tóc, các lỗi xuất hiện gần giống như chuyển động mờ xung quanh mép hoặc các chi tiết đặc biệt, làm giảm chất lượng in. Các khung máy in 3D cần được thiết kế với độ bền cao độ cứng giúp máy không bị rung lắc khi vận hành in 3D. Khung máy có thể được làm từ các thanh thép hàn hoặc inox 302. Đối với máy in đang nghiên cứu, tác giả sử dụng khung thép tấm 1,5mm. Các khớp nối phải có độ cứng và chống sốc tốt, có khả năng chống lại để giảm thiểu khả năng sai sót trong gia công. Khi đó, các hệ thống trục XY ta có thể sử dụng ray trượt vuông để tăng sự cứng vững, giảm rung lắc. Cụm di chuyển trục Z ta sử dụng bộ truyền vít-me 4 góc máy in kết hợp trục dẫn hướng. Đối với máy in khổ 1000x1000x1000, tác giả sử dụng 4 bộ vít-me 10 bước 5 (1005) kết hợp với 4 trục dẫn hướng đường kính 20mm ở bốn góc, từ đó tạo lực đồng đều.

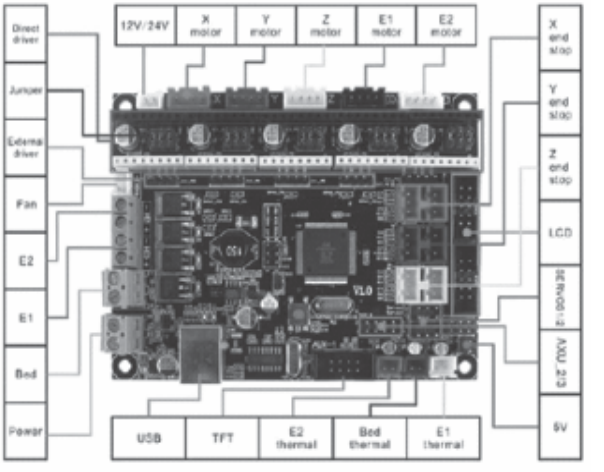
3.2. Tối ưu hoá bộ điều khiển máy in

Đối với dòng máy khổ rộng, tác giả sử dụng A4988, là driver điều khiển động cơ bước nhỏ gọn, hỗ trợ nhiều chế độ làm việc, điều chỉnh được dòng ra cho động cơ, tự động ngắt điện khi quá nóng. A4988 hỗ trợ nhiều chế độ hoạt động của động cơ bước lưỡng cực [3].



Hình 9. Mạch driver A4988

Tác giả sử dụng mạch MKS Gen L V1.0 là mạch điều khiển cho máy in 3D thiết kế. Mạch sử dụng chip xử lý Atmega 2560 và có đủ ngõ ra cho các phụ kiện máy in 3D.



Hình 10. Sơ đồ chân mạch MKS Gen L V1.0

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

3.3. Tối ưu hoá sai số định vị đầu đùn máy in 3D

Việc sử dụng encoder – thước quang để nhận dữ liệu định vị gửi đến bộ điều khiển cho phép đạt được độ chính xác định vị cao. Tuy nhiên, giải pháp này là chưa kinh tế. Trong hầu hết 3D máy in, động cơ bước được sử dụng, cho phép kiểm soát chính xác vị trí đầu đùn. Tác giả chọn động cơ bước dẫn động trục Z. Các động cơ dẫn động trục X-Y là động cơ AC servo.

3.4. Tối ưu hóa tốc độ và điều khiển nhiệt tự động cho đầu đùn máy in

Để tối ưu hoá tốc độ, đầu đùn được điều khiển bám theo tốc độ di chuyển của đầu in, sự chuyển động tương đối giúp lượng nhựa được đùn ra đều, ko gây hiện tượng thừa thiếu nhựa. Ngoài ra, tối ưu nhiệt độ đầu in để giúp cho giảm sự chảy nhựa (nhiệt quá cao) hoặc nhựa không thể ra (nhiệt thấp không đủ chảy).

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở nghiên cứu về máy in 3D khổ rộng, tác giả đã tiến hành chế tạo thử mẫu máy có kích thước 1000x1000x1000 (mm). Sản phẩm bước đầu cho phép tạo ra các mẫu in lớn, tốc độ in nhanh hơn. Tác giả tiếp tục công tác nghiên cứu, để cải tiến, nâng cao chất lượng của sản phẩm.❖

Ngày nhận bài: **08/6/2023**
Ngày phản biện: **29/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Trần Ngọc Hiền, Trần Ngọc Tú; "*Tích hợp kỹ thuật thiết kế ngược và công nghệ tạo mẫu nhanh trong chế tạo cơ khí*", Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Đại học Đà Nẵng, 2012.
[2]. Gideon N. Levy, Ralf Schindel, J.P. Kruth; "*Rapid manufacturing and rapid tooling with layer manufacturing (LM) technologies, state of the art and future perspectives*", CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2003.
[3]. http://www.3dsystems.com
[4]. http://www.materialstoday.com

PHƯƠNG PHÁP GIA CÔNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG BẰNG KỸ THUẬT CAD/CAM

METHODS OF MANUFACTURING BEVEL GEAR BY USING CAD/CAM TECHNOLOGY

Phạm Đức Thiên
Khoa Cơ – Điện, Trường Đại học Mỏ – Địa chất

TÓM TẮT

Trên cơ sở của công nghệ CAD/CAM và các phép biến đổi phép toán học, bài báo đã trình bày phương pháp xây dựng mô hình toán học bề mặt bánh răng côn răng thẳng. Từ cơ sở đó, việc thiết lập đường chạy dao, mô phỏng quá trình gia công bánh răng côn được hỗ trợ từ các phần mềm CAD/CAM. Kết quả thực nghiệm khi gia công bánh răng côn trên máy CNC cho thấy độ chính xác đạt được cấp 5 theo TCVN và sai lệch biên dạng răng cũng như bước răng nằm trong giới hạn cho phép.

Từ khóa: *Bánh răng côn; CAD; CAE.*

ABSTRACT

On the basis of CAD/CAM technology and mathematical transformations, this paper presents a method to build a mathematical model of bevel gear. From that basis, the toolpath is generated. The simulation of the bevel gear machining process is supported by CAD/CAM software. Experimental results when machining bevel gears on CNC machines show that the accuracy is achieved at level 5 according to TCVN and the deviation of tooth profile as well as tooth pitch is within the allowable limit.

Keywords: *Bevel gear; CAD; CAM.*

1. MỞ ĐẦU

Việc gia công bánh răng chúng ta phải đầu tư máy móc và thiết bị chuyên dùng nên nếu không sử dụng hết công suất sẽ gây ra lãng phí, dẫn tới giá thành sản phẩm cao. Do đó, người ta chỉ đầu tư chúng để gia công các bánh răng phổ biến, tức là bánh răng có modul nhỏ và trung bình. Đối với các bánh răng phi tiêu chuẩn, bánh răng lớn, hoặc bánh răng dùng trong các thiết bị đặc biệt thì việc thiết kế, chế tạo gặp nhiều khó khăn do thiếu về trang bị máy móc chuyên dùng trong khi thực tế là đa phần các phân xưởng đều được trang bị máy CNC (Computer Numercial Control). Vấn đề là làm thế nào để tận dụng được máy CNC để có thể đáp ứng được yêu cầu chế tạo bánh răng. Một số nghiên cứu đã đưa ra được các phương pháp khác nhau khi gia công bánh răng côn trên các máy CNC. Nhóm tác giả [1] đã mô phỏng

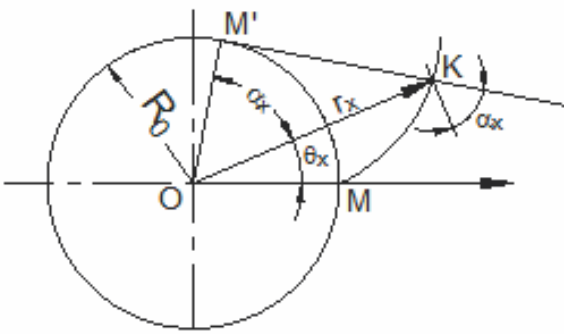
gia công bánh răng côn trên máy tính, sau đó tiến hành gia công thực nghiệm trên máy phay CNC 3 trục. Nhóm tác giả Lê Cung, Bùi Minh Hiền [2] đã đưa ra phương pháp thiết lập đường chạy dao khi gia công bánh răng trên máy phay CNC. Nhóm tác giả Lê Cung, Lê Phước Hoàng [3] đưa ra kết quả quá trình tạo phôi bánh răng côn bằng phương pháp dập thể tích, áp dụng trong gia công bánh răng côn. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tập trung thiết lập mô hình toán học để xây dựng bề mặt bánh răng côn răng thẳng, từ đó tiến hành xây dựng đường chạy dao khi gia công trên máy phay CNC. Đây là bước quan trọng trong việc gia công bánh răng côn trên máy phay CNC.

2. CƠ SỞ PHƯƠNG PHÁP GIA CÔNG BÁNH RĂNG CÔN TRÊN MÁY CNC

2.1. Xây dựng bề mặt bánh răng côn răng thẳng biên dạng thân khai

Theo [4] thì cho đường thẳng Δ lăn không trượt trên đường tròn R_0, điểm M trên sẽ tạo ra đường thân khai (Hình 1). Phương trình đường thân khai trong hệ tọa độ cực:

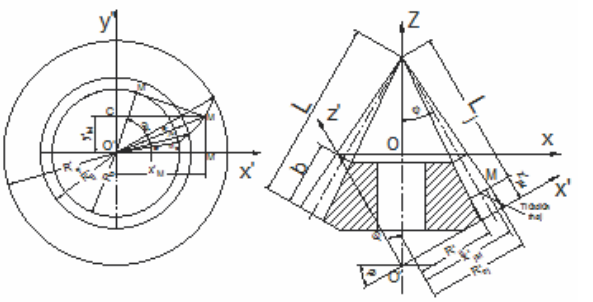
$$\begin{cases} r_x = \dfrac{r_b}{\cos\alpha_x} \\ \theta_x = tg\alpha_x - \alpha_x = inv(\alpha_x) \end{cases} \quad (1)$$



Hình 1. Hệ tọa độ đường thân khai

Nếu cắt bánh răng bằng một tiết diện vuông góc với đường răng thì giao tuyến thu được là đường thân khai. Bánh răng côn thẳng có tiết diện thay đổi giảm dần từ mặt mút lớn đến mặt mút nhỏ, do vậy modul bánh răng cũng thay đổi theo các tiết diện bánh răng. Ta cắt bánh răng theo mặt côn phụ lớn thì ta được một bánh răng trụ tương đương.

Để xây dựng phương trình bề mặt thân khai cho bánh răng côn, ta xây dựng phương trình đường thân khai cho một tiết diện j trong hệ tọa độ vuông góc với đường răng, sau đó sử dụng phép quay tọa độ để đưa phương trình về hệ tọa độ của bánh răng. Xét trong hệ tọa độ o'x'y'z' (Hình 2).



Hình 2. Sơ đồ thiết lập bề mặt bánh răng

Lấy một điểm M bất kỳ trên đường thân khai, tọa độ điểm M trong hệ tọa độ o'x'y'z'. Nó được xác định theo phương trình (2).

$$\begin{cases} x'_{jM} = R'_{jM}.\cos(\theta_x) = R'_{jM}.\cos(inv\alpha_x) \\ y'_{jM} = R'_{jM}.\sin(\theta_x) = R'_{jM}.\sin(inv\alpha_x) \\ z'_{jM} = L - L_j \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: $inv\alpha_x = tan\alpha_x - \alpha_x$

và $R'_{ij} \le R'_{jM} \le R'_{ej}$, với $\alpha_{\min} \le \alpha_x \le \alpha_{\max}$.

Chuyển hệ tọa độ o'x'y'z' sang hệ tọa độ oxyz bằng cách quay hệ tọa độ o'x'y'z' quanh trục oy một góc đúng bằng góc côn φ, ☞

sau đó tịnh tiến một đoạn OO' để đưa gốc O' về O. Tọa độ điểm M trong hệ tọa độ oxyz là:

$$\begin{bmatrix} x_{jM} \\ y_{jM} \\ z_{jM} \end{bmatrix} = R_y(\varphi).T(0,0,OO').\begin{bmatrix} x'_{jM} \\ y'_{jM} \\ z'_{jM} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & OO' \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} x'_{jM} \\ y'_{jM} \\ z'_{jM} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Trong đó:

$$OO' = \frac{m_e.(R_e - b\sin\phi)}{R_e}.\cos\phi + (\mathrm{Re} - b\sin\phi)\tan\phi + b\cos\phi \quad (4)$$

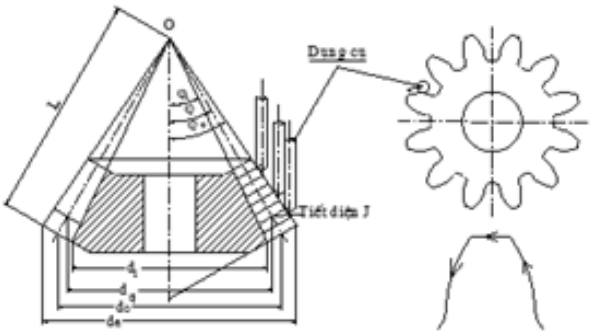
Với R_e là bán kính vòng đỉnh bánh răng. Để thiết lập phương trình cho biên dạng răng bên trái, ta tiến hành quanh hệ tọa độ một góc với Z là số răng bánh răng cần thiết kế. Phương trình bề mặt răng bên trái của răng bánh răng được xác định như sau:

$$\begin{bmatrix} x_{jM} \\ y_{jM} \\ z_{jM} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & O' \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} \cos\mu & -\sin\mu & 0 \\ \sin\mu & \cos\mu & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} x'_M \\ y'_M \\ z'_M \end{bmatrix} \quad (5)$$

2.2. Xây dựng đường chạy dao cho bánh răng côn răng thẳng biên dạng thân khai

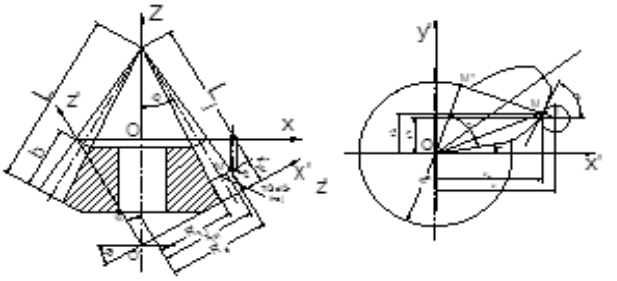
Khi gia công bánh răng thân khai, ta sử dụng đường chạy dao bám theo bề mặt thân khai, cho dao chạy theo biên dạng của đường thân khai (Hình 3).

Bánh răng côn được coi tương đương với bánh răng trụ có bán kính bằng chiều dài côn L [5]. Ta chi bánh răng theo các tiết diện vuông góc với đường răng thì ta sẽ có các bánh trụ răng thẳng tương đương có bán kính $R_i = L_i$. Chọn dụng cụ gia công bánh răng là dao phay đầu cầu (ball mill) có đường kính R_{dc} để gia công bánh răng. Phương trình chạy dao ở tiết diện thứ j trong hệ tọa độ o'x'y'z' trong tiết diện j (Hình 4).



Hình 3. Đường chạy dao

$$\begin{cases} x'_{jI} = R'_{jM}.\cos(inv\alpha_x) + R_{dc}.\sin\alpha_x \\ y'_{jI} = R'_{jM}.\sin(inv\alpha_x) - R_{dc}.\cos\alpha_x \\ Z'_{jI} = L - L_j \end{cases} \quad (6)$$



Hình 4. Sơ đồ tính đường chạy dao

Tọa độ điểm I trong hệ tọa độ oxyz, cũng là phương trình đường chạy dao.

$$\begin{bmatrix} x_{jI} \\ y_{jI} \\ z_{jI} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & OO' \end{bmatrix}.\begin{bmatrix} x'_{jI} \\ y'_{jI} \\ z'_{jI} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Tham số OO' tính như phương trình (4).

Để thiết lập phương trình cho biên dạng răng bên trái, ta tiến hành quanh hệ tọa độ một

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

góc $\mu = \frac{2\pi}{Z}$ với Z là số răng bánh răng cần thiết kế. Phương trình đường chạy dao trái được xác định như sau:

$$\begin{bmatrix} x_{it} \\ y_{it} \\ z_{it} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & OO' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\mu & -\sin\mu & 0 \\ \sin\mu & \cos\mu & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x'_{it} \\ y'_{it} \\ z'_{it} \end{bmatrix} \quad (8)$$

2.3. Mô phỏng quá trình gia công bánh răng côn răng thẳng

Trong nghiên cứu này, phần mềm MASTERCAM [6] để mô phỏng quá trình gia công của bánh răng côn răng thẳng với thông số m = 10, số răng Z = 12. Quá trình mô phỏng được thực hiện qua các bước:

Bước 1: Thiết lập phôi, đường kính phôi xác định dựa trên đường kính ngoài lớn nhất của bánh răng côn có tính đến lượng dư gia công.

Bước 2: Chọn dụng cụ cắt, nếu chúng ta sử dụng phương pháp gia công trên máy CNC thì ta sử dụng con dao phay đầu cầu (Ball Mill) để gia công bánh răng.

Bước 3: Thiết lập đường chạy dao cho gia công thô bánh răng.

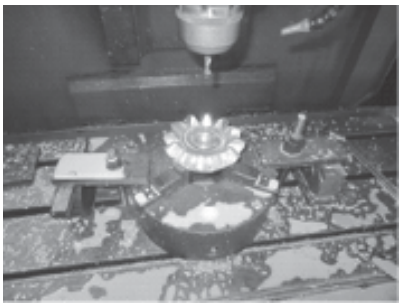
Bước 4: Chọn chế độ cắt dựa trên cơ sở tính toán chế độ cắt trên máy cắt CNC.

Bước 5: Chọn các thông số khác như mặt phẳng lùi dao, mặt phẳng cắt, chế độ bôi trơn,…

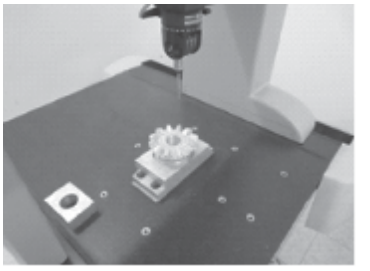
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Quá trình mô phỏng gia công được thực hiện từng bước như mục 2.3 và thu file NC.

Kết thúc quá trình mô phỏng, tập NC gia công sẽ được hình thành và nhập vào máy CNC thông qua bộ đọc dữ liệu. Chế độ công nghệ gia công đã thiết lập trong tập NC [7].



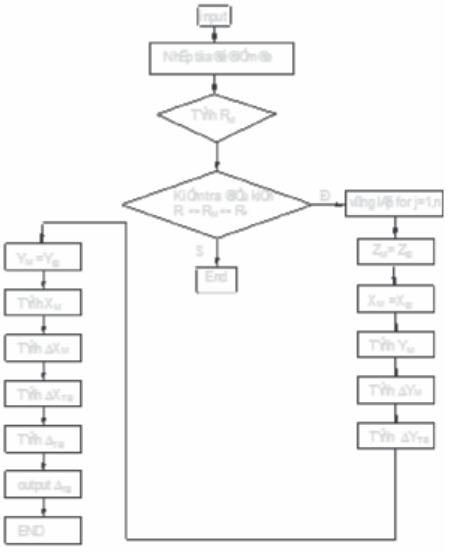
Hình 5. Quá trình gia công



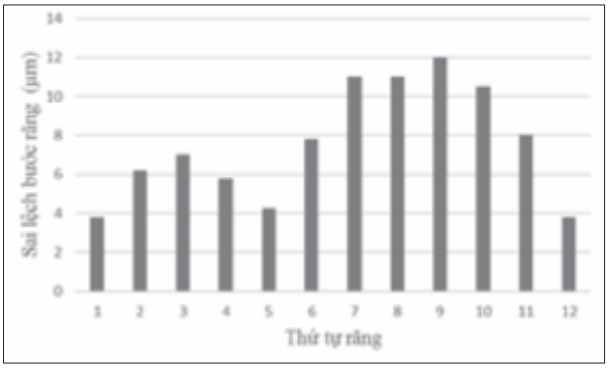
Hình 6. Đo kiểm trên máy đo tọa độ CMM

Việc đo kiểm biên dạng răng được tiến hành đo kiểm bằng phương pháp CMM.

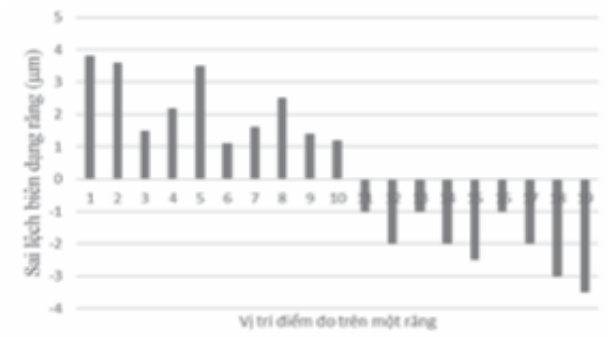
Dữ liệu điểm sau từ máy đo tọa độ và được kiểm tra bằng thuật toán như hình 9.



Hình 7. Thuật toán kiểm tra



Hình 8. Kết quả sai lệch bước răng



Hình 9. Sai lệch biên dạng răng

Phân tích số liệu đo được trên máy CNC, thì bánh răng gia công trên máy phay CNC đạt cấp chính xác 5 theo TCVN. Sai lệch bước răng nhỏ hơn 0.2% (Hình 8) và sai lệch biên dạng răng nhỏ hơn 0.1 % (Hình 9). Kết quả này cho thấy việc gia công bánh răng côn trên máy phay CNC đáp ứng được yêu cầu của thực tế sử dụng.

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở ứng dụng CAD/CAM, nghiên cứu này đã xây dựng được mô hình toán học bề mặt bánh răng côn răng thẳng biên dạng thân khai dựa trên cơ sở của phương trình hình học và các phép biến đổi hình học phẳng và không gian. Từ đó, đường chạy dao để gia công bánh răng côn răng thẳng trên cơ sở mô hình toán học đã được thiết lập. Bài báo đưa ra các bước mô phỏng gia công bánh răng thực hiện trên phần mềm CAM và đã thử nghiệm gia công trên máy CNC. Kết quả kiểm tra biên dạng răng bằng phương pháp đo tọa độ CMM cho thấy, bánh răng gia công đạt cấp chính xác 5 và đáp ứng được yêu cầu kỹ thuật về độ chính xác chế tạo răng bánh răng.❖

Ngày nhận bài: **25/5/2023**
Ngày phản biện: **12/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. P. V. P., Lưu Phước Bình; "*Mô phỏng gia công bánh răng côn trên máy tính*". Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng, vol. 1, 2008.
[2]. B. M. H., Lê Cung; "*Phương pháp thiết lập đường chạy dao gia công cho máy phay CNC ba trục*", Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng, vol. 2, 2009.
[3]. L. P. H., Lê Cung; "*Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến lực dập và khả năng điền đầy khuôn khi dập phôi bánh răng nón*", Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng, vol. 5, 2009.
[4]. T. K. L., Đinh Gia Tường; "*Nguyên lý máy*", NXB. Khoa học Kỹ thuật.
[5]. N. T. Hiệp; "*Chi tiết máy*", NXB. Giáo dục, 1999.
[6]. www.mastercam.com.
[7]. T. V. Địch; "*Công nghệ gia công CNC*", NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2003.

GIẢI PHÁP TẠO TẢI TRONG THIẾT BỊ THỰC NGHIỆM KHẢO SÁT GIẢM RUNG ĐỘNG CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG BẰNG HẠT GIẢM CHẤN

A SOLUTION FOR CREATING THE SIMULATION IN THE EXPERIMENTAL DEVICE FOR INVESTIGATE THE VIBRATION REDUCTION OF GEAR TRANSMISSION BY USING DAMPING PARTICLES

Trần Thị Thanh Hải
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Bài báo đưa ra giải pháp tạo tải cho bộ truyền bánh răng trong thiết bị thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của hạt giảm chấn đến sự giảm rung động của bộ truyền bánh răng. Tải mô phỏng dạng mô-men cản được đặt ở đầu ra trục bị động của bộ truyền bánh răng. Bộ tạo tải gồm một động cơ AC servo MDMA125P1G và driver Panasonic MDDHVT5540 vận hành ở chế độ mô-men. Động cơ dẫn động và bộ tạo tải được vận hành bởi hệ thống điều khiển sử dụng bộ điều khiển lập trình PLC Delta DPS-100S-24.

Từ khóa: *Bộ truyền bánh răng; Mô-men cản; Động cơ servo; PLC.*

ABSTRACT

This paper presents a solution for creating the simulation of the gear transmission in the experimental device to investigate the effect damping particles on the vibration reduction of gear transmission. A simulated resistive torque load is applied to the gear transmission's driven shaft output. The load generator consists of an MDMA125P1G AC servo motor and a Panasonic MDDHVT5540 driver operating in torque mode. The drive motor and load generator are operated by a control system using a Delta DPS-100S-24 PLC programmable controller.

Keywords: *Gear transmission; Resistive torque; Servo motor; PLC.*

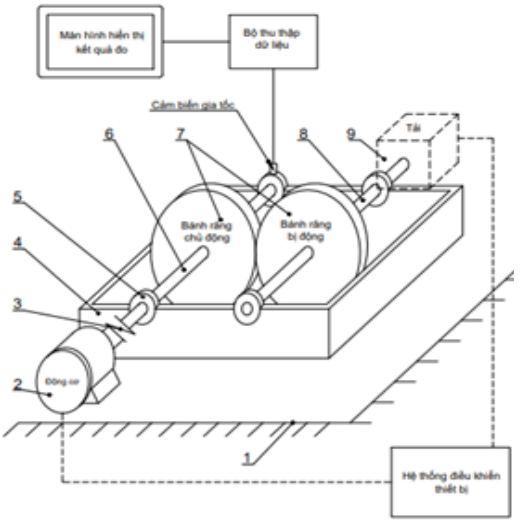
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Bộ truyền bánh răng là truyền động cơ khí được sử dụng rất rộng rãi trong máy móc thiết bị nói chung và các thiết bị cơ khí trong công nghiệp nói riêng. Nhưng sự rung động bộ truyền bánh răng là nhược điểm có ảnh hưởng đến khả năng làm việc tối ưu của thiết bị. Việc nghiên cứu giảm rung động của bộ truyền bánh răng luôn nhận được sự quan tâm của người sử dụng thiết bị và các nhà sản xuất. Các nghiên cứu thực nghiệm và nghiên cứu mô phỏng giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng hạt giảm chấn là một trong các giải pháp để hạn chế rung động của bộ truyền bánh răng [1], [2], [3], [4]. ☞

Bài báo đưa ra giải pháp tạo tải cho bộ truyền bánh răng trong một thiết bị thực nghiệm khảo sát ảnh hưởng của hạt giảm chấn đến sự giảm rung động của bộ truyền bánh răng.

2. THIẾT BỊ THỰC NGHIỆM

Hệ thống thực nghiệm nghiên cứu có cấu tạo như như Hình 1. Bộ truyền bánh răng (7) gồm bánh răng chủ động và bánh răng bị động được lắp trên hai trục chủ động (6) và trục bị động (8). Hai trục của các bánh răng được đặt trên hộp bánh răng (4) thông qua bốn ổ lăn, trong đó có ổ lăn thứ nhất (5) lắp trên trục chủ động. Động cơ (2) có công suất 1,5 KW hoặc 5,5 KW dẫn động cho hệ bánh răng thông qua khớp nối (3) hoặc bộ truyền đai. Tải của bộ truyền bánh răng (9) được tạo bởi bộ tạo tải sử dụng động cơ servo với mô-men cản được đặt ở đầu ra trục bị động của bộ truyền bánh răng. Toàn bộ các cụm hộp bánh răng, động cơ dẫn động và động cơ servo được đặt trên bàn máy (1). Hệ thống điều khiển thiết bị bao gồm điều khiển động cơ servo của bộ tạo tải và điều khiển tốc độ động cơ dẫn động. Rung động của bộ truyền bánh răng được đánh giá thông qua cảm biến gia tốc đặt tại các ổ lăn [5].

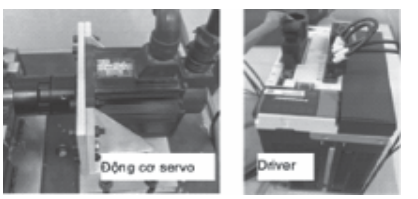


Hình 1. Sơ đồ nguyên lý thiết bị thực nghiệm

3. XÂY DỰNG HỆ THỐNG TẠO TẢI CHO BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Điều khiển động cơ AC servo MDMA125P1G vận hành ở chế độ mô-men để tạo mô-men cản cho bộ truyền bánh răng nghiên cứu. Một driver Panasonic MDDHVT5540 có nhiệm vụ cấp xung cho động cơ Servo hoạt động ở chế độ làm việc khác nhau. Chế độ điều khiển mô-men có nghĩa là động cơ AC Servo sẽ tạo ra một lực không đổi phụ thuộc vào thông số yêu cầu sử dụng. Biến tần ABB-ACS355 cho phép điều chỉnh tốc độ quay của động cơ. Động cơ dẫn động cho bộ truyền bánh răng và động cơ servo được vận hành bởi hệ thống điều khiển sử dụng bộ điều khiển lập trình PLC Delta DPS-100S-24. Bộ điều khiển servo có nhiệm vụ nhận tín hiệu lệnh điều khiển (xung) từ PLC và truyền lệnh đến động cơ servo để điều khiển động cơ servo hoạt động theo lệnh, đồng thời nhận tín hiệu phản hồi liên tục về vị trí và tốc độ hiện tại của động cơ servo từ encoder. Từ tín hiệu phản hồi về, bộ điều khiển servo sẽ so sánh với tín hiệu lệnh và đưa ra điều chỉnh phù hợp, đảm bảo động cơ servo hoạt động đúng theo yêu cầu. Hình 2 là sơ đồ nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển thiết bị. Hình 3 và Hình 4 là động cơ servo, driver và PLC hệ thống tạo tải.

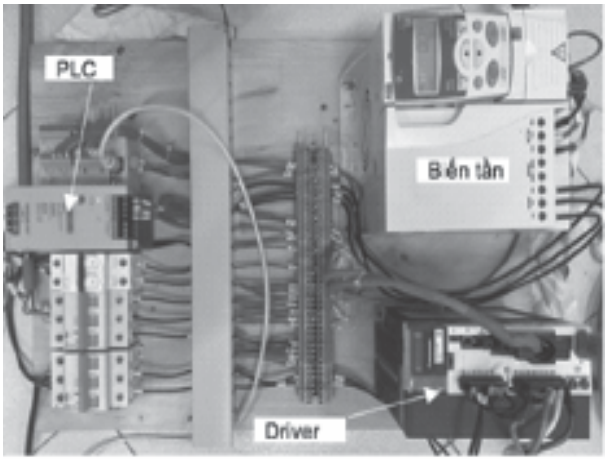
Hình 2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển



Hình 3. Động cơ servo và Driver

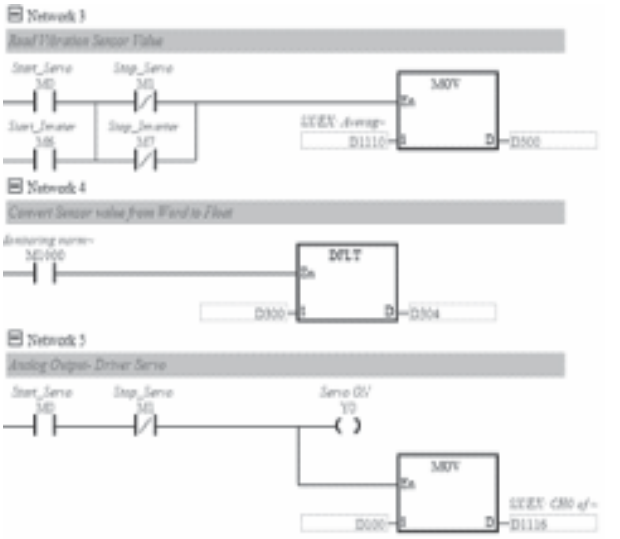
Hình 4. PLC Delta

Kết nối các phần tử của hệ thống điều khiển theo nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển nhận được hệ thống điều khiển thực như Hình 5.



Hình 5. Nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển

PLC sẽ giữ vai trò điều khiển toàn bộ thiết bị trong hệ thống. Chương trình lập trình điều khiển PLC sử dụng ngôn ngữ lập trình lược đồ hình thang Ladder. Để quá trình thao tác vận vận hành thiết bị thuận tiện và dễ thực hiện, chương trình điều khiển cần có giao diện phù hợp để thao tác trực tiếp trên giao diện màn hình máy khi tính thay đổi các thông số về tốc độ động cơ và mô-men tải. Chương trình PLC được lập trình trên phần mềm ISP Soft, phần mềm Kepware V6 lưu các biến nhớ điều khiển các khối lệnh trong chương trình PLC, phần mềm Visual Studio cho phép lựa chọn giao diện chính cho thiết bị theo yêu cầu vận hành. Sử dụng ngôn ngữ lập trình C# để lập trình giao diện điều khiển với mục đích thay đổi các biến nhớ trên PLC, từ đó thay đổi thông số đầu vào của khối lệnh trên PLC [6]. Hình 6 và Hình 7 là một đoạn chương trình PLC các biến nhớ của PLC.

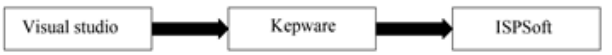


Hình 6. Một đoạn chương trình PLC

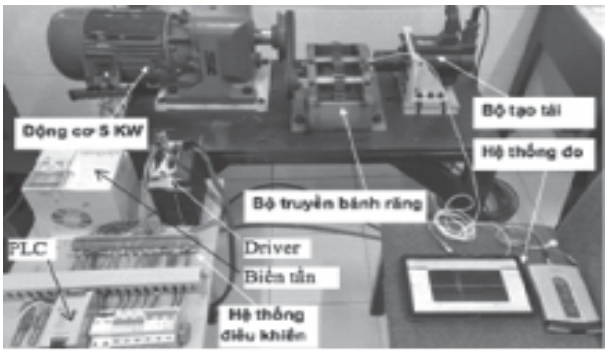
Tag Name	Address	Data Type	Scan Rate	Scalin
Inverter_Tor	404217	Word	100	None
M0	002049	Boolean	100	None
M1	002050	Boolean	100	None
M2	002051	Boolean	100	None
M3	002052	Boolean	100	None
M4	002053	Boolean	100	None
M5	002054	Boolean	100	None
M6	002055	Boolean	100	None
M7	002056	Boolean	100	None
M8	002057	Boolean	100	None
Servo_Tor	404109	Word	100	None
Vibration_Sensor	404401	Float	100	None

Hình 7. Các biến nhớ của PLC

Nguyên lý kết nối chương trình điều khiển trên các phần mềm như Hình 8. Phần mềm Visual Studio thông qua giao diện sẽ thay đổi các biến nhớ trên PLC được lưu trên phần mềm Kepware dựa trên nền tảng OPC Server. Các biến sẽ được xử lý qua PLC và đưa ra hệ thống thiết bị. ☞

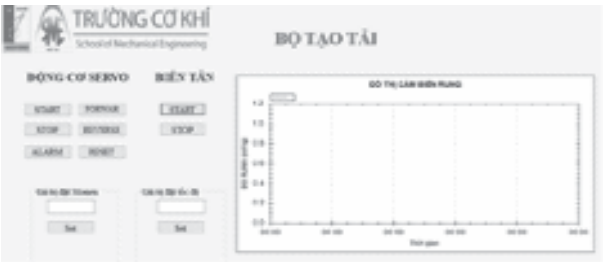


Hình 8. Nguyên lý kết nối các phần mềm



Hình 9. Ảnh chụp hệ thống thiết bị thực nghiệm

Kết nối hệ thống điều khiển với thiết bị thực nghiệm và kết nối các chương trình lập trình điều khiển lập trình điều khiển có được hệ thống thiết bị thực nghiệm khảo sát khả năng giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng hạt giảm chấn và giao diện màn hình điều khiển như Hình 9 và Hình 10.



Hình 10. Giao diện màn hình điều khiển hệ thống

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu thực nghiệm giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng hạt giảm chấn là một trong các giải pháp quan trọng để giảm rung động của bộ truyền bánh răng. Các cặp bánh răng ăn khớp trong các thiết bị thực nghiệm cũng cần chịu tải để điều kiện làm việc của bộ truyền bánh răng đáp ứng gần với điều kiện làm việc của các bộ truyền bánh răng trong các máy móc trong thực tế công nghiệp.

Bài báo đưa ra giải pháp tạo tải cho bộ truyền bánh răng trong thiết bị thực nghiệm khảo sát sự giảm rung động của bộ truyền bánh răng bằng hạt giảm chấn. Tải của bộ truyền bánh răng được tạo bởi một động cơ servo lắp với trục bị động của bộ truyền bánh răng hoạt động theo chế độ điều khiển mô-men để tạo mô-men cản. Động cơ servo được điều khiển bằng PLC thông qua driver. Chương trình lập trình PLC được lập trình trên phần mềm ISP Soft, giao diện màn hình điều khiển được thiết lập bằng phần mềm Visual Studio và phần mềm Kepware V6 kết nối chương trình điều khiển PLC và chương trình giao diện điều khiển.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Đề tài T2021-PC-036, Đại học Bách khoa Hà Nội. ❖

Ngày nhận bài: **03/6/2023**
Ngày phản biện: **29/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Yao, B., Chen, Q.; "*Investigation on zero-gravity behavior of particle dampers*". J. Vib. Control 21, 124-133, 2013.

[2]. Xiao, WQ, Huang, YX, Jiang, H., Lin, H., Li, JN; "*Energy dissipation mechanism and experiment of particle dampers for gear transmission under centrifugal loads*". Particuology 27, 40-50, 2016.

[3]. Yun-Chi Chung, Yu-Ren Wu; "*Dynamic modeling of a gear transmission system containing damping particles using copled multi-body dynamics and discrete element method*". Nonlier Dynamics, Volume 89, pp. 129-149 2019.

[4]. Johnson, KL; "*Contact Mechanics*". Cambridge University Press, Cambridge, 1985.

[5]. Trần Thị Thanh; "*Giải pháp đo rung động của bộ truyền bánh răng trong thiết bị thực nghiệm*". Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên, Số 34, trang 91-96, 2022.

[6]. Marius Phạm Công Ngô, 2007; "*Lập trình C#*". NXB. Giáo dục.

VẤN ĐỀ GÂY MÒN HỎNG BÁNH CÔNG TÁC BƠM LY TÂM VẬN TẢI DÒNG CHẤT LỎNG CÓ HẠT RẮN

SOME CAUSES OF CORROSION THE IMPELLER OF CENTRIFUGAL PUMPS USED TRANSPORTING FLUID WITH SOLID

ThS. **Bùi Minh Hoàng**
Trường Đại học Mỏ – Địa chất

TÓM TẮT

Nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm về máy bơm ly tâm vận tải dòng hỗn hợp rắn lỏng cho thấy quỹ đạo chuyển động của hạt rắn và của chất lỏng mang hạt là không trùng nhau. Trong đó, quỹ đạo của các phần tử chất lỏng ở chế độ làm việc ổn định của bơm thường phù hợp với biên dạng cánh dẫn được thiết kế, còn quỹ đạo chuyển động của các hạt rắn thì lệch khỏi quỹ đạo của dòng chất lỏng. Độ lệch này của quỹ đạo phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau.

Thông thường, các chi tiết của máy bơm ly tâm vận tải dòng hỗn hợp rắn lỏng bị mòn hỏng nhanh chóng do tác động va đập và cọ xát của các hạt rắn vào thành bánh công tác, vỏ xoắn và các chi tiết của bơm.

Từ khóa: *Bơm dòng hỗn hợp hai pha rắn – lỏng; Bơm thải xỉ; Bơm hai pha.*

ABSTRACT

Theoretical and experimental studies on centrifugal pumps for transporting solid-liquid mixtures showed that the motion trajectories of solid particles and the liquid do not coincide. In which, the trajectory of the liquid in the stable working mode of the pump is usually consistent with the designed impeller profile, while the motion trajectory of the solid particles is deviated from the trajectory of the liquid flow. This deviation depends on many different factors.

Normally, the components of mixed solid – liquid pump are been corrosive rapidly due to the impact and rubbing of solid particles against the impeller walls, helical casing and pump components.

Keywords: *Two-phase flow pump; Mixed solid – liquid pump.*

1. GIỚI THIỆU

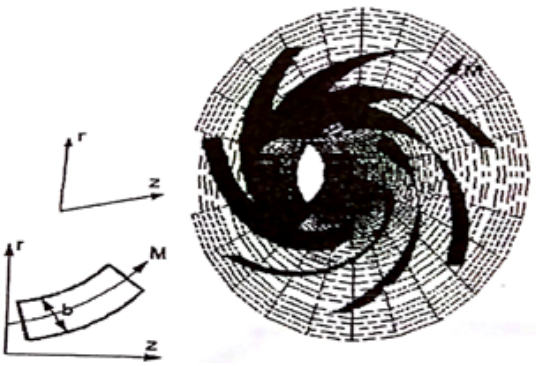
Thực tế sử dụng máy bơm để bơm thoát nước mỏ, bơm cấp liệu trong xưởng tuyển khoáng, bơm thải xỉ trong nhà máy nhiệt điện, khai thác khoáng sản bằng sức nước hoặc khai thác và vận tải vật liệu xây dựng... cho thấy, dưới tác động va đập và cọ xát của các hạt rắn vào thành bánh công tác, vỏ xoắn và các chi tiết của bơm làm cho các chi tiết của máy bơm bị mòn hỏng một cách rất nhanh chóng. Một số nghiên cứu chỉ ra nguyên nhân mòn hỏng chính là do sự va đập và bào mòn của các hạt rắn vào bánh công tác, vỏ xoắn và các chi tiết khác của bơm.

2. VẤN ĐỀ MÒN HỎNG BÁNH CÔNG TÁC CỦA BƠM LY TÂM KHI BƠM DÒNG CHẤT LỎNG CÓ HẠT RẮN

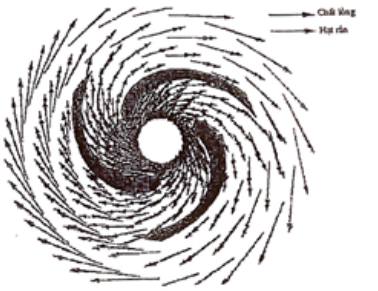
Khi dòng chảy qua máy bơm có chứa hạt rắn với thành phần, nồng độ và kích thước khác nhau, dưới tác động va đập và cọ xát của các hạt rắn vào thành bánh công tác, vỏ xoắn và các chi tiết của bơm làm cho các chi tiết của máy bơm bị mòn hỏng một cách rất nhanh chóng. Các công trình nghiên cứu [1], [3] đã tổng hợp và phân tích tình trạng mòn hỏng của các máy bơm đang sử dụng ở các mỏ Việt Nam, trong đó có chỉ ra nguyên nhân mòn hỏng chính là do sự va đập và bào mòn của các hạt rắn vào bánh công tác, vỏ xoắn và các chi tiết khác của bơm. Những kết quả nghiên cứu trên cho thấy vị trí bị bào mòn nghiêm trọng trên mép vào cánh, trên thân cánh và lòng máng cánh dẫn, trên vỏ xoắn ốc là rất khác nhau, tùy thuộc vào ba yếu tố chính của thành phần hạt rắn trong dòng hỗn hợp được bơm, đó là nồng độ hạt rắn C_v, đường kính hạt rắn D_S và khối lượng riêng của hạt rắn ρ_s.

3. QUỸ ĐẠO CHUYỂN ĐỘNG CỦA HẠT RẮN TRONG MÁY BƠM LY TÂM VÀ ẢNH HƯỞNG CỦA NÓ ĐẾN SỰ MÒN HỎNG CÁC CHI TIẾT MÁY BƠM

Những nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm [3], [4], [5] về dòng hai pha trong máy bơm ly tâm đã cho thấy quỹ đạo chuyển động của hạt rắn và của chất lỏng mang hạt là không trùng nhau. Quỹ đạo của các phần tử chất lỏng ở chế độ làm việc ổn định của bơm thường phù hợp với biên dạng cánh dẫn được thiết kế, còn quỹ đạo chuyển động của các hạt rắn thì lệch khỏi quỹ đạo của dòng chất lỏng. Độ lệch này của quỹ đạo phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như nồng độ hạt, đường kính hạt, khối lượng riêng của hạt, vị trí của hạt khi bắt đầu vào cánh dẫn và sẽ thay đổi ở từng vị trí dọc theo máng cánh dẫn bánh công tác và máng xoắn ốc.



Hình 1. Mô hình tính toán bánh công tác [4]



Hình 2. Phân bố véc tơ vận tốc của chất lỏng và của hạt trong bánh công tác [4]

Trên các Hình 1 và Hình 2 chỉ rõ hình ảnh chuyển động tương đối và tuyệt đối của hạt rắn trong bánh công tác và sự phân bố các véc tơ vận tốc của hạt rắn sai khác với vận tốc phần tử chất lỏng. Chính sự sai khác giữa tốc độ của hạt rắn và của phần tử chất lỏng mà sinh ra sự trượt giữa hai pha rắn – lỏng, đồng thời gây tổn thất năng lượng và giảm hiệu suất của máy. Điều quan trọng ở đây chính là do sự sai lệch giữa quỹ đạo chuyển động của hạt rắn so với biên dạng cánh dẫn và thành máng cánh dẫn mà gây nên sự va đập của hạt vào bánh công tác gây rỗ, vỡ và bào mòn bề mặt bánh công tác [4]. Vì vậy, nhiệm vụ thiết kế là phải lựa chọn các thông số cấu tạo của bánh công tác và xây dựng biên dạng cánh và máng cánh dẫn bánh công tác cho phù hợp, hạn chế mức độ mòn hỏng các chi tiết máy bơm. Để thực hiện được điều đó, ta phải tính toán và xây dựng được quỹ đạo chuyển động của hạt rắn trong bánh công tác và trong vỏ xoắn của máy bơm. Các công trình nghiên cứu về máy bơm ly tâm khi bơm dòng mang hạt rắn [1], [5], đã khảo sát chuyển động của hạt rắn trong máng dẫn bánh công tác và trong vỏ xoắn ốc của một máy bơm ly tâm. Khi đó, các hạt rắn chịu tác động của các lực như: trọng lực, các lực ly tâm do chuyển động quay tròn của bánh công tác và chuyển động vòng của hạt trên quỹ đạo, lực quán tính, áp lực và lực đẩy Acsimet. Trên cơ sở một số giả thiết về dòng chảy Newton và ổn định, bỏ qua một số lực khác, các kết quả nghiên cứu trên đã đưa ra các phương trình vi phân chuyển động của hạt rắn trong bánh công tác và trong máng xoắn ốc như sau [2]:

a. Trong bánh công tác:

- Theo phương hướng kính:

$$w_{r,s}\frac{dw_{r,s}}{dr}+\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{r,F}\frac{dw_{r,F}}{dr}= =\left(K-K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}\right)r.\omega^2-2\omega\left(Kw_{u,s}-K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{u,F}\right)+\frac{1}{\rho_S}\left(Kw_{u,s}\sqrt{w_{r,S}^2+w_{u,S}^2}-\right.$$
$$\left.-K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{u,F}\sqrt{w_{r,F}^2+w_{u,F}^2}\right)+B\sqrt{(w_{r,F}-w_{r,S})^2+(w_{u,F}-w_{u,S})^2}(w_{r,F}-w_{r,S}) \quad (1)$$

- Theo hướng tốc độ vòng:

$$w_{r,s}\frac{dw_{u,s}}{dr}+\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{r,F}\frac{dw_{u,F}}{dr}= =2\omega\left(Kw_{r,s}-K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{r,F}\right)-\frac{1}{\rho_S}\left(Kw_{r,s}\sqrt{w_{r,S}^2+w_{u,S}^2}-K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}w_{ur,F}\sqrt{w_{r,F}^2+w_{u,F}^2}\right)+$$
$$+B\sqrt{(w_{r,F}-w_{r,S})^2+(w_{u,F}-w_{u,S})^2}(w_{u,F}-w_{u,S}) \quad (2)$$

Trong đó, hệ số K, K_p và đại lượng B được tính theo các công thức sau:

$$\bar{K}=1+\frac{c_v(1-K_p)}{1-c_v} \quad (3)$$

$$K_p = \frac{\rho_F}{\rho_M} \tag{4}$$

$$B = \frac{3}{4}\frac{C_w}{d_s(1-c_v)}\frac{\rho_F}{\rho_S} \tag{5}$$

Trong đó:

w_r, w_u: là các thành phần vận tốc tương đối của hạt rắn chiếu trên phương hướng kính và phương hướng vòng;

C_w: hệ số sức cản;

Chỉ số F cho chất lỏng (Fluid), chỉ số S cho hạt rắn (Solid), chỉ số M cho hỗn hợp chứa hạt rắn (Mixture).

b. Trong buồng xoắn ốc dẫn hướng ra:

- Theo phương hướng kính:

$$\begin{aligned} c_{r,s}\frac{dc_{r,s}}{dr_{vx}} - \frac{\rho_F}{\rho_S}c_{r,F}\frac{dc_{r,F}}{dr_{vx}} = \\ = \left(K - K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}\right)\frac{c_{u,F}^2}{r_{vx}} - 2\frac{c_{u,F}}{r_{vx}}\left(Kc_{u,s} - K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}c_{u,F}\right) + \\ \frac{1}{r_{vx}}\left(Kc_{u,s}\sqrt{c_{r,S}^2 + c_{u,S}^2} - K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}c_{u,F}\sqrt{c_{r,F}^2 + c_{u,F}^2}\right) + \\ B\sqrt{(c_{r,F} - c_{r,S})^2 + (c_{u,F} - c_{u,S})^2}(c_{r,F} - c_{r,S}) \end{aligned} \tag{6}$$

- Theo hướng tốc độ vòng:

$$\begin{aligned} c_{r,s}\frac{dc_{u,s}}{dr_{vx}} - \frac{\rho_F}{\rho_S}c_{r,F}\frac{dc_{u,F}}{dr_{vx}} = \\ = 2\frac{c_{u,F}}{r_{vx}}\left(Kc_{r,s} - K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}c_{r,F}\right) - \frac{1}{r_{vx}}\left(Kc_{r,s}\sqrt{c_{r,S}^2 + c_{u,S}^2} - K_p\frac{\rho_F}{\rho_S}c_{r,F}\sqrt{c_{r,F}^2 + c_{u,F}^2}\right) + \\ + B\sqrt{(c_{r,F} - c_{r,S})^2 + (c_{u,F} - c_{u,S})^2}(c_{u,F} - c_{u,S}) \end{aligned} \tag{7}$$

với r_{vx} là bán kính tính đến các điểm trên biên dạng vỏ xoắn ốc dẫn hướng ra của máy bơm.

Các hệ phương trình vi phân nói trên là các phương trình không tuyến tính. Có thể dùng phương pháp giải gần đúng các hệ phương trình vi phân này để tìm được các thành phần tốc độ của hạt rắn trong máng dẫn cánh bánh công tác và trong vỏ xoắn ốc dẫn hướng ra của bơm, cũng có nghĩa là tìm được quỹ đạo chuyển động của hạt nhờ việc xác định góc độ giữa các véc tơ vận tốc theo phương hướng kính và hướng vòng ứng với từng giá trị bán kính trên đường đi của hạt.

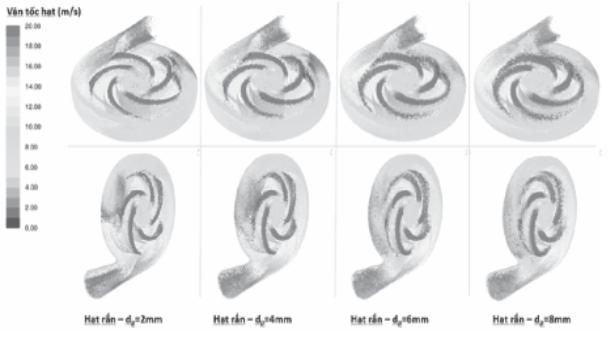
3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

a. Mô hình tính toán là bơm ly tâm một cấp, cánh trụ với các thông số thiết kế như sau: lưu lượng Q = 200 m^3/h, cột áp H = 54 mH_2O, và tốc độ quay n = 1450 v/phút.

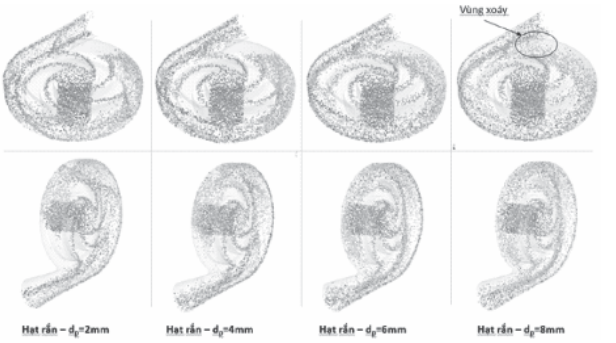
b. Kết quả mô phỏng quỹ đạo và vận tốc chuyển động của hạt rắn (có đường kính thay đổi từ 2÷8mm) trong buồng xoắn bơm như hình 3, 4. Từ đó, cho thấy:

+ Khi đường kính hạt càng lớn thì góc ôm quỹ đạo chuyển động tương đối của hạt càng lớn, do đó hạt càng sớm va đập vào bề mặt cánh dẫn và bào mòn cánh dẫn trên suốt chiều dài từ vị trí va đập đến mép ra của cánh.

+ Vị trí của hạt ở điểm bắt đầu vào cánh bánh công tác cũng sẽ ảnh hưởng đến vị trí bắt đầu va đập của hạt vào bề mặt cánh bánh công tác, cũng có nghĩa là ảnh hưởng đến diện tích bị bào mòn trên cánh dẫn.



Hình 3. Phân bố vận tốc hạt rắn trong buồng xoắn bơm khi thay đổi đường kính hạt rắn



Hình 4. Quỹ đạo chuyển động hạt rắn trong buồng xoắn bơm

Ngày nhận bài: **06/6/2023**
Ngày phản biện: **26/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Lê Danh Liên, Nguyễn Văn Bày, Đỗ Huy Cương; Một số đặc điểm tính toán thiết kế bánh công tác và buồng xoắn bơm ly tâm vận chuyển hỗn hợp nước với hạt rắn kích thước lớn, Hội nghị Khoa học "*Cơ học Thuỷ khí toàn quốc năm 2003*".

[2]. Vũ Nam Ngạn; *Máy và thiết bị thủy khí vận chuyển dòng hỗn hợp rắn – lỏng*, Trường Đại học Mỏ – Địa chất, 2012.

[3]. Gaozhiqing, Xuhongyan, WuYulin; *Experimental study on motion of solid particle in centrifugal pump impeller*, International Conference on Pumps and Systems, 1978.

[4]. Li, W.G.; *Numerical calculations of theoretical head of centrifugal pump,* International Conference on Pumps and Systems,1992.

[5]. MeiZuYan; *A survey for research and development of slurry pumps in China,* International Conference on Pumps and Systems, 1992.

ỨNG DỤNG THUẬT TOÁN DI TRUYỀN CẢI TIẾN TRONG THIẾT KẾ TỐI ƯU HỆ THỐNG PHÂN PHỐI NƯỚC

AN IMPROVED GENETIC ALGORITHM FOR DESIGN OPTIMAZATION OF WATER DISTRIBUTION NETWORK

Vũ Đức Quyến
Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Tối ưu thiết kế là bài toán quan trọng trong việc tối ưu chi phí xây dựng cũng như đảm bảo hiệu quả khai thác sử dụng hệ thống phân phối nước. Có rất nhiều phương pháp và thuật toán đã được phát triển, sử dụng và được kiểm tra bằng các mô hình chuẩn. Bài báo này áp dụng thuật toán di truyền cải tiến trên công cụ Epanet-Matlab để giảm thiểu chi phí giá thành của hệ thống, trong khi vẫn đảm bảo được các yêu cầu ràng buộc khác.

Từ khóa: *Mạng lưới phân phối nước; Tối ưu hóa; Thuật toán di truyền cải tiến; Matlab; Epanet.*

ABSTRACT

Design optimization is an important problem in optimizing construction costs as well as ensuring efficient exploitation and use of water distribution systems. There are many methods and algorithms that have been developed and used and tested using standard models. This paper applies an improved genetic algorithm on the Epanet-Matlab tool to reduce the cost of the system while ensuring other constraints.

Keywords: *Water distribution network; Optimzation; Improved genetic algorithm; Matlab; Epanet.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vấn đề tối ưu hóa mạng lưới phân phối nước là một trong những bài toán quan trọng trong vấn đề quản lý và sử dụng tài nguyên trong điều kiện biến đổi khí hậu và khan hiếm tài nguyên hiện nay. Chi phí xây dựng mạng lưới chiếm khoảng 70% tổng chi phí xây dựng toàn bộ hệ thống cấp nước [1]. Do đó, một phương án đề xuất để giảm chi phí hệ thống là chọn kích thước đường ống thích hợp bán sẵn trên thị trường để giảm thiểu chi phí của mạng nhỏ nhất mà vẫn đáp ứng được các yêu cầu thủy lực như áp lực và vận tốc dòng chảy [2].

Nhiều thuật toán tối ưu đã được phát triển trong những thập niên gần đây để giải quyết vấn đề này (Bhave 2003). Trong đó, các kỹ thuật tiến hóa như thuật toán di truyền (GA) (Dandy và các cộng sự 1996; Savic và Walters 1997; Wu và Simpson 2001; Vairavamoorthy

và Ali 2000, 2005), thuật toán tối ưu hóa bầy đàn và lai ghép Sedki và Ouaza, v.v… đã được nhiều tác giả sử dụng thành công trong giải quyết vấn đề này. Thuật toán di truyền tìm kiếm không gian giải pháp bằng cách tạo một quần thể ban đầu, tức là số lượng giải pháp trong không gian tìm kiếm, chọn chúng trong quá trình tiến hóa tiếp theo tùy theo mức độ phù hợp của chúng và lai ghép chúng bằng các cơ chế nhất định. Quá trình lựa chọn, đánh giá và kết hợp này tiếp tục cho đến khi không quan sát thấy sự cải thiện nào nữa về mức độ phù hợp; hoặc một số thế hệ cụ thể đã đạt được.

Trong bài báo này, chúng tôi sẽ trình bày một thuật toán di truyền cải tiến ứng dụng trên công cụ Matlab-Epanet để tính toán thủy lực và thiết kế tối ưu mạng lưới phân phối nước và so sánh kết quả thu được với các công trình đã công bố trước đó khi thử nghiệm với mạng Hà Nội [3].

2. THIẾT KẾ TỐI ƯU HỆ THỐNG PHÂN PHỐI NƯỚC

2.1. Mô hình bài toán thiết kế tối ưu hệ thống nước

Bài toán thiết kế tối ưu mạng lưới phân phối nước có thể được biểu diễn ở dạng toán học theo chiều dài ống và giá thành ống như sau [4]:

Hàm mục tiêu:

$$\min C = \min \sum_{i=1}^{N} f(D_i, L_i) \quad (1)$$

Trong đó: N là số lượng ống trong mạng, $f(D_i, L_i)$ là chi phi đoạn ống thứ i có đường kính D_i và chiều dài L_i.

Hệ thống phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

$$\sum Q_v - \sum Q_r = Q_n \quad (2)$$

$$\sum h_f - \sum E_p = 0 \quad (3)$$

$$H_j \geq H_j^{\min}; j = 1,...,M \quad (4)$$

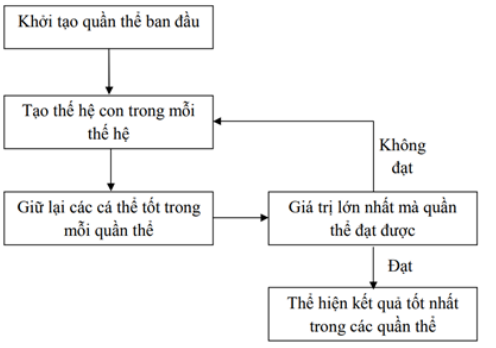
$$V_{\min} \leq V_j \leq V_{\max}; j = 1,...,M \quad (5)$$

$$D_i \in D \quad (6)$$

Với: Q_v là lưu lượng vào nút; Q_r là lưu lượng ra, Q_n là lưu lượng tiêu thụ tại nút; h_f là tổn thất áp lực theo Hazen-Williams hoặc Darcy-Weisbach; E_p là năng lượng bơm cung cấp vào mạng; H_j là áp lực nút tại j; $H_j^{\min}$ là áp lực yêu cầu tối thiểu tại j; M là số lượng nút trong mạng lưới; D là một bộ các kích thước đường ống thương mại tiêu chuẩn có sẵn trên thị trường.

2.2. Thuật toán di truyền

Thuật toán di truyền là một chuỗi các thuật toán mô phỏng tiến hóa được đề xuất bởi Holland và các cộng sự (1975), sau đó được tổng kết bởi DeJong, Goldberg và các học giả khác. Lưu đồ thuật toán được đưa ra trên Hình 1. Khi xây dựng bài toán sử dụng các biểu thức từ (1) tới (6), mỗi nghiệm hay mỗi nhiễm sắc thể (NST) trong di truyền là một bộ của N đường ống và có thể được biểu diễn bằng một mã nhị phân.

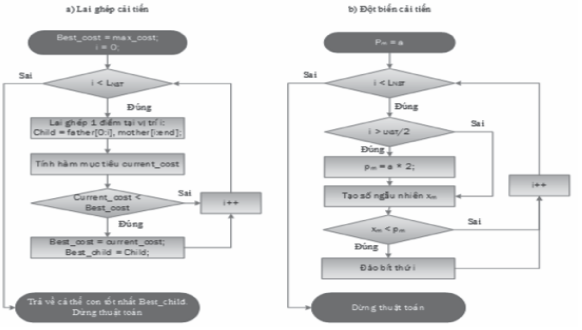


Hình 1. Cấu trúc của thuật toán di truyền truyền thống

Các nghiệm sẽ được tính toán thủy lực và đưa ra đánh giá về giá thành đầu tư và chi phí phạt dựa trên các vi phạm về ràng buộc. Các cá thể tốt nhất sẽ được lựa chọn để xây dựng quần thể mới. Quá trình lựa chọn được xác định bằng xác suất lựa chọn p_s. Sau đó, một số cá thể sẽ được thực hiện lai ghép theo một xác suất lai p_c xác định trước cho mỗi cặp cha mẹ lựa chọn ở bước trước đó. Xác suất này có thể thay đổi từ 0.6 tới 1.0 [5, 6]. Đối với lai ghép một điểm, điểm lựa chọn được chọn ngẫu nhiên trong nhiễm sắc thể của cha mẹ và các bít sau đó sẽ được tráo đổi. Đột biến cũng xảy ra theo quy trình tương tự với xác suất đột biến p_m cho mỗi bít của các cá thể thu được khi lai ghép. Quần thể mới được đánh giá về chi phí và kiểm tra vi phạm các ràng buộc. Quá trình được thực hiện trong nhiều thế hệ và lưu lại các cấu hình mạng tốt nhất qua mỗi thế hệ. Như vậy, kết quả cuối cùng sẽ là cấu hình mạng có giá thành rẻ nhất.

2.3. Thuật toán di truyền cải tiến

Nhóm tác giả đưa ra mô hình thuật toán di truyền cải tiến mới để cải thiện quá trình lai ghép đơn điểm và đột biến. Hàm mục tiêu sẽ được sử dụng làm chỉ số cho điểm lai ghép, và các điểm lai ghép của toàn bộ nhiễm sắc thể được duyệt qua để nâng cao hiệu quả tìm kiếm nghiệm tốt nhất. Sơ đồ thuật toán của hai phương pháp này được đưa ra trên Hình 2.



Hình 2. Lưu đồ thuật toán lai ghép cải tiến (a) và đột biến cải tiến (b)

2.3.1. Lai ghép cải tiến

Điểm lai ghép đơn của GA được tạo thông qua một vị trí ngẫu nhiên trong chiều dài nhiễm sắc thể của bố mẹ. Để cải thiện quá trình này, nhóm tác giả đề xuất lai ghép từng gen trong nhiễm sắc thể của cha và mẹ, tính toán mức độ phù hợp và chọn cá thể tốt nhất. Các thử nghiệm cho thấy quá trình này có thể giảm số lần lặp và tăng độ hội tụ của nghiệm.

2.3.2. Đột biến cải tiến

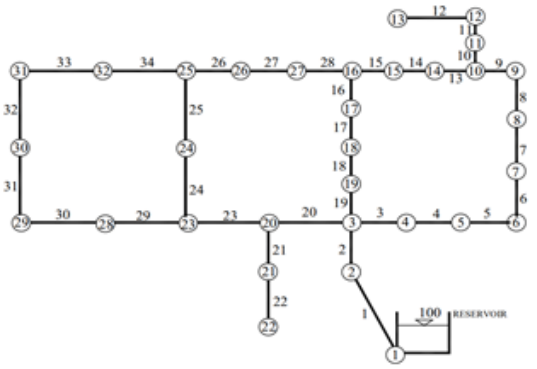
Thuật toán GA thông thường đặt một tỷ lệ đột biến tương đối lớn, và chỉ đột biến một gen trong nhiễm sắc thể của cá thể con khi số tạo ngẫu nhiên nhỏ hơn tỷ lệ đột biến. Đột biến cải tiến đặt một tỷ lệ đột biến nhỏ và sau đó đột biến một cách lựa chọn mỗi gen trong nhiễm sắc thể của các cá thể con. Điều này đảm bảo nửa đầu của gen và nửa sau của gen có cơ hội đột biến như nhau và có khả năng đột biến cùng lúc và làm tăng mức độ đa dạng cũng như độ ổn định của quần thể. Trong trường hợp ổn định tại điểm tối ưu cục bộ, nó sẽ giúp cho khả năng tìm kiếm toàn cục.

3. ĐÁNH GIÁ MÔ HÌNH

Hiệu suất của mô hình dựa trên thuật toán GA cải tiến được phát triển ứng dụng trong tối ưu hóa mạng lưới nước được đánh giá thông qua nghiên cứu điển hình là mạng Hà Nội [3].

3.1. Giới thiệu mạng Hà Nội

Mạng Hà Nội gồm 1 hồ chứa cung cấp cho 32 nút với 34 đường ống được lựa chọn từ 6 kích cỡ đường kính có sẵn. Mạng được cấu thành từ 3 vòng với hệ số Hazen-Williams của tất cả các ống được giả định là giống nhau và đều bằng 130. Bố trí của mạng được đưa ra trong Hình 3.



Hình 3. Mạng lưới phân phối nước Hà Nội

Độ cao của tất cả các nút là 0m, hồ chứa có độ cao 100m. Chiều dài đường ống và giá theo đường kính ống trong Bảng 1 và 2.

Bảng 1. Chiều dài các đoạn ống trong mạng Hà Nội

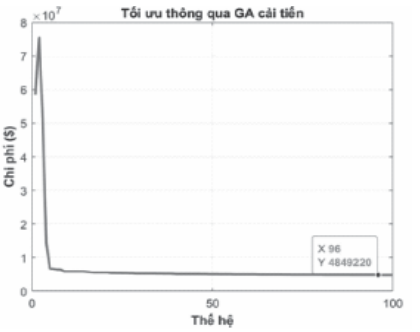
Ống	Chiều dài (m)	Ống	Chiều dài (m)	Ống	Chiều dài (m)
1	100	13	800	25	1300
2	1350	14	500	26	850
3	900	15	550	27	300
4	1150	16	2730	28	750
5	1450	17	1750	29	1500
6	450	18	800	30	2000
7	850	19	400	31	1600
8	850	20	2200	32	150
9	850	21	1500	33	860
10	950	22	500	34	950
11	1200	23	2650	-	-
12	3500	24	1230	-	-

Không gian giải pháp của mạng tương đối lớn ($6^{34} = 2,87 \times 10^{26}$). Thuật toán được kiểm chứng trên Matlab và bộ công cụ Epanet với số lượng quần thể là 1000 và số thế hệ không quá 100, yêu cầu thỏa mãn áp lực cho mỗi nút không dưới 30 và so sánh với các kết quả hiện thời của Fujiwara và Khang, 1990; Savic và Walters, 1997; Vairavamoorthy và Ali, 2000; Neelakanta và Suribabu, 2006; Cunha và Sousa, 1999; Abede và Solomatine, 1998; Liong và Atiquzzaman, 2004.

Bảng 2. Chi phí cho từng kích cỡ đường ống

TT	Đường kính (inch)	Đường kính (mm)	Chi phí ($/m)
1	12	304,8	45,73
2	16	406,4	70,4
3	20	508	98,38
4	24	609,6	129,33
5	30	762	180,75
6	40	1016	278,28

Kết quả tốt nhất đạt được trong các lần chạy là 4.849.215,60 $. Quá trình hội tụ của kết quả tối ưu này được trình bày trong Hình 4. Các giá trị đường kính tương ứng với chi phí thấp nhất cho mạng được đưa ra trong Bảng 3.



Hình 4. Quá trình hội tụ của hàm chi phí tối ưu trong mạng Hà Nội

Trong bảng 5, khi các chi phí vốn được xem xét, kết quả của Cunha và Sousa (1999) và Savic và Walters (1997) là nhỏ hơn so với các nghiên cứu khác. Tuy nhiên, khi hệ thống này được mô phỏng thủy lực bằng Epanet, thì một số vi phạm áp lực xuất hiện, không đạt với giá trị áp suất nhỏ nhất tại các nút là 30. Có thể thấy phương pháp nghiên cứu này là tốt nhất trong số các kết quả nghiên cứu với giá thành nhỏ nhất so với hiện nay không chỉ về giá thành mà cả về áp lực nút.

Bảng 3. Kết quả giá trị đường kính tối ưu

Ống	Đường kính (mm)	Ống	Đường kính (mm)	Ống	Đường kính (mm)
1	1016	13	304.8	25	406.4
2	1016	14	304.8	26	304.8
3	762	15	304.8	27	406.4
4	1016	16	508	28	508
5	762	17	609.6	29	406.4
6	762	18	609.6	30	406.4
7	762	19	609.6	31	304.8
8	762	20	762	32	304.8
9	762	21	406.4	33	304.8
10	609.6	22	304.8	34	508.8
11	609.6	23	762	-	-
12	508.8	24	508	-	-

Bảng 4. So sánh kết quả giữa các nghiên cứu

	Savic & Walters	Cunha & Sousa	Abebe & Solomatin	Liong & Atiquzzama	Neelakantan & Suribabu	Nghiên cứu này
Tổng (tr.$)	6.07	6.05	7.00	6.22	6.08	4.849
minP	29.73	29.66	30.23	30.05	30.01	30.8305

4. KẾT LUẬN

Bài báo này đưa ra một kỹ thuật di truyền cải tiến mới trong giai đoạn lai ghép và đột biến để tối ưu giá thành mạng lưới phân phối nước. Hiệu suất của mô hình được đánh giá thông qua nghiên cứu điển hình hệ thống phân phối nước tiêu chuẩn là mạng lưới Hà Nội trên bộ công cụ Matlab-Epanet. Qua so sánh với các nghiên cứu hiện nay, giải pháp này đưa ra cấu hình mạng lưới không chỉ có giá trị thủy lực tốt nhất (30.8376) mà còn có giá thành nhỏ nhất là 4.849.215,60 $, tốt nhất so với hiện nay. Điều này thể hiện khả năng ứng dụng cao của phương pháp này trong các thiết kế tối ưu mạng lưới phân phối nước.❖

Ngày nhận bài: **25/7/2023**
Ngày phản biện: **20/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Babu, K. S. J., Vijayalakshmi, D. P. (2013). *Self-Adaptive PSO-GA Hybrid Model for CombinatorialWater Distribution Network Design.* Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice, 4(1): 57–67.

[2]. Mala-Jetmarova, H., Sultanova, N., Savic, D. (2018). *Lost in Optimisation of Water Distribution Systems? A Literature Review of System Design.* Water, 10(3): 307.

[3]. Fujiwara, O., Khang, D. B. (1990). *A two-phase decomposition method for optimal design of looped water distribution networks.* Water Resources Research, 26(4): 539–549.

[4]. Montesinos P., Garcia-Guzman A., Ayuso J.L (1999). *Water Distribution network optimaztion using a modified genetic algorithm*. Water Resources Research, 35: 319-333.

[5]. Goldberg D. E. (1989), *Genetic algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, Addison-Wesley, Reading, Mass, 412.

[6]. Liong S., W.T. Chan, J. ShreeRam (1995), *Peak-flow forecasting with genetic algorithm and SWMM,* J. Hydraul. Eng. 121:613-617.

[7]. Savic, Dragan & Walters, Godfrey. (1997). *Genetic Algorithms for Least-Cost Design of Water Distribution Networks.* Journal of water resources planning and management, ASCE, 123(2): 67-77.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ TỐI ƯU KẾT CẤU AN TOÀN LẬT NGHIÊNGÔ TÔ KHÁCH GHẾ NGỒI UNIVERSE TRÊN CƠ SỞ TIÊU CHUẨN AN TOÀN CHÂU ÂU ECE R66

RESEARCH THE OPTIMAL DESIGN OF THE ROLLOVER SAFETY STRUCTURE OF THE COACH WITH UNIVERSE SEAT BASED ON EUROPEAN SAFETY STANDARDS ECE R66

ThS. **Phạm Hồng Thao**[1], ThS. **Phạm Tạo**[2], ThS. **Lê Văn Thoại**[1]
[1]Trường Đại học Nguyễn Tất Thành
[2]Trường Đại học Nha Trang

TÓM TẮT

Mục đích chính của nghiên cứu này là ứng dụng kỹ thuật máy tính (CAE) xây dựng mô hình phần tử hữu hạn xe khách ghế ngồi Universe. Sau đó mô phỏng phân tích độ cứng khung xương ban đầu của mô hình theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng châu Âu ECE R66. Kết quả độ cứng, khối lượng khung xương ban đầu lớn. Tiến hành giảm bề dày theo cách truyền thống để khung xương biến dạng chạm đến không gian an toàn, làm giảm khối lượng khung xương xe khách. Tiếp tục cải tiến bằng việc thay đổi thiết kế về kết cấu khung xương ở những vị trí ảnh hưởng đến biến dạng. Kết quả cải tiến cho thấy khối lượng giảm thêm 5%. Tuy nhiên, phương pháp cải tiến này chưa thật sự tối ưu. Thông qua bài toán tối ưu, tiến hành thiết kế thực nghiệm mô phỏng đưa ra phương trình hồi quy thực nghiệm bằng SPSS. Sử dụng giải thuật di truyền GA trong Matlab để giải phương trình hồi quy thực nghiệm. Kết quả đạt được là tổng khối lượng các biến được chọn giảm 18.5% so với trước khi tối ưu.

Từ khóa: *An toàn lật nghiêng; Khối lượng khung xương; Thiết kế thực nghiệm; Tối ưu hóa.*

ABSTRACT

Technical topics computer applications (CAE) modeling finite element of the coach with universe seat. The simulation analysis of initial stiffness of skeletal models safety standard ECE R66 European tilt. As a result of hardness, the initial volume larger skeleton. Conduct a thickness reduction in the traditional way to skeletal deformation reaches a safe space, and reduce the volume of the passenger car frame. Continuing improvements by changing the design of the structural skeleton in positions affecting deformation. Results showed improved volumes decreased by 5%. However, this improved method is not really optimal. Through optimization problems, conduct simulation experimental design given empirical regression equation by SPSS. Using genetic algorithms in Matlab GA to the empirical regression equation. Results were achieved as the total volume of the selected variables decreased by 18.5% compared to the prior optimization.

Keywords: *Rollover safety; The volume of the passenger car frame; Experimental design; Optimization.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tai nạn xe buýt là tai nạn thường xuyên xảy ra trên toàn thế giới. Ở châu Âu, 150000 người bị thương và 150 người chết mỗi năm đối với tai nạn xe buýt này [1]. Tại Mỹ, trong năm 2004, Cục Quản lý An toàn Giao thông Quốc gia báo cáo ước tính có khoảng 16000 chấn thương và tử vong trong tai nạn xe buýt, trong số này, hơn một nửa các trường hợp tử vong xảy ra trong tai nạn này không liên quan đến va chạm [2].

Tác giả Tomas Wayhs Tech [3] đã sử dụng phần mềm LS-Dyna để tiến hành mô phỏng tính an toàn kết cấu khung xương ô tô khách dưới điều kiện lật nghiêng, dựa trên kết quả mô phỏng tiến hành phân tích và đưa ra phương án thiết kế cải tiến nhằm thỏa mãn theo yêu cầu tiêu chuẩn quy định, chưa thực hiện tối ưu hóa kết cấu.

Tác giả Yu Cheng Lin [4] sử dụng phần mềm Hypermesh 7.0 để xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cho một đoạn xe, sau đó dùng phần mềm LS-Dyna 970 để phân tích kết quả mô phỏng lật nghiêng. Tác giả tiến hành so sánh kết quả thí nghiệm và kết quả mô phỏng, tiến hành điều chỉnh mô hình phần tử hữu hạn và các thông số kỹ thuật cho đến khi kết quả mô phỏng và thí nghiệm gần bằng nhau, chưa tối ưu hóa kết cấu.

Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng phần mềm Hypermesh để chia lưới mô hình và mô phỏng an toàn kết cấu khung xương ô tô khách khi xảy ra va chạm lật nghiêng, dựa trên kết quả mô phỏng tiến hành phân tích và cải tiến mô hình thỏa mãn điều kiện an toàn theo tiêu chuẩn, sau đó tiến hành tối ưu hóa kết cấu khung xương và so sánh kết quả trước và sau khi tối ưu hóa.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

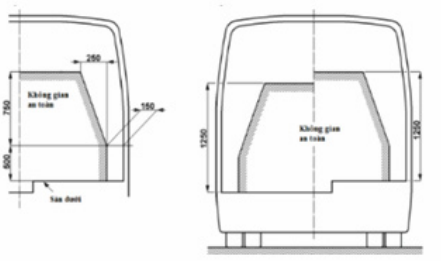
2.1. Không gian an toàn theo tiêu chuẩn ECE R66

Tiêu chuẩn ECE R66 [5] (Economic Commission of Erope, Regulation 66) thực hiện nghiên cứu an toàn kết cấu khung xương dưới điều kiện lật nghiêng quy định:

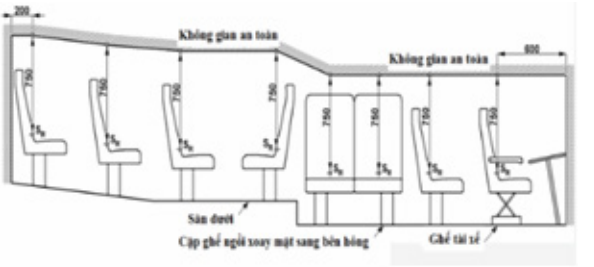
- Sự chuyển vị bất kỳ bộ phận nào của khung xương không được xâm phạm vào không gian an toàn.

- Bất kỳ bộ phận nào trong không gian an toàn đều không cho phép lồi ra bên ngoài kết cấu khung xương sau khi biến dạng.

- Khoảng cách giữa mặt phẳng lật và mặt phẳng va chạm là 800 mm, xe đứng yên trên mặt phẳng lật, nghiêng mặt phẳng này với vận tốc góc không quá 0.087 (rad/ms) cho đến khi xe bắt đầu lật đổ. Vận tốc góc khi lật ban đầu $\omega_0 = 0$ (rad/ms).



Hình 1. Không gian an toàn theo mặt cắt ngang

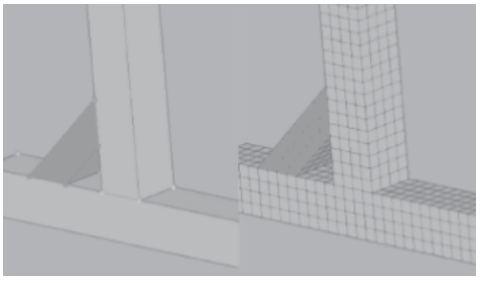


Hình 2. Không gian an toàn theo mặt cắt dọc

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

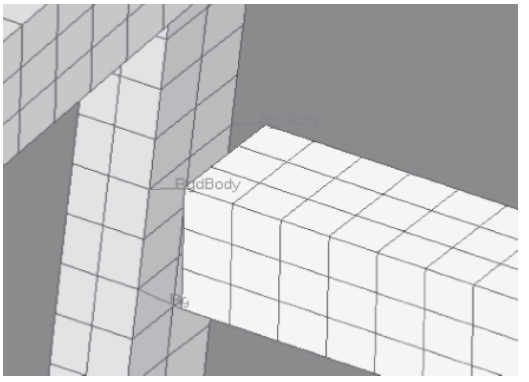
2.2. Xây dựng mô hình nghiên cứu

Từ bản vẽ CAD 2D do nhà sản xuất Tracomeco cung cấp, sử dụng phần mềm ThinkDesign để thiết kế mô hình 3D, sau đó đưa vào môi trường Hypermesh để chia lưới và chỉnh sửa lưới đối tượng. Việc chọn kiểu lưới và kích thước lưới rất quan trọng có ảnh hưởng rất lớn đến kết quả mô phỏng, để hạn chế số lưới lỗi và mất mát năng lượng trong quá trình mô phỏng, trong nghiên cứu này ta chọn kiểu lưới vuông, kích thước (10 x10) mm cho toàn bộ mô hình.



Hình 3. Trước và sau khi chia lưới đối tượng

Để đảm bảo cho kết quả mô phỏng được chính xác thì toàn bộ lưới mô hình phải được liên kết chặt chẽ với nhau bằng phương pháp hàn lưới, đảm bảo sự gắn kết giữa các chi tiết mô hình khung xương, chassis và cầu xe, cầu xe và mâm xe được liên kết bằng phương pháp Contrained Extra Nodes Option.



Hình 4. Trước và sau khi hàn kết cấu cho mô hình

2.3. Thiết kế mô hình lật nghiêng, tạo vật liệu và gán điều kiện biên theo tiêu chuẩn

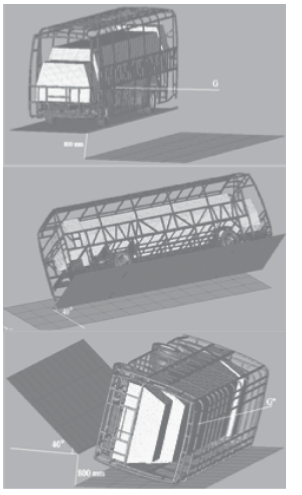
Thiết kế mô hình lật nghiêng theo tiêu chuẩn:

Đặt xe lên mặt phẳng lật cách mặt phẳng va chạm 800 (mm), lúc này trọng tâm xe tại vị trí G, nghiêng mặt phẳng này từ từ với vận tốc góc không quá 0.087 (rad/ms) đến góc nghiêng giới hạn được tính bằng 40°9', lúc này mô hình tự lật đổ nhờ tác động của trọng lực tại vị trí trọng tâm G' không vận tốc góc ban đầu hay $\omega_0 = 0$ (rad/ms), vận tốc góc gia tăng từ từ cho đến khi quá trình va chạm bắt đầu diễn ra tại vị trí trọng tâm G". Trong mô hình này, vận tốc góc khi xảy ra va chạm được tính bằng 0.00206 (rad/ms), xoay quanh một trục và chịu tác dụng của trọng lực, khối lượng toàn tải của mô hình được tính toán tối đa là 11400 kg.

$$\beta_{t\max} = \arctan\left(\frac{c}{2h_g}\right) = \arctan\left(\frac{1850}{2.1096}\right) = 40°9'$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2Mg(h_1 - h_2)}{J}} = \sqrt{\frac{2Mg\Delta h}{J}}$$

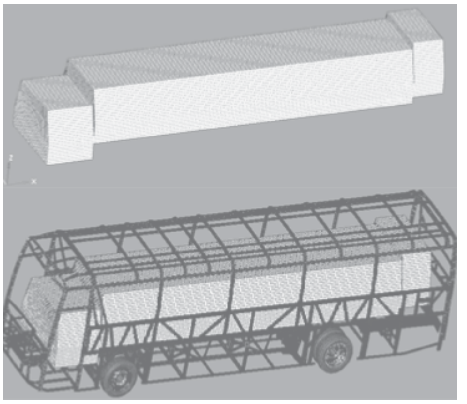
$$\omega = \frac{\sqrt{2.11400 * 0.00981 * 751}}{3.96 * 10^{10}} \simeq 2.06 * 10^{-3}$$



Hình 5. Mô hình lật nghiêng theo tiêu chuẩn

Thiết kế không gian an toàn theo tiêu chuẩn:

Từ kích thước quy định về không gian an toàn theo tiêu chuẩn, ta sử dụng phần mềm Hypermesh để thiết kế không gian an toàn.



Hình 6. Không gian an toàn

Tạo vật liệu, thuộc tính và gán điều kiện biên cho mô hình:

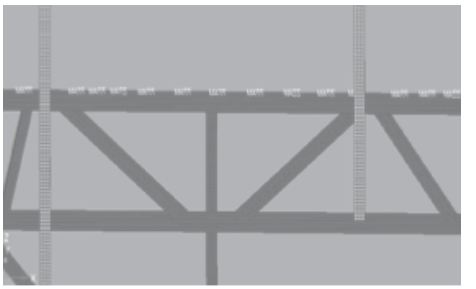
Trong nghiên cứu này, kết cấu khung xương sử dụng thép Q235, chassis sử dụng thép Q345, mặt phẳng lật và mặt phẳng va chạm sử dụng vật liệu cứng để mô phỏng, thuộc tính vật liệu thể hiện trong Bảng 1.

Bảng 1. Thuộc tính vật liệu [6]

Tên	Mô đun đàn hồi (Gpa)	Hệ số Poisson	Khối lượng riêng (Kg/ mm^3)	Ứng suất giới hạn (Mpa)
Q235	210	0.3	$7.85*10^{-6}$	235
Q345	210	0.3	$7.85*10^{-6}$	235

Tạo phương tác dụng của trọng lực:

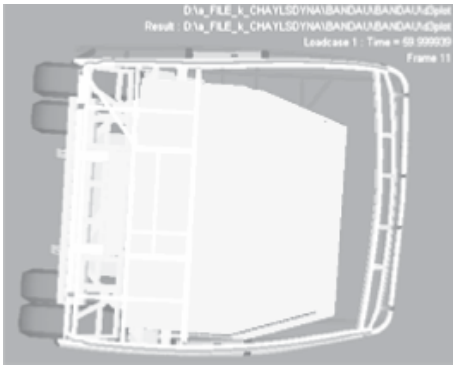
Sử dụng Load – Body – Y, tạo tiếp xúc cho cả xe với mặt phẳng va chạm sử dụng Surface To Surface để thiết lập. Sau khi tạo vật liệu, thuộc tính và gán điều kiện biên, ta tiến hành đặt các bộ phận khối lượng như hành khách, hành lý, thùng nhiên liệu, ắc quy,… lên mô hình (Hình 7).



Hình 7. Đặt khối lượng lên mô hình

2.4. Mô phỏng, hiển thị và phân tích kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu

Sử dụng phần mềm LS-Dyna để tiến hành mô phỏng và phần mềm Hyperview để hiển thị và phân tích kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu dưới điều kiện lật nghiêng.



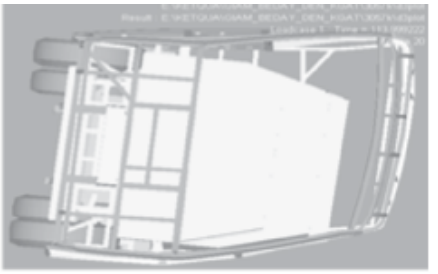
Hình 8. Kết quả mô phỏng mô hình khung xương ban đầu

Sau khi hiển thị kết quả trong Hyperview (Hình 8), mô hình khung xương khi xảy ra va chạm lật nghiêng hầu như không biến dạng, chứng tỏ khung xương dư bền, làm khoảng cách D lớn (tính từ không gian an toàn đến vị trí thân trên).

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

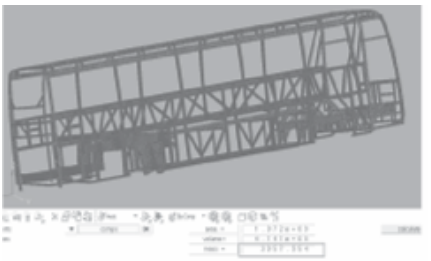
2.5. Giảm bề dày theo cách truyền thống và cải tiến mô hình khung xương theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng ECE R66

Sau khi giảm kích thước theo cách truyền thống, để khung xương biến dạng chạm đến không gian an toàn (Hình 9).



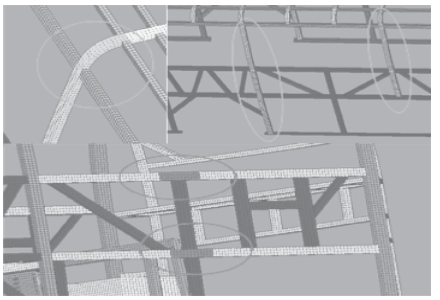
Hình 9. Kết quả sau khi giảm bề dày

Khối lượng khung xương giảm từ 3270 kg xuống 3057 kg (Hình 10).



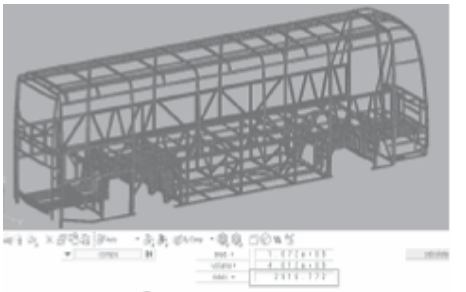
Hình 10. Khối lượng khung sau khi giảm bề dày theo cách truyền thống.

Tiến hành cải tiến kết cấu ở những vị trí xung yếu ảnh hưởng đến biến dạng và gia cường thêm miếng ốp dạng tấm như Hình 11.



Hình 11. Cải tiến kết cấu khung xương ban đầu

Kết quả giảm khối lượng thêm 5% so với trước khi cải tiến (Hình 12), giảm từ 3057 kg xuống còn 2918 kg.



Hình 12. Khối lượng sau khi cải tiến

2.6. Tối ưu hóa kết cấu khung xương

2.6.1. Chọn biến lượng tối ưu hóa

Dựa vào kết quả mô phỏng, tiến hành chọn các biến thiết kế tương ứng với những thanh mà ở đó tập trung ứng suất và biến dạng lớn nhất để tối ưu hóa bề dày kết cấu sao cho đạt yêu cầu về tổng khối lượng. Các thanh sau khi tối ưu nhỏ hơn trước khi tối ưu mà vẫn không bị xâm phạm không gian an toàn D theo Hình 13.

Hình 13. Chọn biến thiết kế tối ưu

- Biến x_1 gồm 08 thanh đứng của mảng bên hông trái và phải;
- Biến x_2 gồm 12 thanh cong hình chữ C ở mảng nóc của xe;
- Biến x_3 gồm 04 thanh ở đuôi mảng hông bên trái và bên phải;
- Biến x_4 gồm 04 thanh đứng ở mảng đuôi xe và đầu xe;

- D_1 là khoảng cách từ thanh đứng gia cố phía trước của hông trái, hông phải với không gian an toàn;

- D_2 là khoảng cách từ thanh đứng gia cố phía sau của hông phải, hông trái với không gian an toàn.

Biến thiết kế: $y = (x_1,x_2,x_3,x_4)$

$$\min F(y) = \sum_{j=1}^{n_e} M_j^e$$

Điều kiện:

$D_1 \geq 0$, $D_2 \geq 0$

$2 \leq x_1,x_2,x_3 \leq 4.5$; $3.5 \leq x_4 \leq 6$

Trong đó:

- F(y) là hàm số mục tiêu;
- n_e là toàn bộ cơ số kết cấu tối ưu hóa;
- M^e_j là trọng lượng các cụm thanh kết cấu tối ưu hóa thứ j;
- x là bề dày của thép hộp tính theo milimet.

Trong thí nghiệm mô phỏng này có tổng cộng 04 biến lượng, vì vậy chọn thiết kế thí nghiệm đồng đều $U_6*(6^4)$ với 06 thí nghiệm được tiến hành.

Với các giá trị nhỏ nhất và lớn nhất của 04 biến, thì chia mỗi biến thành 06 giá trị được thể hiện trong Bảng 2.

Bảng 2. Các cấp độ của biến

Nhân tố	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)
Cấp 1	2	2	2	2
Cấp 2	2.5	2.5	2.5	4
Cấp 3	3	3	3	4.5
Cấp 4	3.5	3.5	3.5	5
Cấp 5	4	4	4	5.5
Cấp 6	4.5	4.5	4.5	6

Do đó, bảng thiết kế thí nghiệm trực giao $U_6*(6^4)$ cần tiến hành tổng cộng 06 mô phỏng kiểm tra thể hiện trong Bảng 3.

Bảng 3. Bảng thiết kế thí nghiệm theo $U_6*(6^4)$

STT	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)
1	2	2.5	3	6
2	2.5	3.5	4.5	5.5
3	3	4.5	2.5	5
4	3.5	2	4	4.5
5	4	3	2	4
6	4.5	4	3.5	3.5

2.6.2. Kết quả thí nghiệm mô phỏng

Kết quả mô phỏng kiểm tra được thể hiện ở Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả thu thập số liệu thí nghiệm

STT	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	M (kg)
1	2	2.5	3	6	69.480	-32.745	233.341
2	2.5	3.5	4.5	5.5	75.871	-7.042	297.024
3	3	4.5	2.5	5	77.871	-16.109	317.441
4	3.5	2	4	4.5	79.904	6.0560	258.723
5	4	3	2	4	81.202	-6.137	279.139
6	4.5	4	3.5	3.5	82.373	23.687	342.822

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2.6.3. Dùng SPSS lập phương trình hồi quy thực nghiệm

Trong quá trình phân tích hồi quy dạng tuyến tính không đạt yêu cầu về hệ số tương quan R, nên tiến hành nâng bậc 2 phương trình hồi quy dưới dạng:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^{s} a_i x_i + \sum_{i=1}^{s} a_{ii} x_i^2 + \sum_{i<j}^{s} a_{ij} x_i x_j$$
$$i = 1,2..., j$$

Trong đó:
- y là hàm số hồi quy mặt phản ứng bậc 2;
- a_0, a_i, a_{ii}, a_{ij} là các hệ số hồi quy;
- x_1, x_2,…, x_j là các biến thiết kế.
- Thiết lập hồi quy mặt phản ứng bậc 2 thể hiện ở Bảng 5.

Bảng 5. Bảng thiết lập hồi quy mặt phản ứng bậc 2 của các biến

x_1^2	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2^2	x_2x_3	x_2x_4	x_3^2	x_3x_4	x_4^2
4	5	6	12	6.25	7.5	15	9	18	16
6.25	8.75	11.25	13.75	12.25	15.75	19.25	20.25	24.75	30.25
9	13.5	7.5	15	20.25	11.25	22.5	6.25	12.5	25
12.25	7	14	15.75	4	8	9	16	18	20.25
16	12	8	16	9	6	12	4	8	16
20.25	18	15.75	15.75	16	14	14	12.25	12.25	12.25

- Phương trình hồi quy xuất ra từ SPSS theo khối lượng M và khoảng cách D_1, D_2 như sau:

$$M = 139,7 + 32,063x_2 + 2,878x_1^2 + 2,909x_1x_3 – 2,647x_1x_4 + 1,018x_4^2$$
$$D_1 = 52,118 – 0,453x_2 + 0,672x_1^2 – 0,015x_1x_3 + 0,979x_1x_4 + 0,259x_4^2$$
$$D_2 = – 58,246 + 0,101x_2 + 1,938x_1^2 + 2,981x_1x_3 – 0,664x_1x_4 + 0,474x_4^2$$

- Phương trình hồi quy trên được đánh giá thông qua hệ số tương quan R theo Anova lần lượt là 1,1 và 1.

2.6.4. Giải phương trình hồi quy bằng giải thuật di truyền GA trong Matlab

- Code Matlab chương trình chính:

```
ObjectiveFunction = @simple_fitness_m;
nvars = 4;
LB = [2 2 2 3.5];
UB = [4.5 4.5 4.5 6];
```

```
ConstraintFunction = @simple_constraint_d;
rng(1,'twister')
[x,fval] = ga(ObjectiveFunction,nvars,...
[],[],[],[],LB,UB,ConstraintFunction)
```

- Code Matlab chương trình con

+ Hàm mục tiêu M:

```
function y = simple_fitness_m(x)
y = 139.7 + 32.063*x(2) + 2.878*x(1)^2 + 2.909*x(1)*x(3) – 2.647*x(1)*x(4) + 1.018*x(4)^2;
```

+ Hàm điều kiện D:

```
function [c, ceq] = simple_constraint_d(x)
c=[-52.118 + 0.453*x(2) – 0.672*x(1)^2 + 0.015*x(1)*x(3) – 0.979*x(1)*x(4) – 0.259*x(4)^2;
58.246 – 0.101*x(2) – 1.938*x(1)^2 – 2.981*x(1)*x(3) + 0.664*x(1)*x(4) – 0.474*x(4)^2];
ceq=[];
```

- Kết quả độ dày các biến được chọn (tính theo mm) từ Matlab được tổng hợp ở Bảng 6 và các giá trị M đạt min và khoảng cách D_1, D_2 thỏa mãn điều kiện ≥ 0.

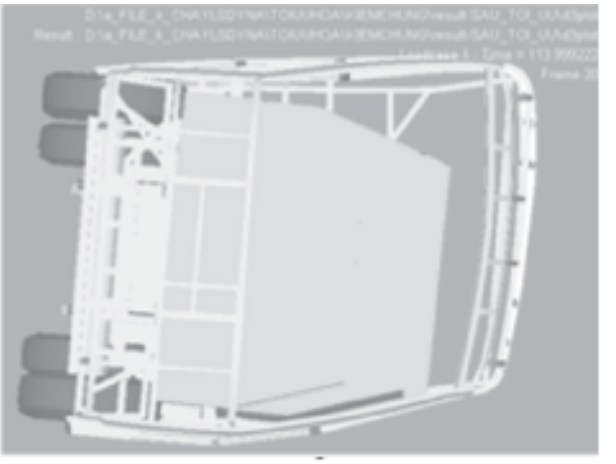
Bảng 6. Kết quả tối ưu bề dày các biến và giá trị min M và khoảng cách D_1, D_2

Giá trị	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	M (kg)	D_1 (mm)	D_2 (mm)
Tối ưu	3.5289	2.0000	3.0526	5.6187	250.6563	87.0069	$0.86*10^{-4}$

Do độ dày của thép (mm) trên thị trường có thông số tiêu chuẩn như sau: 1, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4, 4.5,… Vì vậy, độ dày các biến chọn theo tiêu chuẩn: $x_1 = 3.5$; $x_2 = 2$; $x_3 = 3$; $x_4 = 5.5$.

2.6.5. Kiểm tra kết quả tối ưu bằng mô phỏng

Từ các giá trị các biến tìm được, đưa vào thiết lập thuộc tính các biến trong Hypermesh và sau đó chạy lại mô phỏng kiểm tra cho kết quả theo Hình 13.



Hình 13. Kết quả hiển thị sau khi tối ưu.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Kết quả mô phỏng sau khi tối ưu cho thấy mô hình khung xương biến dạng sau khi va chạm lật nghiêng nhưng không còn xâm phạm vào không gian an toàn.

2.6.6. So sánh kết quả trước và sau tối ưu

Các giá trị về khoảng cách và khối lượng đo được thông qua thực nghiệm mô phỏng đưa ra để đối chiếu trước sau và khi tối ưu hóa thể hiện trong Bảng 7.

Bảng 7. Bảng giá trị kiểm nghiệm trước tối ưu và sau tối ưu

Thứ tự	Giá trị	Trước tối ưu	Sau tối ưu
1	x_1 (mm)	3.0	3.5
2	x_2 (mm)	3.0	2
3	x_3 (mm)	3.0	3
4	x_4 (mm)	5.0	5.5
5	M (kg)	313.004	254.880
6	D_1 (mm)	68.494	80.193
7	D_2 (mm)	-41.111	3.547

Từ bảng thu thập kết quả mô phỏng sau tối ưu, tổng khối lượng các thanh được chọn để tối ưu hóa giảm 18.5% so với trước khi tối ưu, đồng thời không gian an toàn toàn ở vị trí D_1, D_2 không bị xâm phạm, thỏa mãn được điều kiện an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66.

3. KẾT LUẬN

- Trong quá trình nghiên cứu tính an toàn lật nghiêng của mô hình khung xương xe Universe ghế ngồi ban đầu, kết quả mô phỏng không đảm bảo được điều kiện an toàn lật nghiêng theo tiêu chuẩn ECE R66. Khung xương phần thân trên và mảng bên hông có độ cứng lớn do thép dày hơn. Khối lượng khung xương nặng là không cần thiết.

- Tác giả tiến hành giảm độ dày theo cách truyền thống các đối tượng ở mảng bên hông để biến dạng khi va chạm đạt tới không gian an toàn theo kết quả mô phỏng. Từ kết quả này, tiếp tục cải tiến mô hình khung xương ở những vị trí ảnh hưởng lớn đến biến dạng bằng cách thay đổi thiết kế ban đầu và gia cường những tấm ốp tăng cứng bằng thép. Kết quả khối lượng sau cải tiến giảm thêm 5% so với ban đầu.

- Sau khi cải tiến để giảm thêm khối lượng, tiến hành tối ưu hóa kết cấu bằng các mô phỏng thí nghiệm theo mô hình $U_6*(6^4)$, đưa ra phương trình hồi quy thực nghiệm. Ứng dụng giải thuật di truyền GA trong Matlab tìm ra được kích thước độ dày tối ưu của các biến được chọn. So sánh tổng khối lượng của các biến sau tối ưu với trước tối ưu giảm 18.5% mà không gian an toàn vẫn không bị xâm phạm theo tiêu chuẩn an toàn lật nghiêng châu Âu ECE R66.

- Kết quả của nghiên cứu này có thể làm cơ sở để đề xuất đến Công ty Tracomeco nhằm giảm chi phí đầu vào, nâng cao chất lượng sản phẩm xe khách. Mặt khác, bổ sung sự đa dạng vào hướng nghiên cứu mới liên quan đến an toàn lật nghiêng của ô tô theo tiêu chuẩn châu Âu ECE R66.❖

Ngày nhận bài: **18/7/2023**
Ngày phản biện: **12/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Albertsson P, Falkmer T. *Is there a pattern in European bus and coach incidents? A literature analysis with a special focus on injury causation and injury mechanisms.* Accid Anal Prev 2005;37:225–33.

[2]. *National highway traffic safety administration.* Motor vehicle crash data from FARS and GES; 2004.

[3]. Tomas WT, Ignacio I, Agenor D D M J. *Numerical simulation of bus rollover. In: SAE Technical.* Paper Number 2007 – 01 – 2718. Warrendate, PA: 2007.

[4]. Yu C L and Hong C N. *Structural design optimization of the body section using the finite element method.* In: SAE Technical. Paper Number 2006 – 01 – 0954. Warrendate, PA: 206.

[5]. ECE – R66 E/ECE/324 Rev.1/Add.65/ Rev.1. *Uniform Technical Prescriptions Coneeming the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to The Strength of Their Superstructure.* 2006, United Nations.

[6]. Dương Chí Thiện (2015), *Thiết kế tối ưu tính an toàn kết cấu ô tô khách khi xảy ra va chạm lật nghiêng theo tiêu chuẩn châu Âu,* Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh.

CHẤT LƯỢNG SẢN PHẨM HÀN HỒ QUANG CHO LIÊN KẾT ỐNG CHỮ T

QUALITY OF ARC WELDING FOR TUBE-TO-TUBE CONNECTIONS

Trần Minh Thế Uyên, Dương Thị Vân Anh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong nghiên cứu này, các thí nghiệm hàn ống chữ T trên ống Ø60 và Ø50 với các độ dày khác nhau (2.5 mm, 3.2 mm, 4.0 mm và 5.2 mm) đã đưa ra những kết luận quan trọng. Ống dày hơn thể hiện ít biến dạng hơn do nhiệt và có độ cứng cao hơn. Ống mỏng hơn gây ra biến dạng nhiệt lớn hơn. Nhiệt độ ở cuối quá trình hàn thường cao hơn đối với ống mỏng, đạt tới 1427 °C cho độ dày 2.5 mm và 987 °C cho độ dày 5.2 mm. Ứng suất tập trung ở vị trí bắt đầu và kết thúc của đường hàn, với ứng suất dư giảm đi đối với ống dày hơn. Biến dạng dao động từ 3.54 mm đến 1.05 mm. Ống dày hơn có biến dạng tốt hơn nhờ độ cứng vững và dãn nở nhiệt. Ống mỏng hơn có xu hướng nghiêng và nhiệt độ cao hơn, gây ra biến dạng nhiệt lớn hơn.

Từ khóa: *Hàn hồ quang; Biến dạng; Ứng suất; Liên kết ống chữ T.*

ABSTRACT

The T-joint welding experiments on Ø60 and Ø50 pipes with varying thicknesses (2.5 mm, 3.2 mm, 4.0 mm, and 5.2 mm) yielded important conclusions. Thicker pipes showed less deformation due to heat and were more resistant. Thinner pipes experienced larger thermal deformations. Temperature at the end of welding was generally higher for thinner pipes, reaching 1427 °C for 2.5 mm thickness and 987 °C for 5.2 mm thickness. Stress concentrated at the start and end of the weld, with reduced residual stress for thicker pipes. Deformations ranged from 3.54 mm to 1.05 mm. Thicker pipes had better deformations due to increased stiffness and thermal expansion. Thinner pipes exhibited more tilting and higher temperatures, resulting in larger thermal deformations.

Keywords: *Welding; Deformation; Stress; T-joint welding.*

1. TỔNG QUAN

Hiện nay, các liên kết không tháo được của kim loại dạng tấm được thực hiện chủ yếu bằng phương pháp hàn. Trong đó, với các tấm có chiều dày nhỏ hơn 5 mm, phương pháp hàn 1 lớp thường được sử dụng. Trong lĩnh vực hàn các kim loại dạng tấm, bên cạnh các yêu cầu về độ bền, các yêu cầu về biến dạng của kết cấu hàn ngày càng được tập trung nghiên cứu. Để giảm biến dạng của kết cấu hàn, ngoài các yêu cầu về vật liệu, quy trình hàn cũng là một trong các yếu tố quan trọng, có ảnh hưởng lớn đến hình dạng của kết cấu sau hàn. ☞

Hàn hồ quang điện cực nóng chảy trong khí bảo vệ (GMAW: Gas Metal Arc Welding) là một phương pháp sử dụng hồ quang tạo ra giữa điện cực kim loại điền đầy được cấp liên tục vào vũng hàn. Phương pháp này được sử dụng với sự bảo vệ của khí được cấp bởi một nguồn bên ngoài và không có áp lực.

Khái niệm cơ bản về hàn hồ quang trong khí bảo vệ đã được giới thiệu từ năm 1920, nhưng đến tận năm 1948, nó mới được sử dụng rộng rãi trên thị trường. Đầu tiên, người ta xem nó là một phương pháp hàn với cường độ dòng điện cao, sử dụng điện cực làm kim loại trần với đường kính điện cực nhỏ và khí trơ là khí bảo vệ. Ứng dụng ban đầu của phương pháp là để hàn nhôm. Chính vì vậy, thuật ngữ MIG (Metal Inert Gas) hay hàn với điện cực kim loại trần có khí trơ bảo vệ đã được sử dụng và vẫn là sự ám chỉ phổ biến về phương pháp hàn này. Sự phát triển tuần tự điện một chiều mạch đập, ứng dụng được hàn một khoảng rộng hơn các vật liệu và sử dụng các loại khí có hoạt tính cao (đặt biệt là CO_2), tiếng Anh gọi là phương pháp hàn MAG (Metal Active Gas) và hỗn hợp khí làm môi trường bảo vệ. Sự phát triển sau này đã dẫn đến sự chấp nhận chính thức về thuật ngữ GMAW do sử dụng khí trơ và khí hoạt tính để bảo vệ mối hàn.

Một biến thể của phương pháp hàn hồ quang điện cực nóng chảy trong khí bảo vệ là sử dụng một điện cực hình ống có lõi chứa đầy bột kim loại để tạo nên những thành phần cơ bản của kim loại mối hàn (điện cực kim loại lõi thuốc). Những điện cực như thế khi sử dụng bắt buộc phải có khí bảo vệ kim loại vũng hàn nóng chảy khỏi tác động của không khí.

Những điện cực có lõi bột kim loại này được Hiệp hội Hàn Hoa Kỳ coi là một nhánh của GMAW. Các hiệp hội hàn ở các nước khác có thể xếp điện cực này vào nhóm điện cực có lõi thuốc.

Phương pháp hàn hồ quang điện cực nóng chảy trong khí bảo vệ có thể vận hành theo kiểu bán tự động hoặc tự động. Tất cả các kim loại quan trọng trong thương mại như là thép cácbon, thép hợp kim thấp độ bền cao, thép không rỉ, nhôm, đồng, titan và các hợp kim của niken có thể hàn ở mọi tư thế bằng phương pháp này, chỉ cần lựa chọn được khí bảo vệ, điện cực và các thông số hàn thích hợp.

❖ Phạm vi ứng dụng và ưu điểm

Phương pháp hàn hồ quang điện cực nóng chảy trong khí bảo vệ có nhiều ưu điểm đáng chú ý. Đầu tiên, nó có thể hàn các loại kim loại và hợp kim. Thứ hai, với sự ứng dụng của GMAW, không gian làm việc không bị giới hạn như hàn hồ quang bằng que hàn có thuốc bọc. Thứ ba, phương pháp này cho phép hàn ở các tư thế đa dạng, một điểm mạnh so với hàn hồ quang truyền thống. Tốc độ điền đầy cũng nhanh hơn vì dây hàn được cấp liên tục, không cần dừng để gây lại hồ quang. Bên cạnh đó, sử dụng chất chuyển kim loại dạng bụi, mối hàn có thể thâm nhập sâu hơn và thực hiện được hàn góc với kích cỡ nhỏ. Cuối cùng, phương pháp này cũng giảm thiểu công việc làm sạch sau khi hàn do ít xảy ra tạo xỉ.

Những ưu điểm của phương pháp hàn này đặc biệt phù hợp với sản xuất lớn và các ứng dụng hàn tự động. Ưu điểm này bộc lỗ rõ nét hơn khi sử dụng rô bốt hàn, một lĩnh vực mà phương pháp hàn hồ quang trong khí bảo vệ chiếm ưu thế.

❖ Những hạn chế của phương pháp

Phương pháp hàn hồ quang điện cực

nóng chảy trong khí bảo vệ có những hạn chế cần xem xét. Đầu tiên, phương pháp này yêu cầu thiết bị hàn phức tạp, đắt tiền và cồng kềnh hơn so với phương pháp hàn hồ quang que hàn có thuốc bọc. Thứ hai, phương pháp hàn này khó áp dụng trong các vị trí khó tiếp cận vì súng hàn lớn hơn và yêu cầu khoảng cách liên kết đặc biệt để bảo vệ mối hàn. Thứ ba, cần bảo vệ hồ quang hàn khỏi tác động của không khí, điều này hạn chế sử dụng phương pháp này ngoài trời hoặc yêu cầu biện pháp bảo vệ khác. Cuối cùng, mức độ nhiệt và cường độ dòng điện cao có thể gây khó chịu cho người thợ vận hành.

Hiện nay, ngành hàn Việt Nam đã có nhiều thay đổi tích cực trong 15 năm qua. Cùng với tiến trình hội nhập WTO, ngành hàn đang đứng trước nhiều cơ hội và nhiều thử thách, các mối hàn không chỉ dừng lại ở việc liên kết các chi tiết lại với nhau mà còn phải đảm bảo được cơ tính thẩm mỹ và chính xác nữa.

Trong quá trình nghiên cứu về lĩnh vực hàn, có một vấn đề tồn tại rất lớn là các biến dạng do quá trình hàn gây ra bởi vì biến dạng nhiệt của quá trình hàn hồ quang điện rất khó dự đoán, và rất khó để tính toán chính xác được. Đây là một trong những hạn chế lớn nhất của phương pháp hàn, và cũng vì thế mà phương pháp hàn được đánh giá là có độ chính xác thấp. Nếu như chúng ta khống chế được các biến dạng và sai số về hình dáng hình học trong quá trình hàn, thì sẽ mở ra một cơ hội lớn hơn nữa đối với ngành hàn.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

Sử dụng mô hình nguồn nhiệt Goldak's double ellipsoid, đây là mô hình chính dùng để mô phỏng hàn GMA-welding.

$$Front: q_f(x,y,z) = \frac{6.\sqrt{3}.f_f.Q}{b.d.a_f.\pi.\sqrt{\pi}} e^{\left(\frac{-3x^2}{a_f{}^2}\right)}.e^{\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right)}.e^{\left(\frac{-3z^2}{d^2}\right)}$$

$$Front: q_r(x,y,z) = \frac{6.\sqrt{3}.f_r.Q}{b.d.a_r.\pi.\sqrt{\pi}} e^{\left(\frac{-3x^2}{a_r{}^2}\right)}.e^{\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right)}.e^{\left(\frac{-3z^2}{d^2}\right)}$$

Với:

$$Q = \left(\frac{V.I.60}{S.1000}\right).Efficiency$$

$$f_f = \frac{2}{1+\left(\frac{a_r}{a_f}\right)}$$

$$f_r = \frac{2}{1+\left(\frac{a_f}{a_r}\right)}$$

Trong đó:

Q: Nhiệt cấp vào (kJ/mm);

V = Voltage (V);

I = Current (A);

S = Tốc độ hàn (mm/min);

Efficiency: Hiệu suất phụ thuộc vào loại phương pháp hàn, theo nghiên cứu của M. Seyyedian Choobi hiệu suất 60% sẽ đáp ứng được sự phù hợp giữa thực nghiệm và mô phỏng;

f_f: Hệ số nhiệt phía trước;

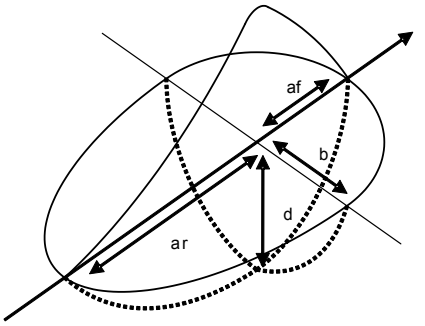
f_r: Hệ số nhiệt phía sau;

a_f: Giá trị này xác định chiều dài nguồn nhiệt phía trước;

a_r: Giá trị này xác định chiều dài nguồn nhiệt phía sau. Tổng chiều rộng của nguồn nhiệt được tính bằng (a_f+ a_r).

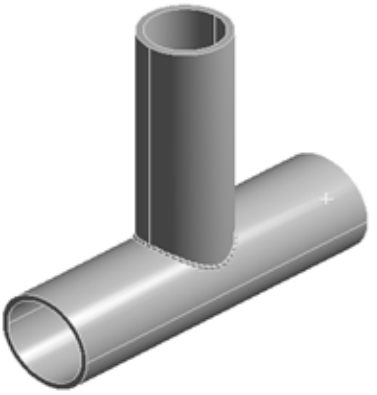
b: Chiều rộng một bên của nguồn nhiệt (tổng chiều rộng là 2b);

d: Độ sâu của nguồn nhiệt.

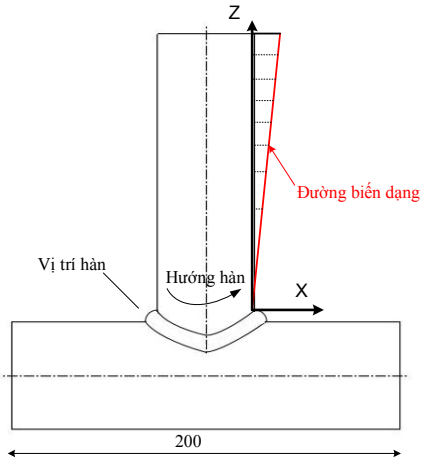


Hình 1. Mô hình nguồn nhiệt

3. MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM VÀ MÔ PHỎNG



Hình 2. Mô hình hình học của bài toán



Hình 3. Tọa độ và vị trí đo biến dạng của liên kết hàn

Ta xét 04 trường hợp ống có đường kính 60 mm và 50 mm với 4 loại chiều dày.

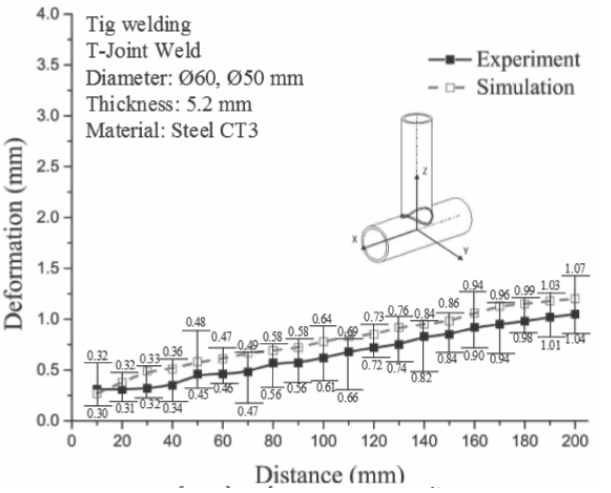
+ Đường kính ngoài: 60 mm;
+ Bề dày: 2.5 mm, 3.2 mm, 4 mm, 5.2 mm;
+ Chiều dài: 200 mm.

* Thông số hàn: lấy đúng với thực tế trong quá trình làm thực nghiệm.

+ Dòng: 90A;
+ Voltage: 80V.

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

Sau khi mô phỏng và làm thí nghiệm hàn ống với trường hợp hàn chữ T, Ø60 và Ø50, chiều dày lần lượt là 2.5 mm, 3.2 mm, 4.0 mm, 5.2 mm, các kết luận sau được rút ra:



Hình 4. Biểu đồ biến dạng của mẫu dày 5.2 mm

- Các ống càng dày thì biến dạng do nhiệt gây ra càng nhỏ, càng khó biến dạng. Các ống có chiều dày nhỏ thì độ biến dạng nhiệt gây ra càng lớn khi hàn cùng một chế độ hàn (biến dạng 3,54 mm đối với ống dày 2.5 mm; và 1,05 mm đối với ống dày 5.2 mm);

- Nhìn chung, với ống có chiều dày nhỏ hơn, nhiệt độ tại cuối quá trình hàn sẽ cao hơn. Trong các mô phỏng này, với chiều dày 2.5 mm, nhiệt độ cao nhất tập trung tại vùng cuối của đường hàn với giá trị nhiệt độ 1427 ^{o}C. Trong khi đó, với chiều dày 5.2 mm, giá trị nhiệt độ cao nhất cũng tập trung tại vùng cuối của đường hàn, nhưng giá trị nhiệt độ chỉ ở mức 987 ^{o}C;

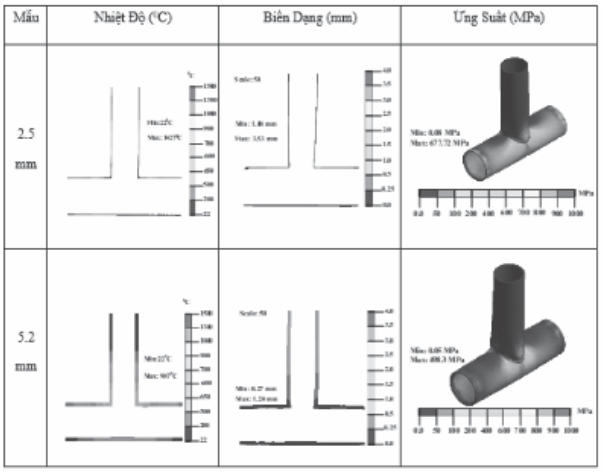
- Phương pháp mô phỏng cũng cho thấy phân bố ứng suất của kết cấu hàn như bảng 5.1.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Với phân bố này, ứng suất cao nhất sẽ tập trung tại vị trí bắt đầu và kết thúc của đường hàn. Ngoài ra, phương pháp số cũng cho thấy vùng lân cận đường hàn cũng tồn tại các giá trị ứng suất dư. Nhìn chung, với ống có chiều dày lớn hơn, ứng suất dư sẽ giảm đáng kể.

Kết quả này cho thấy biến dạng ứng với các chiều dày 2.5 mm, 3.2 mm, 4.0 mm và 5.2 mm lần lượt là 3.54 mm, 2.32 mm, 1.78 mm, và 1.05 mm. Với phương pháp đo biến dạng như Hình 3, biến dạng lớn nhất tồn tại ở vị trí cuối của ống đứng. Tương tự như kết quả về phân bố nhiệt và phân bố ứng suất dư, biến dạng của kết cấu hàn ứng với các chiều dày lớn hơn sẽ tốt hơn. Kết quả này có thể được giải thích bởi độ cứng vững của kết cấu và hiện tượng dãn nở và co rút nhiệt. Ứng với các trường hợp có chiều dày mỏng hơn, độ cứng vững của kết cấu sẽ giảm đáng kể, do đó, hiện tượng ống bị nghiêng sẽ xảy ra rõ ràng hơn. Ngoài ra, do cùng được hàn với một bộ thông số, do đó, các ống có chiều dày thành nhỏ hơn sẽ có nhiệt độ cao hơn như bảng 1. Đây cũng là lý do gây nên hiện tượng biến dạng nhiệt lớn hơn khi so sánh với các trường hợp chiều dày ống khác.

Bảng 1. Kết quả mô phỏng nhiệt độ, biến dạng và ứng suất



5. KẾT LUẬN

Qua quá trình mô phỏng biến dạng kiểu hàn chữ T cho 04 loại chiều dày khác nhau, kết quả cho thấy đối với ống có chiều dày nhỏ nhất là 2.5 mm có độ biến dạng là lớn nhất, kế đến là chiều dày 3.2 mm, 4.0 mm, và chiều dày 5.2 mm cho kết quả ít biến dạng nhất. Đối với kết quả thí nghiệm, ở hình 5.8 cho ta thấy độ biến dạng của mẫu dày 5 mm cũng là thấp nhất và mẫu 2 mm có độ biến dạng cao nhất.❖

Ngày nhận bài: **26/4/2023**
Ngày phản biện: **25/5/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Hoàng Tùng, Nguyễn Thúc Hà, Ngô Lê Thông. *Cẩm nang hàn,* NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2006.
[2]. TS. Ngô Lê Thông. *Công nghệ hàn điện nóng chảy (Tập 1: Cơ sở lý thuyết)*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2004.
[3]. AWS D1.1/D1.1M, *Structural Welding Code – Steel*, 2006.
[4]. TCVN 1651-85, *Thép cốt bê tông cán nóng.*
[5]. TS. Nguyễn Thúc Hà, TS. Bùi Văn Hạnh, ThS. Võ Văn Phong. *Giáo trình công nghệ hàn*, NXB. Giáo dục, 2006.
[6]. M. Seyyedian Choobi, M. Haghpanahi and M. Sedighi. *Investigation of the Effect of Clamping on Residual Stresses and Distortions in Butt-Welded Plates,* (2010).
[7]. T. Böhme, C. Dornscheidt, T. Pretorius, J. Scharlack and F. Spelleken. *Modeling, Simulation and Experimental Studies of Distortions,* Residual Stresses and Hydrogen Diffusion During Laser Welding of As-Rolled Steels (2012).

NGHIÊN CỨU NHẬN DIỆN HƯ HỎNG BẤT THƯỜNG TRONG DẦM THÉP BẰNG VARIATIONAL AUTOENCODER (VAE)

STUDY ON ANOMALY DETECTION OF STEEL BEAM USING VARIATIONAL AUTOENCODER (VAE)

Lưu Thanh Tùng[1,2], Lê Quý Phương[1,2], Nguyễn Đức Thiên Ân[1,2], Đặng Long Khang Huy[1,2]
[1]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (HCMUT)
[2]Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (VNU-HCM)

TÓM TẮT

Trong lĩnh vực bảo trì và bảo dưỡng, việc tiến hành khảo sát và điều tra để xác định và phân tích các hư hỏng đóng vai trò quan trọng trong quá trình sản xuất. Gần đây, đã có một lượng lớn nghiên cứu về các kỹ thuật phát hiện bất thường nhằm tránh các hạn chế liên quan đến chi phí và nhãn dữ liệu. Do đó, chúng tôi đề xuất sử dụng một phương pháp học máy không giám sát được biết đến là Variational AutoEncoder (VAE) để chẩn đoán các hư hỏng của dầm, một chi tiết cơ bản trong lĩnh vực cơ khí. Bằng cách tiến hành thực nghiệm trên các mô hình dầm, chúng tôi có thể đánh giá và biểu diễn các hư hỏng một cách hiệu quả trong không gian tiềm ẩn. Qua đó, nghiên cứu này đã cho thấy tính hiệu quả và khả thi của không gian ẩn trong mô hình VAE, có thể ứng dụng với nhiều loại hư hỏng và nhiều chi tiết khác trong công nghiệp.

Từ khóa: *Hư hỏng của dầm; Nhận diện bất thường; VAE; Không gian tiềm ẩn.*

ABSTRACT

In the field of maintenance and upkeep, conducting surveys and investigations to identify and analyze faults plays a crucial role in the production process. Recently, there has been a significant amount of research on anomaly detection techniques to overcome limitations related to cost and data labeling. Therefore, we propose the use of an unsupervised machine learning method known as Variational AutoEncoder (VAE) for diagnosing beam faults, a fundamental component in the mechanical industry. By conducting experiments on beam models, we can effectively evaluate and represent faults in the latent space. This research demonstrates the effectiveness and feasibility of the latent space in the VAE model, which can be applied to various types of faults and different components in the industry.

Keywords: *Damage of beam; Anomaly detection; VAE; Latent space.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việc điều tra, khảo sát hư hỏng luôn là mối quan tâm trong lĩnh vực bảo trì và bảo dưỡng máy móc, trong đó việc khảo sát hư hỏng do mỏi thường khó để nhận biết sự xuất hiện của các vết nứt trong vật liệu. Những năm gần đây, các phương pháp chẩn đoán sử dụng trí tuệ nhân tạo (AI) thường liên quan đến tác vụ phân loại hoặc hồi quy (classification and regression) [1], [2], tuy nhiên để thu thập dữ liệu hư hỏng đòi hỏi công sức và chi phí đáng kể. Các dữ liệu cho các trạng thái hỏng hiếm và đôi khi không thể có được [3]. Trong khi đó, việc phân loại mức độ hư hỏng do các yếu tố khác nhau trong kết cấu cũng khó khăn. Dữ liệu được gán nhãn thường không có sẵn, khiến các thuật toán không hiệu quả [4].

Trong lĩnh vực trí tuệ nhân tạo (AI), nhận diện bất thường (anomaly detection) đã được chú ý đến nhờ ưu điểm tránh những hạn chế của các phương pháp đã nêu trên [5]. Xirui Ma và cộng sự đã chỉ ra rằng học không giám sát có thể chỉ ra những hư hỏng bất thường có thể phát hiện từ các đặc trưng trích xuất từ dữ liệu dao động mà không cần phải dán nhãn [6]. Ở nghiên cứu này, chúng tôi đưa ra một phương pháp có thể nhận biết được hư hỏng sử dụng học máy không giám sát (unsupervised learning) có tên là Variational AutoEncoder (VAE) [7]. Các thiết kế, tính toán về quy trình lấy mẫu, xử lý số liệu bằng Variational Mode Decomposition (VMD) [8] và thông số mạng cũng được trình bày. Ngoài ra, miền không gian ẩn (latent space) trích xuất từ dữ liệu rung động thông qua VAE sẽ được phân tích, đánh giá và biểu diễn để thể hiện hư hỏng so với dầm thép nguyên vẹn.

2. PHƯƠNG PHÁP

2.1. Dữ liệu thu thập

Tín hiệu liên tục từ cảm biến được đọc và chuyển thành tín hiệu số thông qua card âm thanh của máy tính bằng phần mềm, từ đó được lưu dưới dạng tệp có đuôi mở rộng *.wav. Các thông số lấy mẫu được cài đặt ngay trên phần mềm như tần số lấy mẫu, độ phân giải của tín hiệu. Tần số lấy mẫu được chọn là 16000 Hz.

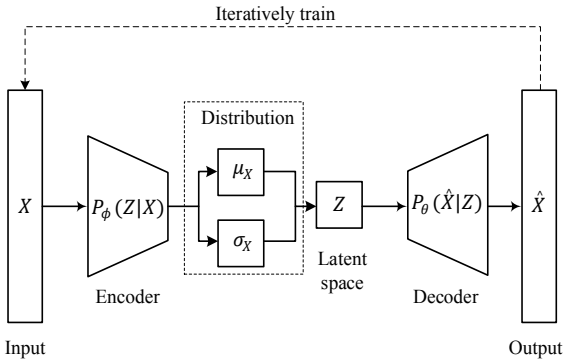
Có hai vấn đề cần quan tâm khi chọn tần số lấy mẫu. Đầu tiên là tần số lấy mẫu phải lớn hơn gấp hai lần tần số cao nhất của tín hiệu. Thứ hai, tần số lấy mẫu không quá lớn vì nếu quá lớn đồng nghĩa máy tính sẽ xử lý nhiều hơn cho mỗi giây. Vì vậy để chọn tần số lấy mẫu cần cho chạy thử với các tần số khác nhau ứng với dãy tần số giới hạn của cảm biến. Sau đó thông qua phổ FFT của tín hiệu và khả năng xử lý của máy tính (đo bằng thời gian) để chọn ra tần số thích hợp.

2.2. Xử lý tín hiệu

Đối với dạng tín hiệu dạng sóng, kỹ thuật trích xuất các hàm có tên là Intrinsic Mode Function [9] (IMF), theo đó một tín hiệu bao gồm nhiều mode dao động, mỗi dao động là một hàm IMF mang ý nghĩa là các dao động riêng lẻ hợp thành tín hiệu, mỗi phần mang một đặc trưng là tần số và biến đổi biên độ riêng. Do đó, ở nghiên cứu này, phương pháp Variational Mode Decomposition (VMD) [8] được sử dụng để trích xuất những mode tín hiệu khác nhau.

Thuật toán VMD là một quá trình tối ưu hóa thông qua các vòng lặp. Các IMF xác định bằng cách tìm các tần số trung tâm, thông qua việc tối thiểu hóa hàm chi phí được tính toán thông qua chuẩn Euclid (L2) giữa tín hiệu gốc và tín hiệu được ước tính. Các tham số sẽ được cập nhật thông qua phép nhân tử Larrange. ☞

2.3. Variational AutoEncoder



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý mạng VAE. Dữ liệu vào X được đưa qua bộ mã hóa $P_\phi(Z|X)$ để đưa về miền ẩn rồi từ đó truyền qua bộ giải mã $P_\theta(\hat{X}|Z)$ để sinh ra dữ liệu tái tạo $\hat{X}$.

Variational Autoencoder [8], hay gọi tắt là VAE, là một loại mạng nơron nhân tạo được sử dụng trong học máy không giám sát. Dữ liệu ban đầu thông qua VAE sẽ được nén về một miền dữ liệu ẩn (latent space) bằng phương pháp ánh xạ qua bộ mã hóa (encoder) với số chiều nhỏ hơn dữ liệu gốc. Sau đó, một mạng nơron giải mã (decoder) sẽ ánh xạ từ latent space về miền dữ liệu ban đầu, cụ thể nguyên lý hoạt động của VAE được thể hiện qua Hình 1. Ưu điểm của mô hình neural network này là latent được nén về biểu diễn nhỏ hơn, nhưng vẫn giữ được các đặc tính quan trọng của dữ liệu gốc. Ngoài ra, ta có thể quyết định phân phối mà latent sinh ra nhờ Kullback-Leibler (KL) divergence [10].

Đối với miền dữ liệu rung động không có quá nhiều sự khác biệt giữa dữ liệu hư hỏng và dữ liệu nguyên vẹn. Do đó, trong nghiên cứu này, chúng tôi sử dụng dữ liệu ở trạng thái ban đầu của dầm (không bị hư hỏng) để trích xuất latent dưới dạng một phân phối chuẩn $\mathcal{N} \sim (\mu_X, \sigma_X^2)$ như đã nêu trên Hình 1. Các điểm trong miền ẩn ở trạng thái hư hỏng sẽ được đối chiều với các điểm ở trạng thái nguyên vẹn trong miền ẩn. Theo nghiên cứu [6], hàm mất mát của VAE được tính toán từ Kullback Leibler divergence (KL) dùng để ràng buộc phân phối chuẩn cho latent space thể hiện ở công thức (1).

$$D_{KL}(p(x)||q(x)) = \sum_{x\in\chi} p(x)\log\left(\frac{p(x)}{q(x)}\right) \quad (1)$$

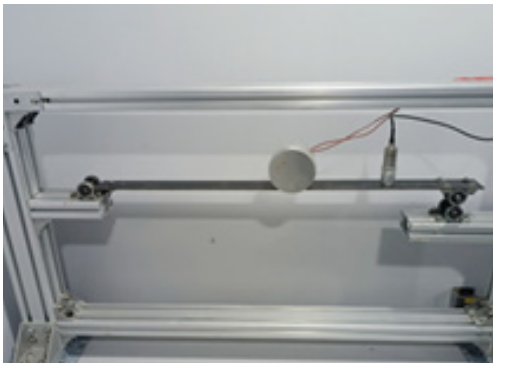
Với x là dữ liệu ban đầu, p(x) và q(x) là hai phân phối do encoder và decoder tạo ra. Như vậy, hàm mất mát cuối cùng của VAE trình bày ở công thức (2).

$$\mathcal{L}_{VAE} = \lambda||x-\hat{x}|| + E_x D_{KL}(p(z|x)||p(z)) \quad (2)$$

Với $x, \hat{x}$ lần lượt là dữ liệu gốc và dữ liệu khôi phục, p(z|x) là phân phối của latent sinh ra từ dữ liệu gốc bởi encoder và p(z) là phân phối của latent mà ta mong muốn trở thành.

3. THÍ NGHIỆM

Mô hình thí nghiệm gồm 03 phần chính: dầm, khung đỡ dầm (bao gồm liên kết với dầm) và động cơ rung, trong đó mô hình dầm có kích thước là 90 x 50 x 5 (mm).



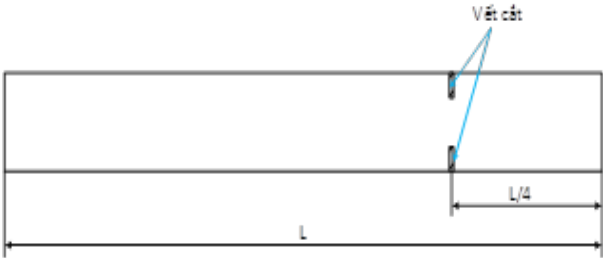
Hình 2. Mô hình thí nghiệm dầm.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Dưới tác dụng của tải trọng, chi tiết dầm sẽ bị phá hủy sau một số chu kỳ nhất định.

Tuy nhiên, nếu để dầm mỏi một cách tự nhiên (không tác động thêm) trong quá trình mô phỏng hoạt động thì sẽ cần rất nhiều thời gian để dầm tiến đến trạng thái này. Do đó, dầm sẽ được cắt ban đầu để tạo nên ứng suất tập trung tại một vị trí cụ thể để giúp dầm phát triển vết nứt tế vi đó, từ đó có thể mô phỏng được quá trình hư hỏng của dầm.

Vị trí cắt là tại vị trí ¼ của dầm, dầm sẽ được rung liên tục và cứ cách mỗi phút sẽ lấy mẫu một lần. Dầm sẽ lấy với 10 mức độ hư hỏng, ứng với mỗi mức độ thì chiều dài vết cắt sẽ tăng thêm 2mm. Giữa các mẫu đều có thời gian nghỉ vì khi hoạt động, động cơ nóng sinh nhiệt ảnh hưởng đến kết quả đo. Các mẫu thí nghiệm phải được đánh số thứ tự và thời gian và điều kiện lấy mẫu.



Hình 3. Tạo vết cắt kích thích hư hỏng cho dầm.

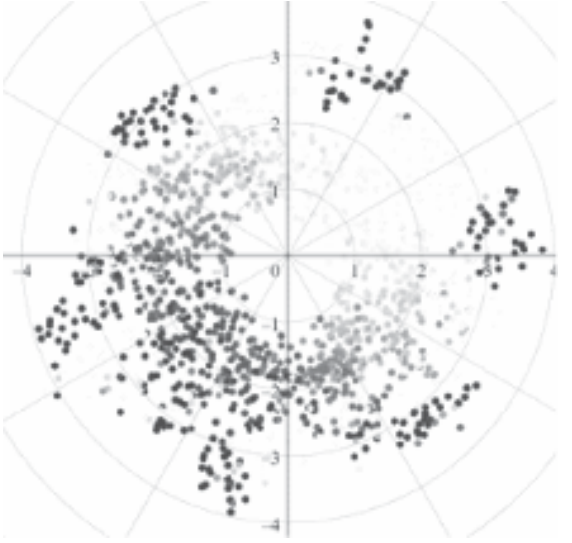
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Qua quá trình xử lý tín hiệu thu được số lượng từ các kênh IMF thông qua quá trình xử lý bằng VMD, cụ thể VMD tối đa 05 kênh IMF. Để tín hiệu được trích xuất một cách hiệu quả, các IMF được đánh giá thông qua hệ số tương quan giữa các kênh với tín hiệu gốc được thể hiện ở Bảng 1.

Bảng 1. Hệ số tương quan của các kênh IMF so với tín hiệu gốc thu được từ các dầm

IMF	1	2	3	4	5
Dầm 1	0.023	0.035	0.042	0.108	0.996
Dầm 2	0.012	0.029	0.028	0.106	0.998
Dầm 3	0.043	0.061	0.088	0.069	0.993
Dầm 4	0.045	0.070	0.177	0.098	0.980

Những kênh có hệ số tương quan lớn hơn giá trị 0,1 sẽ được chọn để xử lý. Các thành phần dao động cưỡng bức mang đặc tính của dao động cưỡng bức, nếu có sự thay đổi bất kỳ nào thì biên độ của các thành phần này cũng sẽ thay đổi. Do đó, sau khi chọn được các kênh IMF chủ đạo thì sử dụng biên độ tức thời của chúng để làm thông số đầu vào cho quá trình chẩn đoán hư hỏng bằng VAE.



Hình 4. Biểu diễn latent space trích xuất từ dầm nguyên vẹn và hư hỏng được thể hiện qua phép PCA. Các điểm màu xanh lục và xanh dương thể hiện dầm trong trạng thái hoạt động bình thường ở tập huấn luyện và tập kiểm chứng, các điểm màu đỏ biểu thị dầm bị hư hỏng trong tập kiểm chứng.

Sau khi xử lý tín hiệu, ta trích xuất biểu diễn latent của mô hình đã được huấn luyện. Các đặc trưng trích xuất được thể hiện trong hình 5. Ta nhận thấy khi mức độ hư hỏng càng gia tăng thì giá trị latent có xu hướng tăng theo. Điều này chứng tỏ rằng encoder của VAE có khả năng chỉ ra những hư hỏng và có thể nhận biết một cách rõ ràng thông qua tỷ lệ phương sai.

Kết quả dự đoán hư hỏng của mô hình được thể hiện ở bảng (2).

Bảng 2. Kết quả dự đoán hư hỏng trên dầm.

	Độ chính xác
Dầm 1	85%
Dầm 2	89%
Dầm 3	85%
Dầm 4	89%

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, chúng tôi giới thiệu phương pháp VAE để nhận biết hư hỏng thông qua dữ liệu rung động. Kết quả chỉ ra rằng VAE có hiệu quả trong việc trích xuất những đặc tính của hệ dầm. Latent sinh ra từ encoder có thể phân biệt được một cách rõ ràng thông qua biểu diễn của nó trên đồ thị phân phối. Nó cũng làm nổi bật tầm quan trọng của các đặc trưng ẩn trong VAE nói riêng và mô hình generative deep learning nói chung.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ đề tài mã số SVKSTN-2022-CK-33. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM đã hỗ trợ cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **15/5/2023**
Ngày phản biện: **26/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Zhao, B., Cheng, C., Peng, Z., Dong, X., & Meng, G. (2020). *Detecting the early damages in structures with nonlinear output frequency response functions and the CNN-LSTM model.* IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 69(12), 9557-9567.

[2]. Chamangard, M., Ghodrati Amiri, G., Darvishan, E., & Rastin, Z. (2022). *Transfer Learning for CNN-Based Damage Detection in Civil Structures with Insufficient Data.* Shock and Vibration, 2022.

[3]. Wu, R., & Keogh, E. (2021). *Current time series anomaly detection benchmarks are flawed and are creating the illusion of progress.* IEEE Transactions on Knowledge and Data Engineering.

[4]. Nguyen, K. T., & Medjaher, K. (2021). *An automated health indicator construction methodology for prognostics based on multi-criteria optimization.* ISA transactions, 113, 81-96.

[5]. An, J., & Cho, S. (2015). *Variational autoencoder based anomaly detection using reconstruction probability.* Special lecture on IE, 2(1), 1-18.

[6]. Ma, X., Lin, Y., Nie, Z., & Ma, H. (2020). *Structural damage identification based on unsupervised feature-extraction via Variational Auto-encoder.* Measurement, 160, 107811.

[7]. Kingma, D. P., & Welling, M. (2014, April). *Stochastic gradient VB and the variational auto-encoder. In Second international conference on learning representations,* ICLR (Vol. 19, p. 121).

[8]. Kingma, D. P., & Welling, M. (2013). *Auto-encoding variational bayes.* arXiv preprint arXiv:1312.6114.

[9]. Dragomiretskiy, K., & Zosso, D. (2013). *Variational mode decomposition.* IEEE transactions on signal processing, 62(3), 531-544.

[10]. Wang, G., Chen, X. Y., Qiao, F. L., Wu, Z., & Huang, N. E. (2010). *On intrinsic mode function. Advances in Adaptive Data Analysis,* 2(03), 277-293.

[11]. Goldberger, J., Gordon, S., & Greenspan, H. (2003, October). *An Efficient Image Similarity Measure Based on Approximations of KL-Divergence Between Two Gaussian Mixtures*. In ICCV (Vol. 3, pp. 487-493).

BIẾN DẠNG ỐNG TRONG QUY TRÌNH HÀN HỒ QUANG TRƯỜNG HỢP HÀN SỬ DỤNG CORE NỐI

TUBE DEFORMATION DURING THE WELDING PROCESS IN THE CASE OF WELDING USING A FUSION SPLICER

Trần Minh Thế Uyên, Dương Thị Vân Anh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Sau khi mô phỏng và thí nghiệm hàn ống có đường kính Ø60 và các chiều dày lần lượt là 2.5 mm, 3.2 mm, 4 mm và 5.2 mm bằng cách sử dụng core nối, chúng ta rút ra các kết luận quan trọng như sau: Phân tích phương pháp mô phỏng cho thấy phân bố nhiệt tại mặt cắt của kết cấu hàn có sự thay đổi đáng kể về nhiệt độ. Tổng thể, với ống có chiều dày nhỏ hơn, nhiệt độ tại vị trí cuối cùng của quá trình hàn sẽ cao hơn. Khi mô phỏng các trường hợp này, kết quả cho thấy, với chiều dày 2.5 mm, nhiệt độ cao nhất tập trung ở vùng cuối của đường hàn, đạt giá trị 1279 °C. Trong khi đó, với chiều dày 5.2 mm, giá trị nhiệt độ cao nhất cũng tập trung ở vùng cuối của đường hàn, nhưng chỉ đạt giá trị 829 °C. Sự chênh lệch nhiệt độ này cũng là một trong những nguyên nhân dẫn đến sự biến dạng khác nhau của kết cấu hàn, tùy thuộc vào các chiều dày khác nhau của ống.

Từ khóa: *Hàn hồ quang; Biến dạng; Ứng suất; Liên kết ống.*

ABSTRACT

After simulating and conducting experiments on Ø60 pipes with thicknesses of 2.5 mm, 3.2 mm, 4 mm, and 5.2 mm using a core joint, we draw the following important conclusions: The analysis of the simulation method reveals significant variations in temperature distribution at the cross-section of the weld structure. Overall, for pipes with smaller thicknesses, the temperature at the final position of the welding process is higher. In these simulations, with a thickness of 2.5 mm, the highest temperature is concentrated at the end region of the weld, reaching 1279 °C. On the other hand, for a thickness of 5.2 mm, the highest temperature is also concentrated at the end region of the weld but only reaches 829 °C. This temperature difference is one of the causes of the varying deformations in the weld structure, depending on the different thicknesses of the pipes.

Keywords: *Welding; Deformation; Stress; Pipe connection.*

1. TỔNG QUAN

Hàn hồ quang điện trong môi trường có khí bảo vệ (GSAW: Gas Shielded Arc Welding) là công nghệ hàn được sử dụng rất rộng rãi hiện nay. Trong nền công nghiệp hiện đại, hàn hồ quang bằng điện trong môi trường có khí bảo vệ chiếm một vị trí rất quan trọng. Nó không những có thể hàn các loại thép kết cấu thông thường mà còn có thể hàn các loại thép hợp kim cao, kim loại màu và hợp kim của chúng.

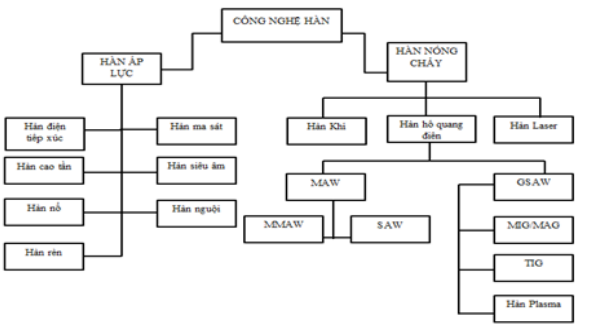
Ngoài ra, phương pháp hàn này không những có thể thao tác bằng tay mà còn có thể tự động hóa, tạo mối hàn có chất lượng cao đối với hầu hết các kim loại và hợp kim.

Hàn hồ quang trong môi trường có khí bảo vệ còn gọi là GSAW (Gas Shielded Arc Welding) xuất hiện do nhu cầu về hàn kim loại màu (nhôm, magiê và hợp kim của chúng) trong ngành chế tạo máy bay và ngành hóa chất từ thập kỷ 40. Công nghệ hàn này được chia ra làm hai loại chính gồm: Hàn hồ quang bằng điện cực nóng chảy (GMAW: Gas Metal Arc Welding) và hàn hồ quang bằng điện cực không nóng chảy (GTAW: Gas Tungsten Arc Welding).

(*) Đặc điểm chung của các loại hàn hồ quang trong môi trường khí bảo vệ:

- Mức độ tập trung cao của nguồn nhiệt hàn đảm bảo chiều rộng nhỏ của vùng ảnh hưởng nhiệt, và khả năng biến dạng thấp;
- Năng suất hàn cao, hiệu quả bảo vệ kim loại nóng chảy cao (đặc biệt khi sử dụng khí trơ);
- Không cần sử dụng thuốc hàn hoặc vỏ bọc như của que hàn;
- Khả năng cơ giới hóa và tự động hóa cao;
- Có thể đạt được mối hàn có cùng tính chất hóa lý, luyện kim như kim loại cơ bản;
- Không cần phải làm sạch mối hàn sau khi hàn (không có kim loại bắn tóe, xỉ hàn);
- Có thể hàn hầu hết kim loại thông dụng trong công nghiệp. Còn có thể dùng để hàn kim loại không đồng nhất, và hàn đắp.

Trong những năm gần đây, kỹ thuật hàn đã có những bước phát triển mạnh mẽ, đáp ứng được các yêu cầu ngày cao về công nghệ và vật liệu. Nhiều phương pháp hàn mới đã xuất hiện, các công nghệ mới đã được áp dụng rộng rãi trong kỹ thuật hàn, từ chỗ chủ yếu sử dụng công nghệ hàn hồ quang tay, đến nay có khoảng 130 phương pháp hàn khác nhau được sử dụng rộng rãi. Có thể chia công nghệ hàn thành hai nhóm như sau:



Hình 1. Phân loại công nghệ hàn

Qua các nghiên cứu trước đây, chưa có công trình nghiên cứu nào tập trung mô phỏng về biến dạng của ống trong quá trình hàn sử dụng phương pháp hàn hồ quang. Vì vậy, trong công trình nghiên cứu này sẽ tiến hành mô phỏng sự biến dạng của ống, ứng suất dư tập trung trên ống do nhiệt của quá trình hàn hồ quang gây ra, để từ đó có thể dự báo trước các biến dạng có hại trong quá trình hàn nhằm giảm thiểu chúng, góp phần tiết kiệm được chi phí khi hàn. Ngoài ra, tác giả sẽ thực hiện các thí nghiệm trên các vật hàn để so sánh với quá trình mô phỏng, các vật hàn là các ống có kích thước chiều dài là 200 mm, đường kính 60, 50; bề dày là 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm.

2. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

Phương trình cấu thành điển hình, được cung cấp bởi các gói chương trình FE thương mại, định luật Fourier cho trường hợp dẫn nhiệt của:

$$\underline{q} = -\underline{\underline{k}}.\underline{\nabla T} \quad (4)$$

Phương trình trạng thái nhiệt:

$$\frac{de}{dt} = C_p \frac{dT}{dt}, (\text{áp suất } p = const) \quad (5)$$

Định luật Hoock cho chất rắn đẳng hướng.

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\sigma^{el}}} = 2\mu\underline{\underline{\varepsilon}} + \lambda\left(Tr\underline{\underline{\varepsilon}}\right)\underline{\underline{I}} - (3\lambda + 2\mu)\underline{\underline{\varepsilon^{th}}} \quad (6)$$

Đường tuyến tính nhiệt như sau (cho kích thước một chiều):

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \frac{1}{2}\left(\underline{\nabla}\,\underline{u} + (\underline{\nabla u})^T\right) \text{ hoặc } \varepsilon = \frac{(x-X)}{X}$$

và $\underline{\underline{\varepsilon^{th}}} = \underline{\underline{\varepsilon^{th}}}\,\underline{\underline{I}} = \alpha(T - T_0)\underline{\underline{I}}$

Hơn nữa, vật liệu phụ thuộc vào k, C_p, λ, α xác định tính dẫn nhiệt, năng lượng nhiệt, các hằng số của LAME, và hệ số giãn nở nhiệt. Phương trình cấu thành có dạng: $\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\tilde{\sigma}}}(u)$ hoặc $\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\hat{\sigma}}}(\varepsilon)$. Đối với vật liệu có tính dẻo của vật liệu, tương ứng với phương trình (6).

Ứng suất Vonmiss:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{3}{2}\underline{\underline{dev\sigma}} : \underline{\underline{dev\sigma}}} \text{ và } \sigma_v = \sqrt{\frac{3}{2}\underline{\underline{\varepsilon}} : \underline{\underline{\varepsilon}}} \quad (7)$$

Trong đó: $\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\sigma}} - p\underline{\underline{I}}$

Gọi Φ là năng suất chức năng, nó có thể quyết định, cho dù ứng suất hiện tại có ảnh hưởng đến năng suất hay không:

$$\Phi(\sigma) = \sigma^2{}_v\left(\underline{\underline{\sigma}}\right) - \sigma_y{}^2 = 0 \quad (8)$$

Trong đó, σ_v đặc trưng cho giới hạn chảy.

Giới hạn chảy σ_y tăng khi biến dạng dẻo tăng, được gọi là độ cứng của vật liệu.

Gọi độ cứng của vật liệu là k, $\sigma_y = \tilde{\sigma}_y(k)$ do đó $\Phi(\underline{\underline{\sigma}}) \to \Phi(\underline{\underline{\sigma}}, k)$ cho độ cứng đẳng hướng.

$$\dot{k} = \dot{p} = \underline{\underline{\sigma}} .. \underline{\underline{\dot{\varepsilon}^{pl}}}$$

Do đó, phương trình (8) có thể được sử dụng để lấy một điều kiện nhất quán, nó đóng vai trò quan trọng trong việc xác định biến dạng dẻo.

$$\Phi = \frac{\partial\Phi}{\partial\underline{\underline{\sigma}}}\underline{\underline{\dot{\sigma}}} + \frac{\partial\Phi}{\partial k}\dot{k} = 0 \quad (9)$$

$\underline{\underline{\dot{\sigma}}}, \dot{k}$ có thể được tính toán bằng định luật Hook kết hợp với $\underline{\underline{\varepsilon}} = \underline{\underline{\varepsilon^{el}}} + \underline{\underline{\varepsilon^{pl}}}$

$$\underline{\underline{\dot{\sigma}}} = \underline{\underline{C_4}} .. \left(\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}} - \underline{\underline{\dot{\varepsilon}^{pl}}}\right) \text{ và } \dot{k} = \underline{\underline{C_4}} .. \left(\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}} - \underline{\underline{\dot{\varepsilon}^{pl}}}\right) .. \underline{\underline{\dot{\varepsilon}^{pl}}} \quad (10)$$

$\underline{\underline{C_4}}$: biểu thị ma trận độ cứng bậc 4.

Còn lại một đại lượng vẫn chưa biết $\underline{\underline{\varepsilon^{pl}}}$, bằng việc rời rạc $\underline{\underline{\varepsilon}}$, ta có:

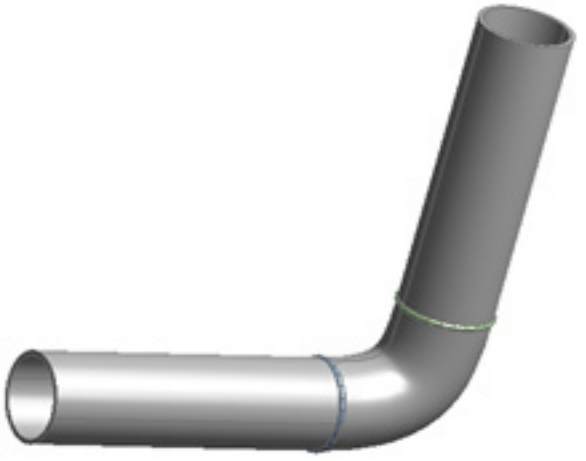
$$\underline{\underline{\dot{\varepsilon}^{pl}}} = \dot{\Lambda}\frac{\partial\Phi}{\partial(dev\underline{\underline{\sigma}})} \text{ hoặc } d\underline{\underline{\varepsilon^{pl}}} = d\dot{\Lambda}\frac{\partial\Phi}{\partial(dev\underline{\underline{\sigma}})} \quad (11)$$

Trình tự các bước tính toán như sau:

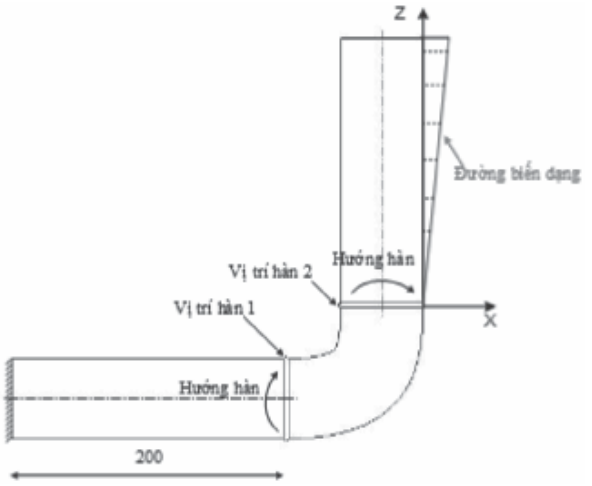
Biến dạng toàn phần:

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \sum\nolimits_n \underline{\underline{\varepsilon}}(n)$$

3. MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU



Hình 2. Mô hình hình học bài toán



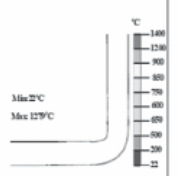
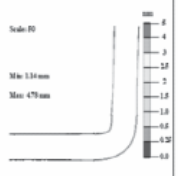
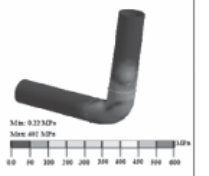
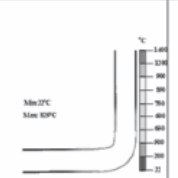
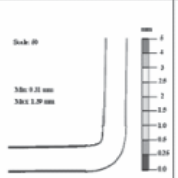
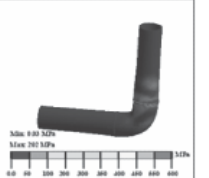
Hình 3. Tọa độ và vị trí đo biến dạng của liên kết hàn

Ta xét 04 trường hợp ống có đường kính 60 mm với 04 loại chiều dày.

- Đường kính ngoài: 60 mm;
- Bề dày: 2.5 mm, 3.2 mm, 4 mm, 5.2 mm;
- Chiều dài: 200 mm;
- Core hàn không ren, đường kính 60 mm, chiều dày 3 mm;
- Thông số hàn: Lấy đúng với thực tế trong quá trình làm thực nghiệm;
- Dòng: 90A;
- Voltage: 80V.

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

Bảng 1. Kết quả mô phỏng nhiệt độ, biến dạng và ứng suất

Mẫu	Nhiệt Độ (°C)	Biến Dạng (mm)	Ứng Suất (MPa)
2.5 mm			
5.2 mm			

Sau khi mô phỏng và làm thí nghiệm hàn ống có Ø60, chiều dày lần lượt là 2.5 mm, 3.2 mm, 4 mm, 5.2 mm đối với trường hợp hàn sử dụng core nối, các kết luận sau được rút ra:

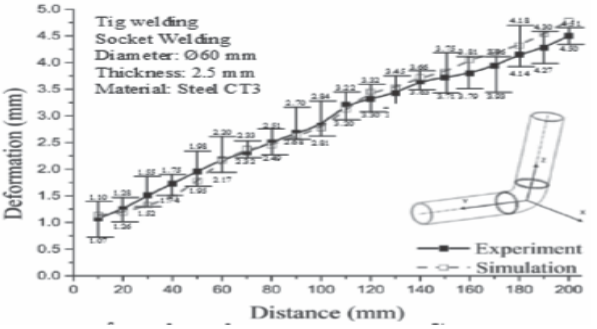
• Với phương pháp mô phỏng, phân bố nhiệt tại mặt cắt của kết cấu hàn được trình bày như bảng 1. Trong nghiên cứu này, vì cùng sử dụng một bộ thông số hàn, do đó phân bố nhiệt độ tại mặt cắt kết cấu cho thấy có sự thay đổi rõ rệt về nhiệt độ. Nhìn chung, với ống có chiều dày nhỏ hơn, nhiệt độ tại cuối quá trình hàn sẽ cao hơn. Trong các mô phỏng này, với chiều dày 2.5 mm, nhiệt độ cao nhất tập trung tại vùng cuối của đường hàn với giá trị nhiệt độ 1279 °C. Trong khi đó, với chiều dày 5.2 mm, giá trị nhiệt độ cao nhất cũng tập trung tại vùng cuối của đường hàn, nhưng giá trị nhiệt độ chỉ ở mức 829 °C. Sự chênh lệch nhiệt độ này cũng là một trong những nguyên nhân dẫn đến biến dạng khác nhau của kết cấu hàn ứng với các chiều dày khác nhau.

• Phương pháp mô phỏng cũng cho thấy phân bố ứng suất của kết cấu hàn như bảng 1.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Với phân bố này, ứng suất cao nhất sẽ tập trung tại vị trí bắt đầu và kết thúc của đường hàn. Ngoài ra, phương pháp số cũng cho thấy vùng lân cận đường hàn cũng tồn tại các giá trị ứng suất dư. Nhìn chung, với ống có chiều dày lớn hơn, ứng suất dư sẽ giảm đáng kể.

• Trong quá trình hàn, do ảnh hưởng của chênh lệch nhiệt độ và ứng suất dư, các kết cấu hàn sẽ bị biến dạng. Trong nghiên cứu này, thông qua quá trình mô phỏng, biến dạng tại mặt cắt của hai ống hàn vuông góc sử dụng core nối được trình bày như bảng 1. Kết quả này cho thấy biến dạng ứng với các chiều dày 2.5 mm, 3.2 mm, 4.0 mm và 5.2 mm lần lượt là 4.78 mm, 2.68 mm, 1.56 mm, và 1.39 mm. Với phương pháp đo biến dạng như Hình 4.3, biến dạng lớn nhất tồn tại ở vị trí cuối của ống. Tương tự như kết quả về phân bố nhiệt và phân bố ứng suất dư, biến dạng của kết cấu hàn ứng với các chiều dày lớn hơn sẽ tốt hơn. Kết quả này có thể được giải thích bởi độ cứng vững của kết cấu và hiện tượng dãn nở và co rút nhiệt. Ứng với các trường hợp có chiều dày mỏng hơn, độ cứng vững của kết cấu sẽ giảm đáng kể, do đó, hiện tượng ống bị nghiêng sẽ xảy ra rõ ràng hơn. Ngoài ra, do cùng được hàn với một bộ thông số, do đó, các ống có chiều dày thành nhỏ hơn sẽ có nhiệt độ cao hơn như bảng 1. Đây cũng là lý do gây nên hiện tượng biến dạng nhiệt lớn hơn khi so sánh với các trường hợp chiều dày ống khác.



Hình 4. Biểu đồ biến dạng của mẫu dày 2.5 mm

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu này mô phỏng và thực nghiệm quá trình hàn ống với các chiều dày khác nhau. Kết quả cho thấy nhiệt độ và ứng suất tập trung tại vị trí bắt đầu và kết thúc của đường hàn. Biến dạng của kết cấu hàn tăng theo chiều dày giảm.

Ngày nhận bài: **05/5/2023**
Ngày phản biện: **25/5/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Hoàng Tùng, Nguyễn Thúc Hà, Ngô Lê Thông; *Cẩm nang hàn*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2006.

[2]. Mohd Shahar Sulaiman, Yupiter HP Manurung, Esa Haruman, *Mohammad Ridzwan Abdul Rahim, Mohd Ridhwan Redza, Robert Ngendang Ak*. Lidam, Sunhaji Kiyai Abas, Ghalib Tham and Chan Yin Chau, Simulation and experimental study on distortion of butt and T-joints using WELD PLANNER (June 23, 2011).

[3]. Fanrong Kong, Junjie Ma, Radovan Kovacevic, *Numerical and experimental study of thermally induced residual stress in the hybrid laser – GMA welding process,* (January 2011).

[4]. M. Seyyedian Choobi, M. Haghpanahi and M. Sedighi. *Investigation of the Effect of Clamping on Residual Stresses and Distortions in Butt-Welded Plates*, (2010).

NGHIÊN CỨU CÁC THÔNG SỐ CHÍNH CỦA CƠ CẤU CẮT NHỎ QUẢ CHANH DÂY TRONG HỆ THỐNG TÁCH RUỘT CHANH DÂY

STUDY ON MAIN PARAMETERS OF PASSION FRUIT SHREDDING MECHANISM IN PASSION FRUIT PULP SEPARATION SYSTEM

Lương Văn Tới, Huỳnh Công Lớn
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong quy trình tách ruột chanh dây, sau khi trái chanh dây được cắt ra thành nhiều phần nhỏ thì ta thu được hỗn hợp bao gồm vỏ và ruột. Việc tiếp theo là cần tách riêng biệt dung dịch ruột chanh ra khỏi các mảnh vỏ, việc này được thực hiện bởi máy sàng. Cụm cắt nhỏ trái chanh dây thành nhiều mảnh nhỏ trước khi đi vào máy sàng tách có nhiều thông số ảnh hưởng đến hiệu quả, chất lượng của việc sàng tách: Khe hở giữa các dao, kích thước dao, tốc độ quay của trục dao,... Nó quyết định số lượng mảnh vỏ được cắt nhỏ và chất lượng của mảnh vỏ có bị vỡ nát hay không. Từ đó sẽ góp phần tạo nên chất lượng và hiệu quả của cả quá trình tách ruột chanh dây. Trong bài báo này sẽ tập trung nghiên cứu tìm ra các thông số hợp lý của cụm cắt nhỏ quả chanh dây để nhằm đảm bảo hiệu quả của quá trình tách ruột chanh dây ra khỏi vỏ là cao nhất.

Từ khóa: *Tách ruột chanh dây; Máy cắt lát; Máy thái lát.*

ABSTRACT

In the process of separating the passion fruit pulp, after the passion fruit is cut into many small parts, a mixture of lemon peel and pulp will be obtaine. The next step is to separate the lemon pulp from the peels, this is done by the screening machine. The cluster of machines that cut passionfruit into small pieces before entering the screening machine has many parameters affecting the efficiency and quality of the screening machine: Clearance between knives, knife size, rotational speed of the knife shaft,.... It determines the quantity of pieces of lemon peel and the quality of pieces. From there, it will contribute to the quality and efficiency of the whole process of separating the passion fruit. In this paper, the research will focus on finding out the reasonable parameters of the cluster of cutting passion fruit to ensure the highest efficiency of the process of separating the passion fruit pulp from the peel.

Keywords: *Passion fruit pulping machine; Passion fruit slicer; Passion fruit cutter.*

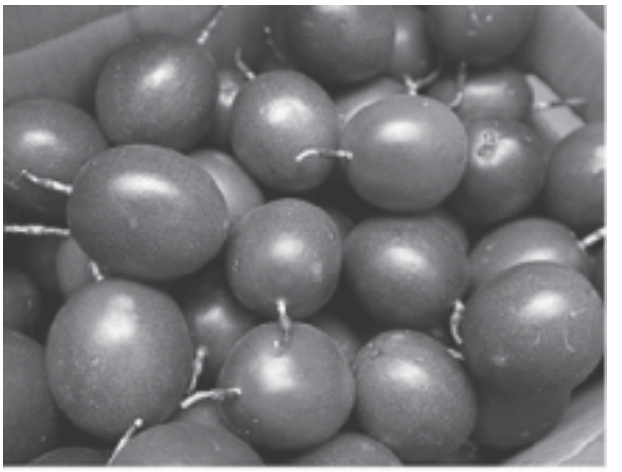
1. TỔNG QUAN

Ngày nay, con người sử dụng ngày càng nhiều các sản phẩm từ chanh dây vì nó mang lại nhiều lợi ích cho sức khỏe. Trong đó, ruột chanh dây được sử dụng nhiều nhất. Trước đây, theo phương pháp thủ công, các doanh nghiệp sản xuất các sản phẩm từ chanh dây đã thực hiện việc lấy ruột chanh dây từ quả chanh bằng cách cho công nhân cắt đôi quả chanh ra và dùng muỗng hoặc dụng cụ chuyên dụng để múc ruột ra khỏi vỏ. Phương pháp này đơn giản, chi phí đầu tư ban đầu thấp, hiệu quả lấy sạch phần ruột ra khỏi vỏ là rất cao và gần như tuyệt đối. Tuy nhiên, phương pháp này có năng suất rất thấp, phụ thuộc hoàn toàn vào trình độ tay nghề của công nhân. Hiện nay, các doanh nghiệp sản xuất các sản phẩm chanh dây đa phần sử dụng máy móc thiết bị để thay thế cho lao động thủ công. Việc này mặc dù chi phí đầu tư ban đầu cao nhưng giúp tăng năng suất, hiệu quả và chất lượng ổn định. Trong dây chuyền máy móc thiết bị có cụm cắt nhỏ quả chanh trước khi sàng tách đóng vai trò quan trọng và góp phần trực tiếp quyết định chất lượng và hiệu quả của cả quy trình tách ruột chanh ra khỏi vỏ. Trong bài báo này, một mô hình cụm cắt nhỏ quả chanh được nghiên cứu, tính toán, chế tạo và thực nghiệm để tìm ra các thông số chính phù hợp giúp hiệu quả tách ruột chanh dây trong cả quy trình đạt hiệu quả cao nhất.

2. THIẾT KẾ HỆ THỐNG THIẾT BỊ

2.1. Thông số ban đầu

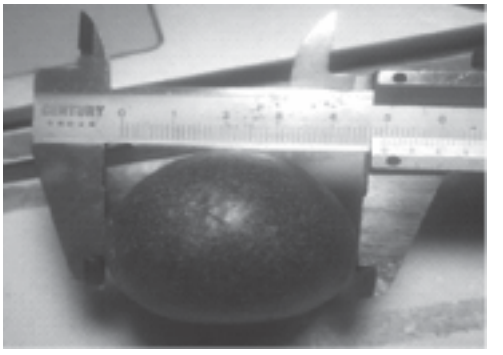
Quả chanh dây được dùng để nghiên cứu là quả chanh dây vỏ tía còn tươi, chưa bị héo, cuống có thể được vặt bỏ hoặc còn nguyên cuống. Mẫu của những quả chanh được dùng để nghiên cứu được thể hiện ở hình 1.

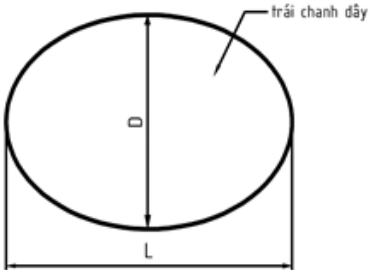


Hình 1. Mẫu quả chanh dây được dùng để nghiên cứu

Khảo sát các đặc tính của quả chanh dây:

- Quả chanh dây có hình bầu dục, có chiều dài (L) trung bình từ 61.6mm đến 67.6mm, đường kính trung bình (D) của quả chanh dây từ 49.6mm đến 59mm, số liệu khảo sát được thể hiện trong bảng 1 và hình ảnh khảo sát được thể hiện ở hình 2.





Hình 2. Khảo sát kích thước quả chanh dây

Bảng 1. Kết quả khảo sát kích thước quả chanh dây

STT	L (mm)	D (mm)	STT	L (mm)	D (mm)
1	67.6	59.0	11	64.0	56.0
2	63.0	58.3	12	65.2	55.7
3	63.5	54.2	13	62.7	53.2
4	64.1	56.4	14	63.3	54.9
5	63.8	55.0	15	65.5	56.2
6	61.6	49.6	16	63.6	55.1
7	62.3	50.1	17	63.7	54.7
8	64.5	55.5	18	62.1	51.8
9	62.7	51.3	19	63.1	54.9
10	66.8	57.7	20	62.0	50.3

Khối lượng trung bình quả chanh: 80g/ trái.

- Góc ma sát giữa quả chanh dây và kim loại: Dùng thực nghiệm để xác định góc ma sát giữa quả chanh và kim loại, kết quả thực nghiệm được thể hiện trong bảng 2. Góc ma sát trung bình giữa quả chanh dây và kim loại là 28.80.

Bảng 2. Kết quả thực nghiệm góc ma sát giữa quả chanh dây và kim loại

STT	Kết quả (độ)	STT	Kết quả (độ)
1	27.0	6	28.5
2	31.5	7	33.0
3	29.0	8	28.0
4	27.0	9	29.5
5	24.0	10	30.5

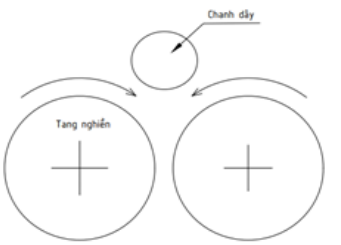
- Số mảnh vỏ tối ưu được cắt ra từ một quả chanh dây để đem lại hiệu quả khi sàng tách: 12 mảnh (được trình bày trong một nghiên cứu khác).

2.2. Cơ sở tính toán, thiết kế

Có hai phương pháp thường dùng để làm quả chanh dây vỡ ra thành nhiều mảnh nhỏ đó là sử dụng tang nghiền và sử dụng dao cắt:

- Tang nghiền: Dùng hai tang quay ngược chiều nhau (hình 3), quả chanh được nghiền ép và vỡ thành nhiều mảnh nhỏ. Phương pháp này có năng suất cao nhưng nhược điểm lớn của phương pháp này là vỏ chanh bị ép và làm cho tinh dầu trong vỏ chanh bay ra và lẫn lộn vào dung dịch ruột chanh dây. Điều này sẽ làm ảnh hưởng đến chất lượng của sản phẩm khi người dùng sử dụng nó.

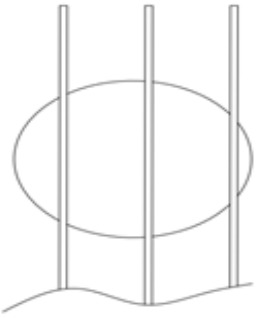
- Dao cắt: Có hai loại dao cắt thường dùng nhất (hình 4) đó là dao dạng thanh và dao dạng đĩa tròn. Dao dạng thanh khó kiểm soát được số lượng mảnh vỏ được cắt ra và gây ra nhiều mảnh vụn nhỏ sau khi cắt. Điều này làm cho chất lượng sản phẩm không đảm bảo. Đối với dao dạng đĩa tròn sẽ cắt liên tục chanh dây làm cho vết cắt đẹp, không sinh ra mảnh vụn. Do đó, dao dạng đĩa tròn được chọn để nghiên cứu.



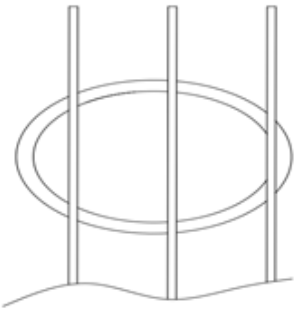
Hình 3. Phương án sử dụng tang nghiền

Hình 4. Các loại dao cắt

Để đảm bảo quả chanh được cắt thành nhiều mảnh nhỏ thì cần phải thực hiện cắt thành hai lần, quả chanh được cắt lần 1 tạo ra các khoanh tròn như hình 5. Sau đó, các khoanh tròn được cắt tiếp để tạo ra các mảnh nhỏ được thể hiện ở hình 6.



Hình 5. Chanh được cắt lần 1



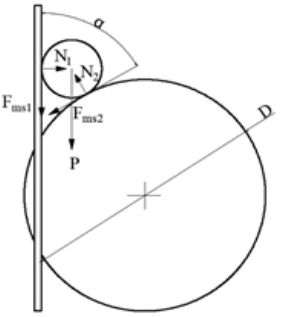
Hình 6. Chanh được cắt lần 2

Để đảm bảo quả chanh không bị trượt lên trong quá trình cắt thì các thông số hình học cần phải đảm bảo, đường kính dao (D) là yếu tố quan trọng quyết định vấn đề này. Hình 7 thể hiện các lực tác dụng lên quả chanh khi quá trình cắt xảy ra, bao gồm: trọng lượng quả chanh P, các phản lực N_1, N_2, các lực ma sát F_{ms1}, F_{ms2}.

Xét cân bằng của quả chanh, ta có:

$$\vec{P}+\vec{N}_1+\vec{N}_2+\vec{F}_{ms1}+\vec{F}_{ms2}=0 \qquad (1)$$

Để đảm bảo quả chanh luôn đi xuống mà không phụ thuộc vào khối lượng bản thân quả chanh nên thành phần được bỏ ra khi chiếu phương trình (1) lên hai phương Ox và Oy.

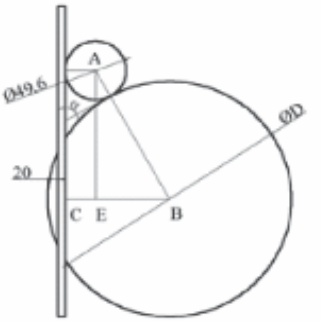


Hình 7. Phân tích lực tác dụng lên quả chanh khi cắt

$$\sum F_{Ox}=0 \Leftrightarrow N_1-N_2.\cos\alpha-F_{ms2}.\sin\alpha=0 \quad (2)$$

$$\sum F_{Oy}=0 \Leftrightarrow N_2.\sin\alpha-F_{ms2}.\cos\alpha-F_{ms1}=0 \quad (3)$$

Giải phương trình (2) và (3), ta tìm được điều kiện: α = 2φ với góc φ là góc ma sát giữa quả chanh với kim loại (φ = 28.8°). Khi α = 2φ thì quả chanh ở trạng thái cân bằng, do đó cần lấy α < 2φ. Thêm nữa, khi máy làm việc sẽ sinh ra rung động nên hệ số ma sát sẽ giảm. Trên thực tế, cần lấy 60% của góc α để đảm bảo điều kiện cắt được quả chanh, vậy góc α tối đa là 34°.



Hình 8. Thông số hình học xác định đường kính D của dao đĩa

Dựa vào hình 8, xét tam giác AEB, ta có

$$\sin \hat{EAB}=\frac{EB}{AB}$$

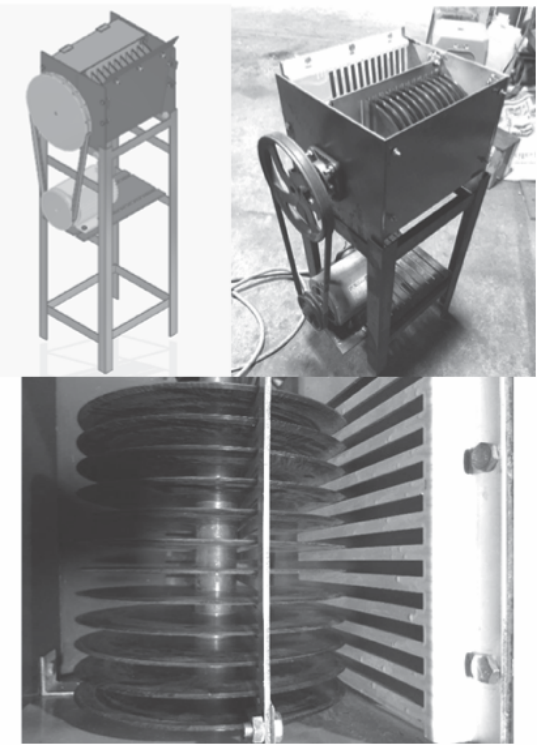
Từ đây tìm được đường kính dao, D (mm):

$$D = \frac{49.6\cos\alpha + 89.6}{1 - \cos\alpha} \quad (4)$$

Dựa vào phương trình (4), ta thấy rằng α càng nhỏ thì D càng lớn, với α_{max} = 34° thì D_{min} = 769mm, kích thước này là tương đối lớn. Do đó, để tiết kiệm không gian kích thước của máy, nên dùng cơ cấu đẩy để đè quả chanh đi xuống thay vì sử dụng điều kiện tự đi xuống của quả chanh.

2.3. Mô hình chế tạo

Mô hình cụm cắt chanh dây được thiết kế, chế tạo và lắp ráp như hình 9.



Hình 9. Mô hình cụm cắt quả chanh dây

3. THỰC NGHIỆM VÀ KẾT QUẢ

Việc tính toán đường kính dao (D) và bố trí khoảng cách của các dao đã đảm bảo được số lượng mảnh vỏ được cắt ra theo đúng yêu cầu ban đầu. Một yếu tố quan trọng khác cần được đảm bảo đó là chất lượng vết cắt phải nhẵn mịn, nếu vết cắt tạo ra những vết sần sùi thì khi sàng tách sẽ bị vỡ vụn ra và lẫn lộn vào dịch ruột chanh dây, thành phẩm không đạt yêu cầu.

Yếu tố chính ảnh hưởng đến chất lượng vết cắt là tốc độ quay của dao (n, vòng/phút). Trong phần thực nghiệm, tốc độ quay của dao sẽ được điều chỉnh bằng tốc độ của động cơ bằng cách thay đổi tần số dòng điện của biến tần. Kết quả thực nghiệm được trình bày trong bảng 3.

Gọi H% là phần trăm đạt được của vết cắt do dao cắt tạo ra so với chất lượng vết cắt mẫu (vết cắt mẫu được thực hiện bằng tay – điều kiện lý tưởng).

Bảng 3. Kết quả thực nghiệm

STT	Tốc độ của trục dao (n, vòng/phút)	Chất lượng vết cắt (H%)
1	180	89
2	200	92
3	220	94
4	240	98
5	260	95
6	280	90
7	300	87

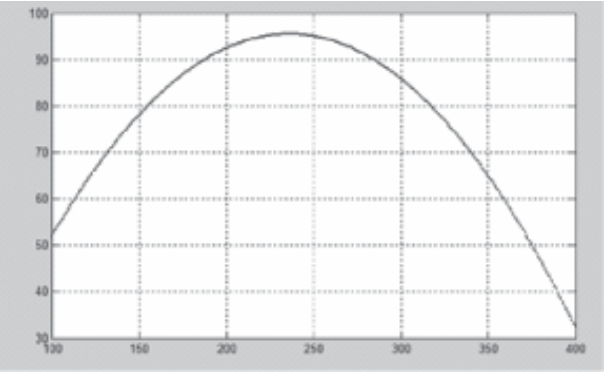
Sử dụng phương pháp quy hoạch thực nghiệm bình phương tối thiểu có phương trình hồi quy là hàm bậc 2 có dạng: $y = b_0 + b_1x + b_2x^2$, với y là chất lượng vết cắt (H%) và x là tốc độ trục dao (vòng/phút).

Giải ra tìm được các giá trị:
b_0 = -35.6; b_1 = 1.11 và b_2 = - 0.00235.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Vậy, phương trình hồi quy là:
$y = -35.6 + 1.11x – 0.00235x^2$.

Đồ thị của hàm mục tiêu được thể hiện ở hình 10.



Hình 10. Đồ thị hàm mục tiêu

4. KẾT LUẬN

Thông qua bài nghiên cứu, chúng ta tìm hiểu về cấu tạo và nguyên lý hoạt động của cụm cắt nhỏ quả chanh dây, đồng thời phân tích phương án lựa chọn dạng dao cắt, tìm ra được đường kính tối ưu của dao cắt để đảm bảo quả chanh dây luôn được kéo vào buồng cắt mà không trượt ngược lên trên. Thông qua thực nghiệm, thông số tối ưu của tốc độ trục dao cắt cũng được tìm ra nhằm đảm bảo cho các vết cắt trên những mảnh nhỏ đảm bảo nhẵn mịn không bị vỡ vụn khi thực hiện quá trình sàng tách, đảm bảo chất lượng sản phẩm theo yêu cầu của người dùng.❖

Ngày nhận bài: **25/7/2023**
Ngày phản biện: **08/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Lê Ngọc Nam; *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy cắt và tách vỏ chanh dây*, Luận văn tốt nghiệp, Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh.
[2]. Trần Văn Hào, Mạc Cẩm Lộc; *Nghiên cứu và thiết kế máy múc ruột chanh dây*, Luận văn tốt nghiệp, Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh.
[3]. Nguyễn Hồng Ngân; *Máy sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
[4]. Nguyễn Hữu Lộc; *Giáo trình quy hoạch và phân tích thực nghiệm*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

NGHIÊN CỨU TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC PHÁO 73mm KIỂU 2A28 TRÊN XE CHIẾN ĐẤU BỘ BINH

STUDYING AND CALCULATING THE DYNAMICS OF THE 73mm CANNON TYPE 2A28 ON THE INFANTRY FIGHTING VEHICLE

ThS. **Mai Văn An**, ThS. **Bùi Sĩ Giang**, ThS. **Vũ Huy Khôi**, ThS. **Tạ Bá Dũng**
Viện Vũ khí, Tổng cục Công nghiệp Quốc phòng

TÓM TẮT

Pháo 73mm kiểu 2A28 trên xe chiến đấu bộ binh là loại pháo nòng trơn được thiết kế để bắn đạn chống tăng kiểu OG-15V và PG-15V, đáy nòng được bịt kín khi bắn. Hệ thống hãm lùi thuỷ lực – lò xo giúp hấp thụ toàn bộ lực phát bắn khi lùi và đẩy cụm nòng lên vị trí ban đầu trong quá trình làm việc. Để đảm bảo hành trình lùi – đẩy lên đạt được yêu cầu cần xây dựng, tính toán bài toán động lực học (ĐLH) của pháo khi bắn nhằm xác định các thông số kết cấu hợp lý phục vụ quá trình xây dựng tài liệu thiết kế. Bài báo trình bày các bước thành lập hệ phương trình vi phân tính toán động lực học của pháo khi bắn, kết quả tính toán về thuật phóng trong, lực, vận tốc và hành trình của quá trình hãm lùi – đẩy lên của cụm nòng pháo khi bắn.

Từ khóa: *Pháo 73mm; Động lực học; Xe chiến đấu bộ binh.*

ABSTRACT

The 73mm gun type 2A28 on the infantry fighting vehicle is a smoothbore gun designed to fire OG-15V and PG-15V anti-tank shells, the barrel bottom is sealed when firing. The spring-hydraulic reverse brake system helps absorb the entire force of the shot when reversing and pushing it to the original position during work. In order to ensure the backward – push-up journey to meet the requirements, it is necessary to build and calculate the dynamics problem of the cannon when firing to determine the reasonable structural parameters for the construction process design material. The article presents the steps to establish a system of differential equations to calculate the dynamics problem of the cannon when firing, the results of the calculation of the internal launch, force, velocity and travel of the reverse-push-up process of the cannon. cannon cluster when firing.

Keywords: *73mm cannon; Dynamics; Infantry fighting vehicle.*

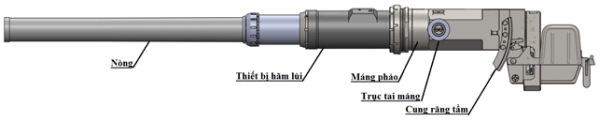
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Pháo nòng trơn cỡ 73mm kiểu 2A28 (Hình 1) lắp trên xe chiến đấu bộ binh là loại pháo bán tự động bắn đạn PG-15V và OG-15V (sử dụng đầu đạn PG-9 và OG-9) có tầm bắn hiệu quả đến 1300m (với đạn PG-15V) và đến 4500m (đạn OG-15V, bắn ở góc tầm 30°). Đây là loại vũ khí có các tính năng hỏa lực mạnh, bắn đạn PG-15V, OG-15V với phần liều phóng được chứa trong ống liều (tương tự đạn pháo thông thường) không có luồng phụt khi bắn. Pháo có cơ số đạn là 40 viên, tất cả được bố trí trên băng tải của cơ cấu nạp đạn; pháo được nạp đạn bằng một cơ cấu nạp đạn riêng đặt ở khoang chiến đấu xe bộ binh.

Để có cơ sở khoa học cho việc xây dựng tài liệu thiết kế đảm bảo pháo sau khi chế tạo luôn hoạt động tin cậy, cần thiết phải xây dựng bài toán ĐLH để nghiên cứu ảnh hưởng của các số thông số kết cấu đến hoạt động của súng.

2. BÀI TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY TỰ ĐỘNG

2.1. Cấu tạo thân pháo 73mm kiểu 2A28



Hình 1. Cấu tạo thân pháo 73mm kiểu 2A28

Pháo nòng trơn cỡ 73mm (hình 1) bao gồm các bộ phận chính: Nòng, thiết bị hãm lùi, máng pháo, trục tai máng, cung răng tầm. Khi bắn, dưới tác dụng của áp suất khí thuốc, đạn chuyển động về phía trước, cụm nòng chuyển động lùi về phía sau. Toàn bộ hợp lực đáy nòng bị hấp thụ bởi thiết bị hãm lùi thuỷ lực kết hợp lò xo được lắp đồng trục với nòng pháo. Hành trình lùi nằm trong khoảng từ 120÷140mm nhằm đảm bảo khoảng không gian hợp lý bên trong tháp pháo. Thiết bị hãm lùi vừa có chức năng hãm lùi vừa có chức năng đẩy cụm nòng pháo lên vị trí ban đầu sau khi bắn.

Để tính toán các thông số động lực học khi bắn của pháo, cần xây dựng hệ phương vi phân động lực học của máy tự động. Trong đó bao gồm sáu phương trình vi phân thuật phóng trong của pháo kết hợp hai phương trình động lực học khi lùi và hai phương trình động lực học khi đẩy lên.

2.2. Bài toán động lực học máy tự động

Trên cơ sở các giả thiết cơ bản, kết hợp với kết cấu thực tế của pháo, hệ phương trình bài toán động lực học của pháo như sau [1], [2]:

$$\begin{cases} \dfrac{dz}{dt} = s_1 \dfrac{p}{I_k} \\ \dfrac{d\psi}{dt} = \chi\left(1 + 2\lambda z + 3\mu z^2\right)\dfrac{dz}{dt} \\ \dfrac{dv}{dt} = s_2 \dfrac{gpS}{\phi q} \\ \dfrac{dl}{dt} = s_2 . v \\ \dfrac{dw}{dt} = \dfrac{1-\alpha\delta}{\delta}\chi\omega\left(1 + 2\lambda z + 3\mu z^2\right)\dfrac{dz}{dt} + S\dfrac{dl}{dt} \\ \dfrac{dp}{dt} = \dfrac{1}{w}\left[f\chi\omega\left(1 + 2\lambda z + 3\mu z^2\right)\dfrac{dz}{dt} - p\dfrac{dw}{dt} - \dfrac{\theta\phi q v}{g}\dfrac{dv}{dt}\right] \\ \dfrac{dV_l}{dt} = \dfrac{P_{lg} - (\Pi + \Phi_e + R_f - Q_0 \sin\varphi)}{M_0} \\ \dfrac{dX_l}{dt} = V_l \\ \dfrac{dV_{dl}}{dt} = \dfrac{\Pi - \Phi_e^{'} - R_f^{'} - Q_0 \sin\varphi}{M_0} \\ \dfrac{dX_{dl}}{dt} = V_{dl} \end{cases} \quad (1.1)$$

Trong đó:

- z: Bề dày cháy thuốc phóng;
- ψ: Tốc độ cháy của thuốc phóng;
- v: Vận tốc đầu đạn;
- l: Quãng đường đạn chạy trong nòng;
- w: Thể tích buồng đốt;
- Φ_e: Lực hãm thuỷ lực khi lùi;

- Φ'_e: Lực hãm thuỷ lực khi đẩy lên;
- p: Áp suất khí thuốc trong lòng nòng;
- V_l: Vận tốc khối lùi khi lùi;
- X_l: Quãng đường lùi;
- V_{dl}: Vận tốc khối lùi khi đẩy lên;
- X_{dl}: Quãng đường đẩy lên;
- R_f: Lực cản lùi;
- R'_f: Lực cản đẩy lên.

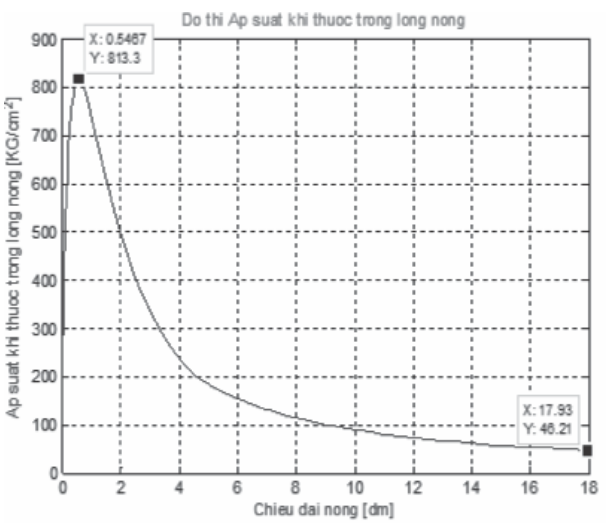
3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

Sử dụng phương pháp tích phân số trên phần mềm MATLAB 2011b giải hệ phương trình 1.1. Với các thông số đầu vào của đạn OG-15V [3], thông số kết cấu của nòng pháo, thiết bị hãm lùi [4] và tham khảo [1], [2] thu được các kết quả như sau:

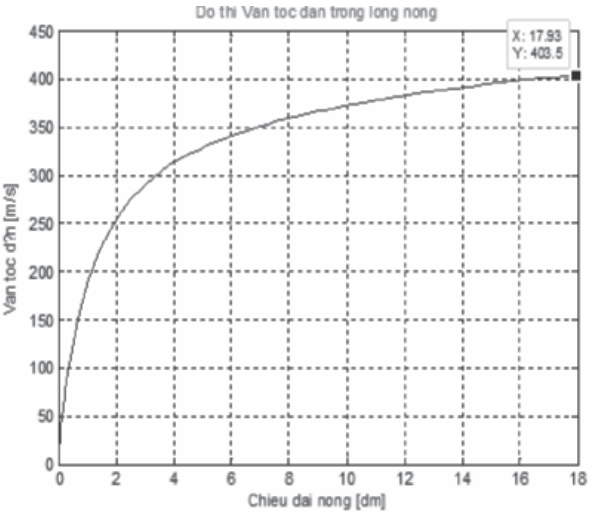
3.1. Kết quả giải bài toán TPT

a. Kết quả thuật phóng trong

- Áp suất lớn nhất: 813,3 kG/cm^2;
- Áp suất tại miệng nòng: 46,21 kG/cm^2;
- Vận tốc đầu đạn tại miệng nòng: 403,5 m/s.



Hình 2. Đồ thị Áp suất khí thuốc trong lòng nòng

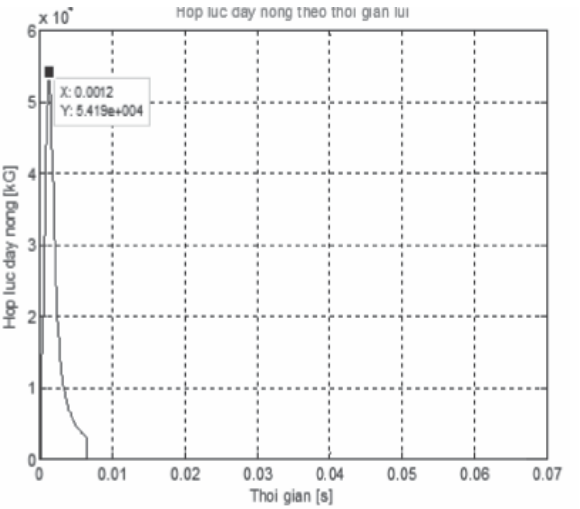


Hình 3. Đồ thị Vận tốc đầu đạn trong lòng nòng

3.2. Kết quả bài toán ĐLH máy tự động

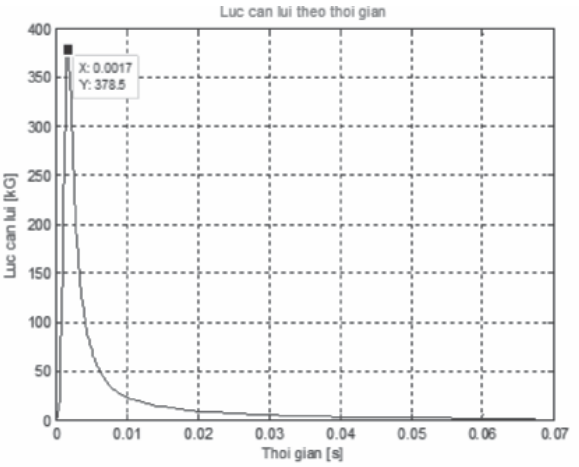
a. Quá trình lùi

- Lực cản lùi lớn nhất: 378,5 kG;
- Vận tốc khối lùi lớn nhất: 30,49 m/s;
- Hành trình lùi: 132,9 mm.

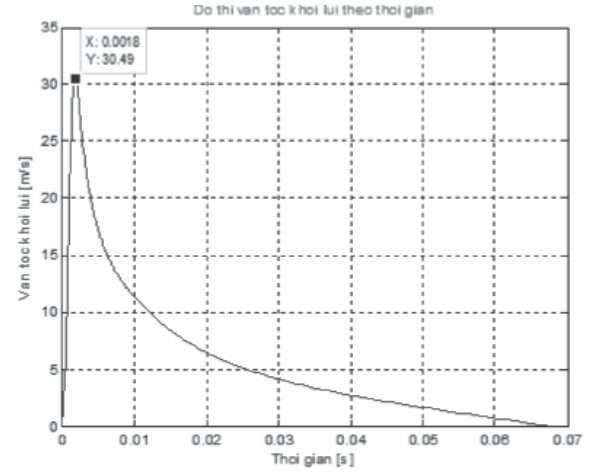


Hình 4. Đồ thị Hợp lực đáy nòng theo thời gian

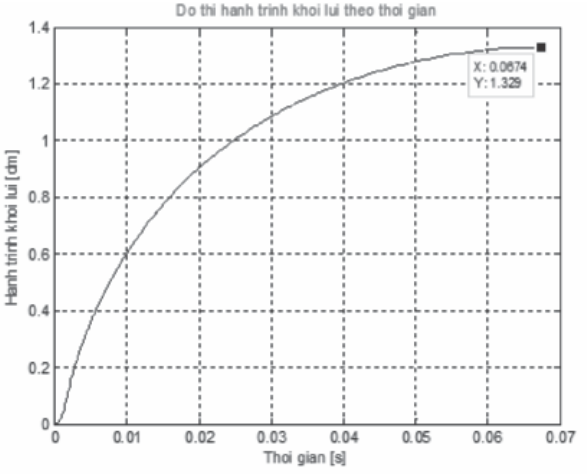
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 5. Đồ thị Lực cản lùi theo thời gian



Hình 6. Đồ thị Vận tốc khối lùi theo thời gian

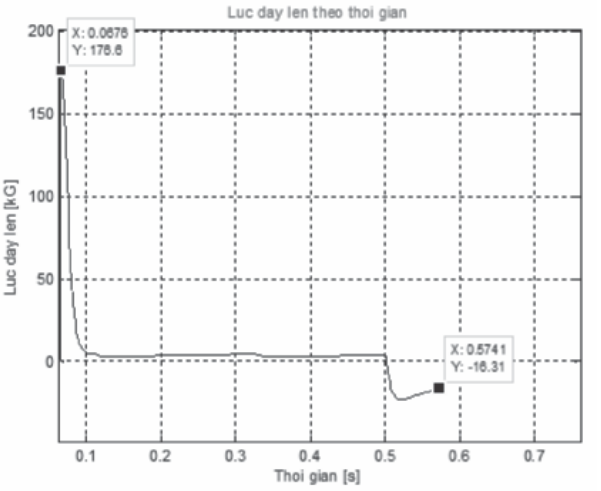


Hình 7. Đồ thị Quãng đường lùi theo thời gian

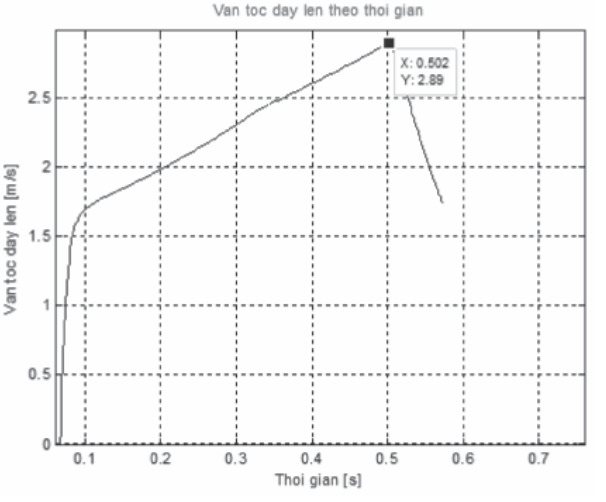
b. Quá trình đẩy lên

- Lực đẩy lên lớn nhất: 176,6 kG;

- Vận tốc đẩy lên lớn nhất: 2,89 m/s;



Hình 8. Đồ thị Lực đẩy lên theo thời gian



Hình 9. Đồ thị Vận tốc đẩy lên theo thời gian

Nhận xét kết quả tính toán:

Kết quả tính toán cho thấy các giá trị áp suất lớn nhất, lực hãm lùi, khoảng dịch chuyển lùi lớn nhất, lực đẩy lên và vận tốc đẩy lên của cụm nòng pháo là phù hợp. Khoảng dịch chuyển ☞

lùi là 132,9mm nằm trong giới hạn cho phép. Kết thúc quá trình đẩy lên, thiết bị hãm lùi vẫn quay về đúng vị trí ban đầu thể hiện bằng việc Hợp lực đẩy lên còn tích trữ một lượng có giá trị 16,31[KG] bằng lực nén ban đầu của lò xo. Như vậy, việc xây dựng các phương trình tính toán và xác định các thông số đầu vào để giải bài toán là sát với thực tế.

4. KẾT LUẬN

Pháo 73mm kiểu 2A28 trên xe chiến đấu bộ binh là loại pháo lần đầu được lấy mẫu, tính toán thiết kế trong nước nên cần tính toán kỹ lưỡng để đạt được yêu cầu khi lắp đặt trên xe. Qua các kết quả tính toán bài toán thuật phóng trong và động lực học máy tự động ở trên có thể khẳng định hệ phương trình động lực học được xây dựng hợp lý. Lực hãm lùi, đẩy lên và hành trình lùi đạt được các yêu cầu đề ra, khẳng định các thông số kết cấu thiết kế phù hợp. ❖

Ngày nhận bài: **22/6/2023**
Ngày phản biện: **12/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Ngọc Du, Đỗ Văn Thọ; *Thuật phóng trong của súng pháo,* Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 1976.
[2]. Phạm Huy Chương; *Động lực học vũ khí tự động*, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Hà Nội, 2002.

MỘT PHƯƠNG PHÁP GIA CÔNG BÁNH RĂNG TRỤ THÂN KHAI BẰNG KỸ THUẬT CAD/CAM/EDM

ONE METHOD OF MANUFACTURING CYLINDE INVOLUTE GEAR BY USING CAD/CAM/EDM TECHNOLOGY

Phạm Thị Thủy*, Nguyễn Thanh Tùng
Khoa Cơ – Điện, Trường Đại học Mỏ – Địa chất

TÓM TẮT

Nội dung bài báo trình bày một phương pháp ứng dụng công nghệ CAD/CAM/EDM để thiết kế và chế tạo bánh răng trụ thân khai. Bằng việc ứng dụng kỹ thuật CAD/CAM và các phương trình toán học, bài báo đã đưa ra được phương trình bề mặt bánh răng thân khai, từ đó xây dựng được đường chạy dao gia công bánh răng bằng phương pháp cắt dây (EDM). Kết quả gia công cho thấy sai lệch profile của bánh răng gia công theo phương pháp này có dung sai nhỏ hơn 0,01 mm. Sai số này phù hợp với yêu cầu kỹ thuật của bánh răng đang ứng dụng trong thực tế.

Từ khóa: *CAD; CAM; EDM; Bánh răng thân khai.*

ABSTRACT

The content of the article presents a method of applying CAD/CAM/EDM technology to design and manufacture gears. By applying CAD/CAM techniques and mathematical equations, the article has given the equation of the involute gear surface. Thereby building the toolpath program for gear machining by wire cutting method (EDM). The machining results show that the profile deviation of the gears machined by this method has a tolerance of less than 0.01 mm. This tolerance is consistent with the technical requirements of the gears.

Keywords: *CAD; CAM; EDM; Involute gear.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Gia công chế tạo máy, truyền động bánh răng chiếm một vị trí rất quan trọng, chúng là những cơ cấu đóng vai trò chủ yếu trong hầu hết các máy. Có rất nhiều các loại bánh răng khác nhau, trong đó bánh răng trụ thân khai là loại phổ biến nhất [5]. Các bánh răng chủ yếu được gia công trên các máy cắt răng chuyên dùng. Trong thực tế, nhiều khi chúng ta gặp phải các bánh răng phi tiêu chuẩn, việc đầu tư các máy móc cũng như dụng cụ chuyên dùng để gia công các bánh răng này sẽ gây lãng phí. Ở nước ta hiện nay, công nghệ CAD/CAM/EDM đang được sử dụng khá rộng rãi. Một vấn đề được đặt ra đó là nếu ứng dụng được công nghệ CAD/CAM/EDM trong việc thiết kế và chế tạo bánh răng thì sẽ đem lại rất nhiều lợi ích [6]:

☞

- Sử dụng các loại dụng cụ vạn năng rẻ tiền.

- Có thể gia công được các bánh răng phi tiêu chuẩn mà không cần đầu tư máy móc cũng như các dụng cụ gia công răng chuyên dùng.

- Không có hiện tượng cắt lẹm chân răng. Có thể tối ưu hóa góc lượn chân răng để tăng độ bền.

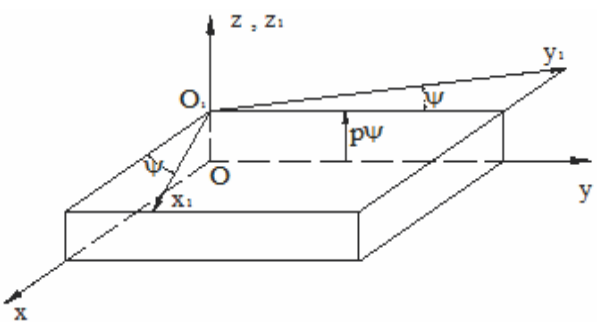
Bài báo này trình bày một phương pháp gia công bánh răng trụ thân khai bằng ứng dụng công nghệ CAD/CAM/EDM, từ đó đưa ra đánh giá về hiệu quả của phương pháp.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN CHO BỀ MẶT BÁNH RĂNG

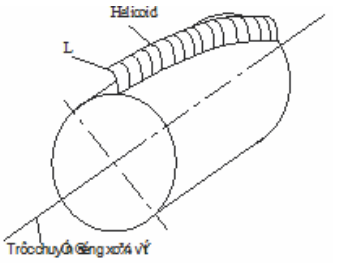
2.1. Mô hình toán bề mặt bánh răng trụ thân khai

Để thiết lập phương trình, ta dùng hai hệ trục tọa độ: Hệ trục tọa độ Oxyz là hệ trục tọa độ cố định; Hệ trục $O_1x_1y_1z_1$ là hệ trục chuyển động gắn với đường thân khai (Hình 1) mà biểu diễn sự chuyển động xoắn vít có quan hệ với hệ cố định.

Giả sử rằng mặt phẳng cong L được biểu diễn trong hệ tọa độ $O_1(x_1,yv,z_1)$ bằng phương trình (Hình 2): $x_1 = x_1(\theta)$; $y_1 = y_1(\theta)$; $z_1 = 0$; $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$.



Hình 1. Hệ trục tọa độ Oxyz và $O_1x_1y_1z_1$



Hình 2. Mặt Helicoid

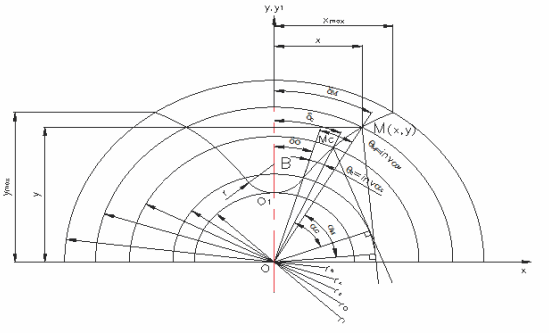
Trong đó, tham số θ là biến số độc lập. Bề mặt biểu diễn được xác định trong hệ tọa độ Oxyz bằng phương trình sau [1]: $r = M_1.r_1$.

$$\text{với : } \boldsymbol{r} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix};\ \boldsymbol{r_1} = \begin{bmatrix} x_1(\theta) \\ y_1(\theta) \\ z_1(\theta) \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$M_1 = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & p\psi \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$r = M_1.r_1 \rightarrow \begin{cases} x = x_1(\theta).\cos\psi - y_1(\theta).\sin\psi \\ y = x_1(\theta).\sin\psi + y_1(\theta).\cos\psi \\ z = p.\psi \end{cases} \quad (2)$$

Phương trình này biểu diễn một mặt cong Helicoid với hai tham số θ và ψ, do đó một điểm trên bề mặt sẽ xác định bởi giá trị của ψ và θ:



Hình 3. Sơ đồ tính prôfin bánh răng thân khai

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Với: r_o là bán kính vòng cơ sở; r_c là bán kính vòng chia; r_x là bán kính ứng với điểm M bất kỳ trên prôfin; r_e là bán kính đỉnh răng; r_i là bán kính chân răng.

Xét một điểm M(x,y) trên prôfin thân khai phía phải của bánh răng có bán kính r_x. Tọa độ điểm M được xác định thông qua phương trình tham số như sau [2], [3], [6]:

$$\begin{cases} x_M = r_x.\sin\delta_x = r_x.\sin(\delta_0 + \theta_x) \\ y_M = r_x.\cos\delta_x = r_x.\cos(\delta_0 + \theta_x) \end{cases} \quad (3)$$

Trong đó: $\theta_x = \text{inv}\alpha_x$

$$r_x = \frac{r_o}{\cos\alpha_x} \quad \Rightarrow \alpha_x = \arccos(r_o/r_x) \quad (4)$$

$$\delta_0 = \delta_c - \text{inv}\alpha_c \qquad \delta_c = \frac{S_c}{2r_c} = \frac{\pi.m}{2.2.r_c}$$

Từ đó, ta có:

$$\begin{cases} x = r_x.[\sin(\theta_x + \delta_0).\cos\psi - \cos(\theta_x + \delta_0).\sin\psi] \\ y = r_x.[\sin(\theta_x + \delta_0).\sin\psi + \cos(\theta_x + \delta_0).\cos\psi] \end{cases} \quad (5)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x = r_x.[\sin(\theta_x + \delta_0 - \psi)] \\ y = r_x.[\cos(\theta_x + \delta_0 - \psi)] \end{cases} \quad (6)$$

Phương trình tổng quát của biên dạng thân khai phía phải có dạng:

$$\begin{cases} x = r_x.\sin\{(tg(\arccos\frac{r_0}{r_x})) - (\arccos\frac{r_0}{r_x}) + \delta_0 - \psi\} \\ y = r_x.\cos\{(tg(\arccos\frac{r_0}{r_x})) - (\arccos\frac{r_0}{r_x}) + \delta_0 - \psi\} \\ z = p.\psi \end{cases} \quad (7)$$

Phương trình mặt xoắn vít phụ thuộc 2 tham số ψ và r_x:

$$0 \le \psi \le \psi_{max}\ ;\ r_0 \le r_x \le r_e \quad (8)$$

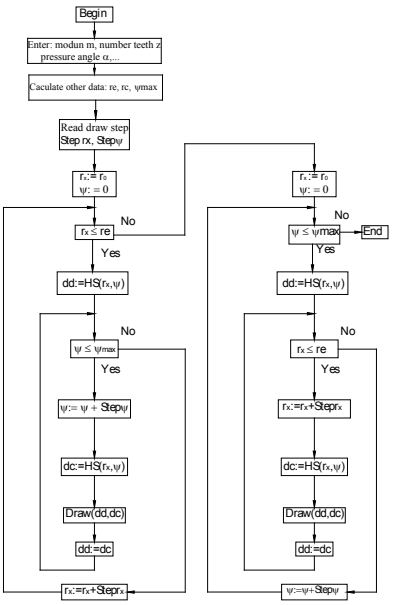
Bằng cách tương tự, ta xây dựng được phương trình của biên dạng thân khai phía trái có dạng như sau:

$$\begin{cases} x = -r_x.\sin\{(tg(\arccos\frac{r_0}{r_x})) - (\arccos\frac{r_0}{r_x}) + \delta_0 + \psi\} \\ y = r_x.\cos\{(tg(\arccos\frac{r_0}{r_x})) - (\arccos\frac{r_0}{r_x}) + \delta_0 + \psi\} \\ z = p.\psi \end{cases} \quad (9)$$

2.2. Chương trình xác định bánh răng trụ thân khai

Từ các phương trình (7), (9) và điều kiện (8), ta xác định được sơ đồ thuật toán.

Bánh răng mẫu cần vẽ có các thông số như sau: Mô đun m = 10; số răng Z = 17; góc áp lực trên vòng chia α = 20°.



Chương trình AUTLOLIST vẽ bánh răng

```
(defun grinfo()
(setq m (getreal "\nMo dun phap mn: "))
(setq gak (getreal "\nGoc ap luc : "))
(setq bta (getreal "\n Goc nghieng cua rang:  "))
)
……
(
(cal)
(draw)
(draw1)
(draw2)
(draw3)
(command "circle" '(0 0 0) re)
(command "zoom" "e"))
```

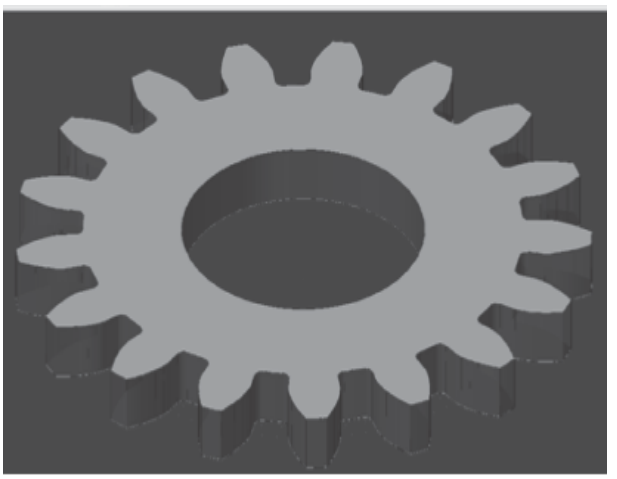
Mô hình bánh răng trụ thân khai được xây dựng qua các bước sau:

Bước 1: Tải chương trình vào môi trường Autocad.

Bước 2: Tạo biên dạng 2D.

Bước 3: Tạo biên dạng 3D.

Kết quả bánh răng như hình 4.



Hình 4. Bánh răng thân khai

Bánh răng sau khi thiết kế hoàn thiện trong môi trường 3D sẽ được sử dụng vào tiếp trong kỹ thuật CAM mô phỏng gia công trước khi gia công trên các máy CNC.

3. THỰC NGHIỆM VÀ KIỂM TRA

3.1. Tạo chương trình NC cắt dây biên dạng răng và gia công bánh răng

Thông số bánh răng: Mô đun m = 10; Số răng Z = 17; Góc áp lực trên vòng chia $\alpha = 17°$.

Chọn máy cắt dây DK7730: Tốc độ gia công tối đa: 120 (mm^2/phút); Độ bóng bề mặt tốt nhất: Ra = 2,5 (µm); Độ chính xác gia công: 0,015 (mm).

Điện áp đánh tia lửa điện U_i = 90 (vôn); Độ kéo dài xung t_i = 0,5 (giây).

Khoảng cách xung t_0: Chọn t_0 = 10 (giây); Tốc độ cắt 110 (mm^2/phút).

Điện cực là dây môlipđen đường kính 0,18 (mm).

Quá trình tạo chương trình NC và gia công bánh răng được thực hiện theo các bước:

Bước 1: Xuất vẽ bánh răng 2D từ Autocad sang môi trường Mastercam.

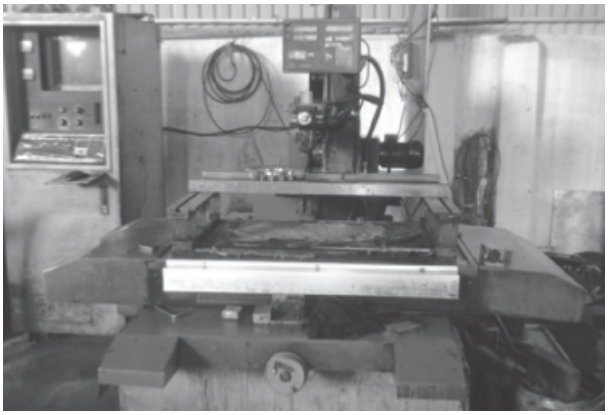
Bước 2: Thiết lập đường dụng cụ.

Bước 3: Xuất file NC cắt dây bánh răng trụ thân khai răng thẳng.

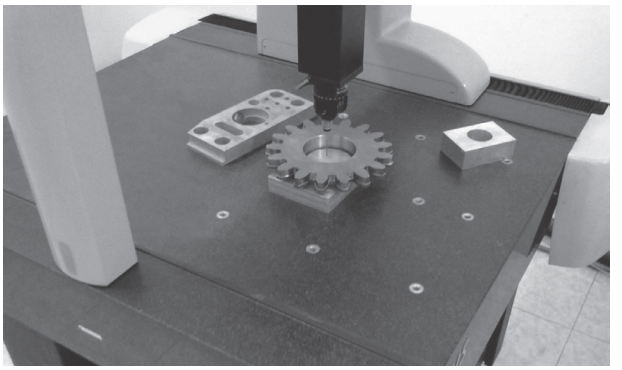
Bước 4: Cài đặt phôi trên máy.

Bước 5: Nhập chương trình gia công vào máy cắt dây và gia công.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 5. Cắt dây biên dạng răng



Hình 6. Đo bánh răng trên máy đo tọa độ

3.2. Kiểm tra bánh răng trụ thân khai răng thẳng bằng máy đo tọa độ

Các bước quá trình đo và thuật toán kiểm tra:

Bước 1: Chuyển tọa độ các điểm đo từ gốc tọa độ máy (X_m,Y_m) sang gốc tọa độ chi tiết (X_p,Y_p).

Bước 2: Tính bán kính r_x tại mỗi điểm đo theo công thức $r_{xi} = \sqrt{X_{pi}^2 + Y_{pi}^2}$ và so sánh với r_0 để loại bỏ những điểm mà $r_x < r_0$.

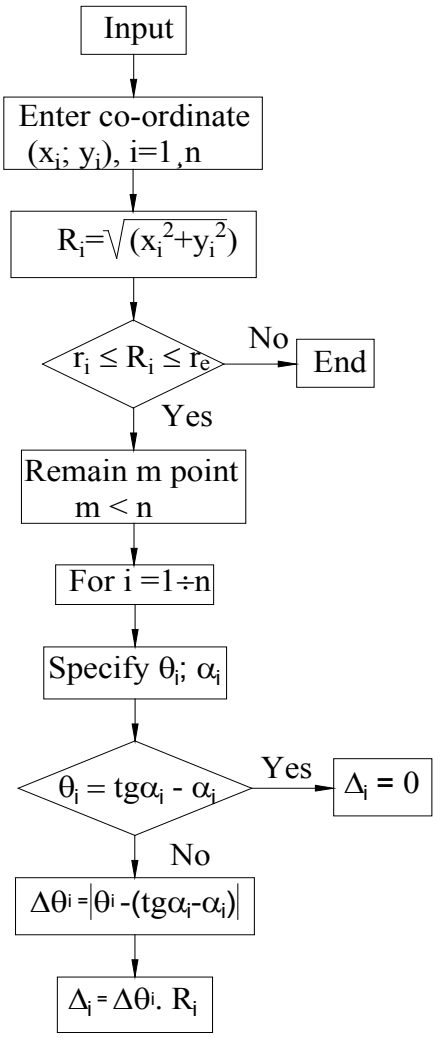
Bước 3: Vẽ lại tọa độ các điểm đo trên phần mềm Autocad, vẽ đường tròn cơ sở bán kính $r_0 = r.\cos\alpha$. Tại mỗi điểm đo, ta dựng hình xác định góc hàm thân khai và góc áp lực tại điểm x là θ_x và α_x.

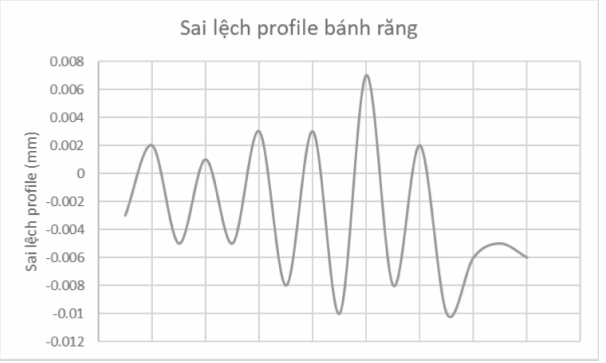
Bước 4: Tính giá trị $tg\alpha_x - \alpha_x$ và so sánh với θ_x. Điểm x nằm trên đường thân khai của vòng tròn cơ sở (O, r_0) khi tọa độ của nó thỏa mãn phương trình của đường thân khai: $\theta_x = tg\alpha_x - \alpha_x$. Sai số góc θ_x là $\Delta\theta_x = \theta_x - (tg\alpha_x - \alpha_x)$.

Bước 5: Tính sai số tại mỗi điểm đo.

$\Delta = r_x.\Delta\theta_x$

Thuật toán kiểm tra





Hình 7. Sai số profile răng

Hình 7 thể hiện sai số profile răng của bánh răng cắt dây, sai số lớn nhất đạt 0,01 mm. Sai lệch được thể hiện cả sai số dương và sai số âm. Điều này giải thích được do sai số của bước cắt dây. Với sai số này thì chất lượng chế tạo bằng phương pháp EDM đáp ứng được yêu cầu.

4. KẾT LUẬN

Nội dung bài báo đã xây dựng được mô hình toán bề mặt bánh răng thân khai. Từ đó, xây dựng được chương trình Aulolist để vẽ bánh răng. Quá trình thực nghiệm gia công dựa trên phương pháp cắt dây (EDM) cho sai lệch profile biên dạng răng không quá 0,01 mm. Sai số này đáp ứng yêu cầu kỹ thuật về chế tạo bánh răng.❖

Ngày nhận bài: **23/5/2023**
Ngày phản biện: **12/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Chironis N. P; "*Gear Design and Application*", McGraw-Hill, New York, 1967, pp. 375.
[2]. B. M. H., Lê Cung; "*Phương pháp thiết lập đường chạy dao gia công cho máy phay CNC ba trục*", Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng, vol. 2, 2009.
[3]. Katori H., Yokogawa K. and Hayashi T., "*A simplified edsynthetic design method of pitch curves based on motion specifications for noncircular gears*". Trans. Jap. Soc. Mech. Engng, 60 (570) (1994) 668–674.
[4]. Trần Văn Địch, "*Công nghệ gia công CNC*", NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2003.
[5]. Đinh Gia Tường; "*Nguyên lý máy*"; NXB. Khoa học Kỹ thuật.
[6]. Nguyễn Trọng Hiệp; "*Chi tiết máy*"; NXB. Giáo dục, 1999.

XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ HỢP LÝ CỦA MÁY SÀNG TÁCH RUỘT CHANH DÂY TRONG HỆ THỐNG MÁY TÁCH RUỘT CHANH DÂY

DETERMINING REASONABLE PARAMETERS OF PASSION FRUIT PULP SEPARATOR IN PASSION FRUIT PULP SEPARATOR SYSTEM

Lương Văn Tới, Huỳnh Công Lớn
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong quy trình tách ruột chanh dây, sau khi trái chanh dây được cắt ra thành nhiều phần nhỏ thì ta thu được hỗn hợp bao gồm vỏ và ruột. Việc tiếp theo là cần tách riêng biệt dung dịch ruột chanh ra khỏi vỏ. Việc này được thực hiện bởi máy sàng. Tuy nhiên có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến hiệu quả của việc phân tách này. Trong bài báo này sẽ tập trung nghiên cứu tìm ra các thông số hợp lý của máy sàng để nhằm đảm bảo hiệu quả của việc tách ruột chanh dây là cao nhất, điều này đồng nghĩa với việc ruột chanh dây còn sót lại và dính theo vỏ chanh thải ra ngoài là thấp nhất, giảm bớt được sự hao hụt và lãng phí.

Từ khóa: *Tách ruột chanh dây; Tách dịch chanh dây; Máy sàng ống.*

ABSTRACT

In the process of separating the passion fruit pulp, after the passion fruit is cut into many small parts, a mixture of lemon peel and pulp is obtained. The next thing is to separate the pulp from the peel. This is done by the rotary screening machine. However, there are many factors that affect the efficiency of this separation. In this paper, the research will focus on finding out the optimal parameters of the rotary screening machine to ensure the highest efficiency of passion fruit separation. This means that the remaining passion fruit pulp and sticking to the peel is the lowest, reducing wastage and waste.

Keywords: *Rotary screening machine; Passion fruit pulp separator.*

1. TỔNG QUAN

Ngày nay, các sản phẩm từ chanh dây trở nên phổ biến và mang lại nhiều lợi ích cho sức khỏe con người. Trong đó, ruột chanh dây được sử dụng nhiều nhất. Để lấy được ruột từ quả chanh dây, các doanh nghiệp chế biến chanh dây có thể cho công nhân thực hiện bằng tay hoặc được thực hiện hoàn toàn bằng máy móc. Đối với trường hợp công nhân thực hiện bằng tay thì quả chanh dây được cắt ra làm đôi và công nhân sử dụng muỗng để múc ruột ra. Phương pháp này thực hiện đơn giản, ruột chanh dây gần như được lấy hết hoàn toàn nhưng năng suất không cao, phụ thuộc vào tay nghề của công nhân. Đối với phương pháp tách ☞

ruột chanh dây bằng máy, quả chanh dây được cắt nhỏ hoặc bị ép vỡ ra thành nhiều miếng nhỏ, sau đó sẽ qua sàng phân tách để tách ruột ra khỏi vỏ. Phương pháp này cho năng suất cao, không phụ thuộc vào trình độ tay nghề công nhân nhưng việc tách hoàn toàn ruột ra khỏi vỏ vẫn chưa được thực hiện triệt để, ruột chanh dây vẫn còn dính vào vỏ, hiệu quả của các máy hiện có trên thị trường nằm trong khoảng 80-85%. Trong bài báo này, một mô hình lồng sàng được nghiên cứu với hai thông số chính ảnh hưởng đến hiệu quả tách ruột ra khỏi vỏ là tốc độ quay và góc nghiêng của sàng. Một mô hình lồng sàng được chế tạo và kết quả của các thông số cần nghiên cứu được xác định bằng thực nghiệm.

2. THIẾT KẾ HỆ THỐNG THIẾT BỊ

2.1. Thông số ban đầu

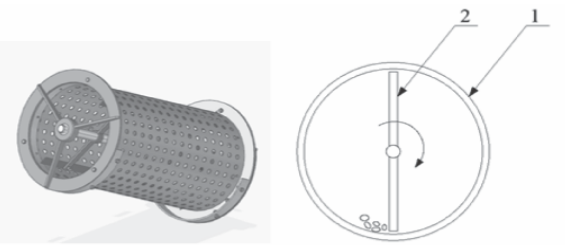
Góc nghiêng sàng (độ) và tốc độ quay (vòng/phút) của trục sàng là hai thông số chính được trình bày trong bài báo này. Vật liệu đầu vào là hỗn hợp vỏ chanh dây và ruột chanh dây lẫn lộn sau khi chanh dây được cắt nhỏ ra thành 12 mảnh/trái (việc tối ưu số lượng mảnh vỏ chanh dây cần cắt nhỏ được trình bày trong một nghiên cứu khác). Sàng sẽ làm nhiệm vụ tách vỏ và ruột chanh ra thành hai phần riêng biệt.

Các kích thước ban đầu của lồng sàng như sau:

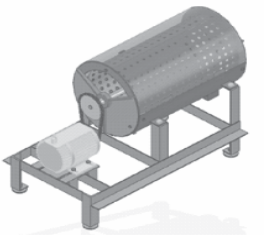
- Chiều dài lồng sàng: 500mm;
- Đường kính lồng sàng: 250mm;
- Lỗ lưới sàng là lỗ tròn có đường kính 6mm;
- Góc nghiêng lồng sàng có thể thay đổi từ 10° đến 60°;
- Tốc độ vòng quay của trục sàng có thể thay đổi được bằng biến tần.

2.2. Cấu tạo, nguyên lý hoạt động

Bộ phận làm việc chính của sàng gồm lưới sàng cố định và trục quay có gắn cánh. Hỗn hợp vỏ và ruột chanh được đưa vào một đầu của sàng. Dưới tác dụng của trục quay có gắn cánh, chúng được đảo trộn và quay theo cánh. Khi chúng quay sẽ sinh ra lực ly tâm và đồng thời chịu tác dụng của trọng lượng bản thân. Tốc độ trục quay đảm bảo hỗn hợp được đưa lên cao và rơi xuống, khi chúng rơi xuống sẽ gây ra va chạm vào nhau, chính vì điều này sẽ giúp hạt và vỏ tách rời nhau dễ dàng hơn. Các cánh gắn trên trục nghiêng một góc so với phương dọc trục nên khi chúng quay sẽ gây ra hai lực tác dụng: một lực sẽ nâng hỗn hợp lên cao và rơi xuống, một lực đẩy hỗn hợp di chuyển dọc trục để đưa sản phẩm ra đầu còn lại của lồng sàng. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của sàng được thể hiện trên hình 1 với lưới sàng (chi tiết số 1) có lỗ tròn được gắn vào khung có dạng ống tròn và trục quay có gắn cánh (chi tiết số 2). Mô hình máy sàng được thiết kế hoàn chỉnh bằng phần mềm 3D được thể hiện trên hình 2.



Hình 1. Nguyên lý hoạt động của sàng

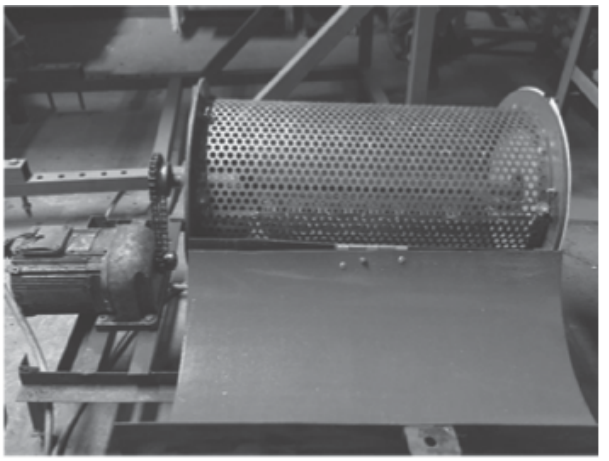


Hình 2. Mô hình máy sàng được thiết kế bằng phần mềm 3D

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2.3. Mô hình chế tạo

Mô hình lồng sàng được chế tạo và lắp ráp như hình 3.



Hình 3. Mô hình máy sàng sau khi chế tạo, lắp ráp

3. THỰC NGHIỆM VÀ KẾT QUẢ

Để đánh giá hiệu quả của việc tách ruột chanh dây ra khỏi vỏ, chúng ta dựa vào chỉ số "hiệu suất" (H%). Chỉ số này được tính như sau:

$$H = \frac{m_1}{m_2} \times 100\%$$

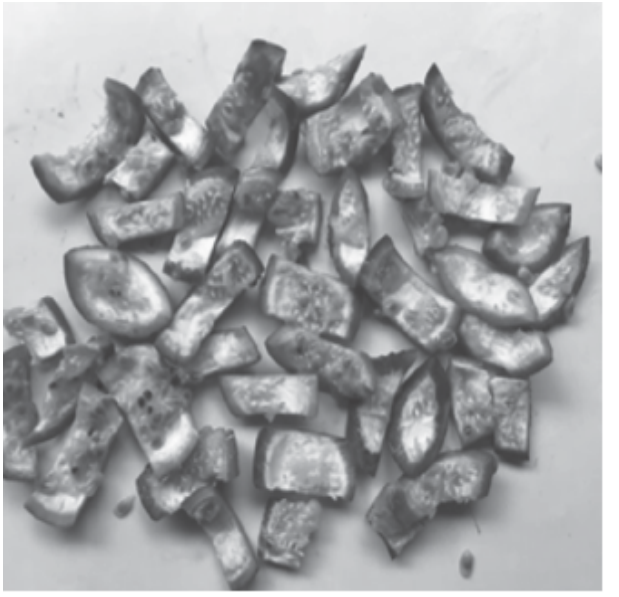
Trong đó:

m_1 – Khối lượng ruột chanh sau khi được tách bằng lồng sàng;

m_2 – Khối lượng ruột chanh sau khi được tách hoàn toàn bằng thủ công.

Việc thực nghiệm được tiến hành với hai thông số hiệu chỉnh đó là góc nghiêng sàng và tốc độ quay của trục sàng. Với góc nghiêng sàng được chọn ở các giá trị 2°, 3°, 4°, 5°, 6° và tốc độ quay của trục sàng được thực nghiệm với các giá trị 100, 120, 140, 160, 180 vòng/phút.

Hỗn hợp vỏ và ruột chanh dây sau khi quả chanh dây được cắt nhỏ thành 12 mảnh/trái được thể hiện ở hình 4.



Hình 4. Chanh được cắt nhỏ trước khi sàng

Hình 5 thể hiện kết quả vỏ chanh được tách ra khỏi ruột sau khi qua máy sàng.

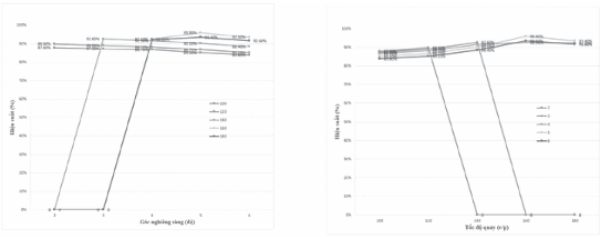
Hình 5. Kết quả sau khi sàng

Kết quả thực nghiệm được thể hiện trong bảng 1. ☞

Bảng 1. Kết quả thực nghiệm

Hiệu suất tách ruột chanh dây ra khỏi vỏ (%)					
Góc nghiêng (°) / Tốc độ trục sàng (v/p)	2°	3°	4°	5°	6°
100	87.8%	87.2%	86.7%	85.1%	83.8%
120	89.8%	89.0%	88.1%	86.7%	85.1%
140	0	92.6%	91.5%	90.1%	88.4%
160	0	0	92.5%	95.9%	93.5%
180	0	0	92.2%	93.4%	91.6%

Ghi chú: *Các trường hợp có hiệu suất bằng "0" là khi đó sự kết hợp giữa góc nghiêng sàng và tốc độ vòng quay làm cho ruột và vỏ chanh dây không di chuyển dọc trục mà chỉ quay tại chỗ, dẫn đến năng suất không thỏa mãn nên các trường hợp này không quan tâm đến hiệu suất.*



Hình 6. Mối quan hệ giữa hiệu suất với góc nghiêng và tốc độ quay của trục sàng

Hình 6 thể hiện kết quả của hiệu suất sàng phụ thuộc vào góc nghiêng và tốc độ quay của trục sàng.

Sử dụng phương pháp quy hoạch thực nghiệm, ta tìm được phương trình hồi quy của hiệu suất:

$$y = 79.584 - 0.4636x_1 + 14.24x_2$$

Trong đó: x_1 là biến tốc độ quay của trục; x_2 là biến góc nghiêng sàng.

4. KẾT LUẬN

Thông qua bài nghiên cứu, chúng ta tìm hiểu về cấu tạo và nguyên lý hoạt động của máy sàng lồng trục quay, qua đó đã thực nghiệm để khảo sát sự phụ thuộc của hiệu quả sàng vào góc nghiêng sàng và tốc độ quay của trục sàng. Thông qua phương pháp quy hoạch thực nghiệm, chúng ta đã tìm ra thông số hợp lý của góc nghiêng sàng và tốc độ quay của trục nhằm đảm bảo hiệu quả sàng là cao nhất. Qua đó, có thể áp dụng kết quả nghiên cứu này vào sản xuất chế tạo các máy sàng trong hệ thống tách ruột chanh dây.❖

Ngày nhận bài: **11/8/2023**
Ngày phản biện: **23/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Lê Ngọc Nam, *Nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy cắt và tách vỏ chanh dây*, Luận văn tốt nghiệp, Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh.
[2]. Trần Văn Hào, Mạc Cẩm Lộc, *Nghiên cứu và thiết kế máy múc ruột chanh dây,* Luận văn tốt nghiệp, Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh.
[3]. Nguyễn Hồng Ngân, *Máy sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng,* NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
[4]. Nguyễn Hữu Lộc, *Giáo trình quy hoạch và phân tích thực nghiệm*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC ROBOT CÔNG NGHIỆP BẰNG LÝ THUYẾT TRỤC VÍT

KINEMATIC ANALYSIS OF AN INDUSTRIAL ROBOT USING SCREW THEORY

Nguyễn Phú Sinh, Nguyễn Thị Hải Vân
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

TÓM TẮT

Phương pháp mô hình hóa khâu và khớp dựa trên thông số Denavit – Hartenberg (DH) được đề xuất bởi hai nhà khoa học Denavit và Hartenberg, Đại học Chicago thường được sử dụng để giải các bài toán về động học của cánh tay robot nối tiếp. Phương pháp mô hình hóa này cho phép xác định được mối liên hệ giữa các hệ tọa độ gắn trên khớp của robot. Một trong những điểm khó khăn trong việc xác định thông số Denavit - Hertenberg là đặt các hệ trục tọa độ và xác định cấu hình robot ở ban đầu. Nếu vị trí ban đầu này thay đổi, thì việc đặt lại hệ trục tọa độ và tham số DH sẽ thay đổi theo. Chính vì vậy, bài báo này trình bày phương pháp giải bài toán động học thuận robot nối tiếp bằng phương pháp tính tích các hàm mũ tự nhiên PoE (Products of Exponentials) dựa trên cơ sở lý thuyết trục vít (Screw theory). Mặc dù lý thuyết toán học của phương pháp này phức tạp hơn so với phương pháp mô hình hóa khâu và khớp theo thông số DH, nhưng việc đặt hệ trục tọa độ của robot thì đơn giản hơn khá nhiều.

Từ khóa: *Robot công nghiệp; Mô hình hóa; Lý thuyết trục vít; Động học thuận; Mô phỏng.*

ABSTRACT

The Denavit – Hartenberg parameter method proposed by two scientists Denavit and Hartenberg of the University of Chicago is widely used for solving the kinematics of manipulator. This method allows to determine relationship between coordinate frames attached to the joints of the mechanism. One of the disadvantage of this method is determining the initial configuration of the manipulator and its initial posture changes will cause the motion range of joints and parameters will be changed accordingly. In this work, the Product of Exponentials based on the Screw theory is investigated to solve the kinematics of the serial manipulator. Although this method is a bit more difficult to understand than the DH parameter metthod, it provides a simple process to determine the coordinate frames and robot configuration.

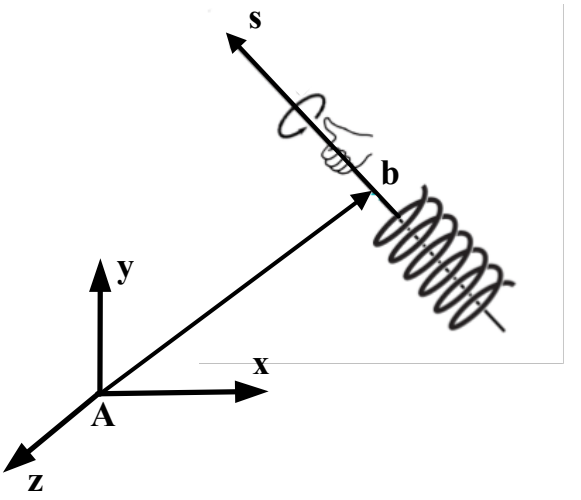
Keywords: *Industrial robot; Modeling; Screw theory; Forward kinematics; Simulation.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Theo thống kê trên thế giới, thị trường robot công nghiệp có tỷ lệ tăng trưởng rất cao, do chi phí sản xuất tay máy ngày nay đã giảm nhiều so với trước đây và nhu cầu sử dụng robot để thay thế con người trong các nhiệm vụ phức tạp đòi hỏi kỹ năng, độ chính xác cao hoặc làm việc trong môi trường độc hại càng tăng. Chính vì vậy, vấn đề hiểu bài toán động học robot để hỗ trợ trong việc tiếp cận và vận hành robot của mỗi kỹ sư, cử nhân kỹ thuật là rất quan trọng nhằm đáp ứng được nhu cầu của doanh nghiệp về nhân sự điều khiển và vận hành robot. Để làm được việc đó, người vận hành phải nắm vững mô hình động học của cánh tay robot. Hiện nay, nhiều phương pháp giải bài toán động học robot đã được giới thiệu như phương pháp hình học [1], phương pháp số như mạng nơron nhân tạo [2] và phổ biến nhất là phương pháp mô hình hóa thông số Denavit – Hartenberg (DH) được đề xuất bởi hai nhà khoa học của Trường Đại học Chicago, Mỹ vào năm 1955 [3]. Sau này, phương pháp mô hình hóa DH này được nhiều nhà khoa học nghiên cứu hoàn thiện hơn và được áp dụng rộng rãi. Tuy nhiên, việc đặt hệ trục tọa độ cho cánh tay robot và xác định bộ thông số DH vẫn còn nhiều phức tạp. Chính vì vậy, phương pháp "tích các hàm mũ tự nhiên" (Products of Exponentials) dựa trên lý thuyết trục vít đã được nghiên cứu và áp dụng vào giải các bài toán động học robot. Năm 1984, Roger W. Brockett [4] là người đầu tiên sử dụng phương pháp này để giải bài toán robot lần đầu tiên. Trong phần dưới đây của bài báo, nhóm tác giả trình bày tóm tắt cơ sở lý thuyết và áp dụng để phân tích động học cánh tay robot ABB IRB120.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TRỤC VÍT

Lý thuyết trục vít hay lý thuyết vít (Screw theory) là một công cụ toán học dùng để giải các bài toán về động học và động lực học các hệ truyền động cơ khí. Năm 1763, Mozzi là người đầu tiên đề xuất lý thuyết này nhưng đến năm 1900, Ball mới hệ thống hóa thành lý thuyết [5]. Năm 1999 và năm 2004, Tsai và Hunt đã phát triển lý thuyết này trong việc giải các bài toán động học hình học. Theo định lý Chales thì bất cứ chuyển động của vật rắn có thể xem là chuyển động quay quanh một trục và tịnh tiến song song với trục đó (Hình 1), chuyển động này được gọi là sự dịch chuyển trục vít (Screw displacement). Trước tiên, chúng ta tìm hiểu về lý thuyết trục vít đối với hệ vật rắn tuyệt đối.



Hình 1. Cơ sở lý thuyết trục vít – Screw theory

Giả sử vật rắn A cố định có hệ tọa độ cơ sở là Axyz và một vật rắn B chuyển động có hệ tọa độ Bxyz, khi đó ma trận biểu diễn vị trí và hướng của vật rắn B đối với vật rắn A có thể biểu diễn như sau:

$$SE(3) = \left\{ \begin{bmatrix} \boldsymbol{R} & \boldsymbol{b} \\ \boldsymbol{0} & 1 \end{bmatrix} : \boldsymbol{R} \in SO(3), \boldsymbol{b} \in R^3 \right\} \quad (1)$$

Trong đó, R là ma trận quay của hệ tọa độ Bxyz đối với hệ tọa độ Axyz, b là véc tơ biểu

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

diễn tọa độ của của hệ tọa độ B đối với hệ tọa độ A, SE(3) được gọi là nhóm Euclid đặc biệt thuộc nhóm Lie, SO(3) là nhóm trực giao đặc biệt.

Giả sử trên vật rắn B, có tọa độ điểm P biểu diễn bởi véc tơ B_p, khi đó tọa độ của điểm P đối với hệ tọa độ Axyz là:

$$A_p = RB_p + b \quad (2)$$

Đạo hàm theo thời gian phương trình (2), ta được:

$$\boldsymbol{V_p = \hat{\omega}\,{}^{A}\!\square\boldsymbol{p} + \dot{b} - \hat{\omega}b = \omega \times {}^{A}\!\square\boldsymbol{p} + \dot{b} - \omega \times b}$$

$$\boldsymbol{= \omega \times {}^{A}\!\square\boldsymbol{p} + \dot{b} + b \times \omega} \quad (3)$$

Trong đó, $\hat{\omega}$ là ma trận vận tốc góc, ω là véc tơ vận tốc góc.

Khi đó, một trục vít (Screw) $\xi = (\omega, \dot{b} + b \times \omega) = (\omega, V)$ được gọi là Twist, trong đó V là vận tốc của một điểm trên vật rắn chuyển động.

Nếu b là hằng số, nghĩa là vật rắn B chỉ chuyển động quay, lúc đó $V = \dot{b} + b \times \omega = b \times \omega$ nên Twist trong trường hợp này là $\xi = (\omega, b \times \omega)$.

Nếu vật rắn B chỉ chuyển động tịnh tiến, không có chuyển động quay thì $\omega = 0$ và Twist trong trường hợp này là $\xi = (0, \dot{b})$. Một twist $\xi = (\omega, V)$ có thể biểu diễn dưới dạng ma trận như sau:

$$\hat{\xi} = \begin{bmatrix} \hat{\omega} & V \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Theo lý thuyết trục vít, ma trận biến đổi của vật rắn B có thể biểu diễn dưới dạng ma trận thuần nhất dưới dạng hàm số mũ:

$$e^{\hat{\xi}\theta} = \begin{bmatrix} I & \theta V \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ với trường hợp } \omega = 0 \quad (5)$$

Hoặc

$$e^{\hat{\xi}\theta} = \begin{bmatrix} e^{\hat{\omega}\theta} & (I - e^{\hat{\omega}\theta})(\omega \times V) + \theta\omega\omega^T V \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

với trường hợp $\omega \neq 0$ (6)

Trong đó:

$e^{\hat{\omega}\theta} = I + \hat{\omega}sin(\theta) + \hat{\omega}^2(1 - cos(\theta))$,

đây là công thức Euler-Rodrigues.

Giả sử ban đầu hệ tọa độ Bxyz có tọa độ tương đối đối với hệ tọa độ Axyz biểu diễn theo ma trận $g_{ab}(0)$. Sau đó, hệ tọa độ Bxyz di chuyển tịnh tiến một đoạn θ hoặc quay quanh một trục một góc θ. Khi đó, tọa độ tương đối của hệ Bxyz đối với hệ tọa độ Axyz là:

$$g_{ab}(\theta) = e^{\hat{\xi}\theta} g_{ab}(0) \quad (7)$$

Nếu chúng ta áp dụng công thức (7) cho một chuỗi động học n khâu liên tiếp nhau như cánh tay robot nối tiếp thì ta xác định được phương trình động học robot như sau:

$$g_{ab}(\theta) = e^{\hat{\xi}_1\theta_1} e^{\hat{\xi}_2\theta_2} e^{\hat{\xi}_3\theta_3} \ldots e^{\hat{\xi}_n\theta_n} g_{ab}(0) \quad (8)$$

Trong một số tài liệu thì ma trận tọa độ ban đầu của hệ Bxyz đối với hệ Axyz $g_{ab}(0)$ còn được ký hiệu là $e^{\hat{\xi}_{ab}}$, trong đó $\hat{\xi}_{ab}$ là Twist của hệ Bxyz đối với hệ Axyz ở vị trí ban đầu.

3. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC ROBOT CÔNG NGHIỆP ABB-IRB120

Trong phần này, nhóm tác giả áp dụng lý thuyết trình bày ở mục 2 để phân tích robot ☞

ABB-IRB120 có kích thước như hình 2. Ta tìm được tọa độ các điểm trên trục khớp:

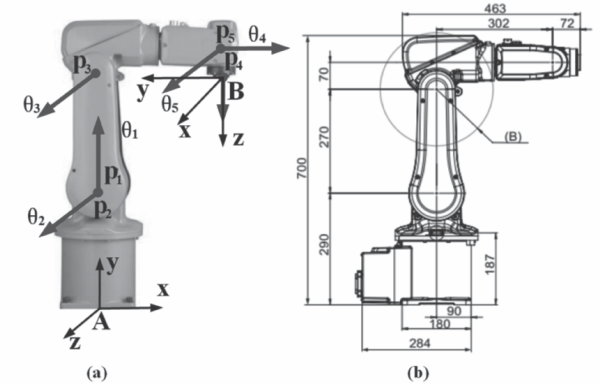
$\mathbf{p_1} = [0,290,0]^T$; $\mathbf{p_2} = [0,290,0]^T$; $\mathbf{p_3} = [0,560,0]^T$;

$\mathbf{p_4} = [302,630,0]^T$; $\mathbf{p_5} = [302,630,0]^T$; $\mathbf{p_6} = [302,558,0]^T$

Véc tơ chỉ hướng của các trục vít:

$\mathbf{s_1} = [0,1,0]^T$; $\mathbf{s_2} = [0,0,1]^T$; $\mathbf{s_3} = [0,0,1]^T$

$\mathbf{s_4} = [1,0,0]^T$; $\mathbf{s_5} = [0,0,1]^T$; $\boldsymbol{s_6} = [0,-1,0]^T$



Hình 2. Hệ tọa độ và kích thước của robot ABB IRB120 (hình b cung cấp bởi nhà sản xuất)

Khi đó, chúng ta xác định được Twist của các khớp như sau:

$\xi_1 = [0,0,0,0,1,0]^T$; $\xi_2 = [290,0,0,0,0,1]^T$; $\xi_3 = [560,0,0,0,0,1]^T$

$\xi_4 = [0,0,-560,1,0,0]^T$; $\xi_5 = [630,-302,0,0,0,1]^T$; $\xi_6 = [0,0,-302,0,-1,0]^T$

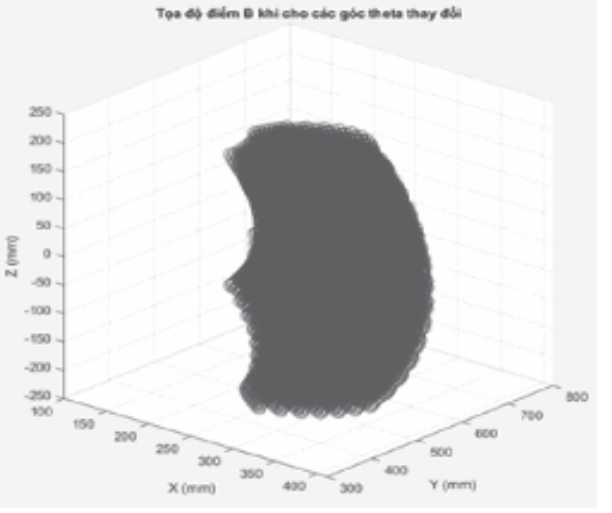
Và xác định được ma trận $g_{AB}(0)$:

$$g_{AB}(\mathbf{0}) = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 302 \\ 0 & 0 & -1 & 558 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Từ đó, hệ phương trình động học robot được xác định như sau:

$$g_{AB}(\boldsymbol{\theta}) = e^{\hat{\xi}_1\theta_1}e^{\hat{\xi}_2\theta_2}e^{\hat{\xi}_3\theta_3}\dots e^{\hat{\xi}_6\theta_6}g_{AB}(\mathbf{0}) \quad (9)$$

Sau khi giải phương trình (9), tọa độ của cơ cấu chấp hành sẽ được xác định. Nhóm tác giả kiểm nghiệm bằng cách thay đổi giá trị góc quay của các khớp θ_i (i = 1-6) và xác định chính xác tọa độ của robot như thể hiện trên hình 3.



Hình 3. Kết quả mô phỏng robot

4. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày cơ sở lý thuyết trục vít và phương pháp tính tích các hàm mũ tự nhiên PoE để giải bài toán động học của cánh tay robot nối tiếp. Cơ sở lý thuyết đã được áp dụng để giải bài toán động học thuận robot công nghiệp ABB-IRB 120 của hãng ABB. Kết quả được kiểm nghiệm và so sánh với dữ liệu của nhà sản xuất. Lý thuyết trình bày trong bài báo là cơ sở để nhóm cùng các nhà khoa học tiếp tục nghiên cứu và áp dụng lý thuyết này để giải các bài toán về mô hình vận tốc, gia tốc và động lực học robot.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng trong đề tài có Mã số T2022-06-26.❖

Ngày nhận bài: **20/7/2023**
Ngày phản biện: **02/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Jamali, Annisa & Khan, Md Raisuddin & Rahman, Md Mozasser (2011). *A new geometrical approach to solve inverse kinematics of hyper redundant robots with variable link length*. 1 - 5. 10.1109/ICOM.2011.5937183.
[2]. Moosavi, S.K.R.; Zafar, M.H.; Sanfilippo, F. Forward. *Kinematic Modelling with Radial Basis Function Neural Network Tuned with a Novel Meta-Heuristic Algorithm for Robotic Manipulators.* Robotics 2022, 11, 43.
[3]. Denavit, Jacques; Hartenberg, Richard Scheunemann (1955). *A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices*. Journal of Applied Mechanics. 22 (2): 215–221.
[4]. Brockett, R.W. (1984). *Robotic manipulators and the product of exponentials formula. In: Fuhrmann*, P.A. (eds) *Mathematical Theory of Networks and Systems*. Lecture Notes in Control and Information Sciences, vol 58. Springer, Berlin, Heidelberg.
[5]. Ball, R.S. The theory of screws: *A study in the dynamics of a rigid body.* Math. Ann. 9, 541–553 (1876).

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÁY PHAY CNC CHI PHÍ THẤP SỬ DỤNG BỘ ĐIỀU KHIỂN ĐA NHIỆM QS-H7KA

DESIGN AND MANUFACTURING OF A LOW COST CNC MILLING MACHINE USING MULTI-PURPOSE CONTROLLER QS-H7KA

Hoàng Trọng Hiếu, Nguyễn Trần Hoài Bảo, Bùi Minh Dũng, Trần Minh Hiếu, Nguyễn Phạm Hùng Vĩ, Nguyễn Phú Sinh
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

TÓM TẮT

Máy CNC (Computer Numerical Control) đóng vai trò quan trọng trong sản xuất hiện đại. So với các phương pháp gia công truyền thống, máy CNC có thể gia công hoàn thiện bề mặt chi tiết tốt hơn với độ chính xác cao hơn. Tuy nhiên, quy trình chế tạo máy CNC hiện nay vẫn còn khá phức tạp, giá thành sản phẩm khá cao. Chính vì vậy, chỉ có rất ít doanh nghiệp có thể đầu tư để làm chủ công nghệ này và việc trang bị thiết bị này phục vụ trong đào tạo càng khó khăn cho các trường Đại học và Cao đẳng. Để giải quyết vấn đề này, bài báo sẽ trình bày phương pháp gia công chế tạo một máy phay CNC mini sử dụng bộ điều khiển công nghiệp QS-H7KA với giá thành thấp. Máy CNC sau khi chế tạo đã được đánh giá thử nghiệm bằng cách gia công một số sản phẩm gỗ. Kết quả cho thấy chất lượng sản phẩm gia công có thể chấp nhận được trong ứng dụng thực tế.

Từ khóa: *Máy CNC; Máy CNC mini; Máy phay CNC; Gia công cắt gọt; Bộ điều khiển công nghiệp.*

ABSTRACT

CNC (Computer Numerical Control) machines plays an important role in modern manufacturing. These machines provide better quality of surface finish and higher accuracy in comparison with the traditional machining methods. However, the manufacturing process of these types of machinery are still complex with high cost. Consequently, only few companies are able to invest in their own machines and it is more difficult for universities or colleges to equip these machines for educational training. In order to solve these matters, this paper presents a method of manufacturing a CNC milling machine using an industrial controller QS-H7KA with low budget. The machines are then evaluated by machining several solid wood products. The results shows that acceptable quality in applications.

Keywords: *CNC machine; Mini CNC machine; CNC milling machine; Machining; Industrial controller.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trước đây, các chi tiết máy có hình dạng phức tạp thường được chia thành những phần nhỏ, đơn giản để gia công thủ công. Sau đó, chúng được ghép nối lại với nhau thành chi tiết hoàn chỉnh bằng các mối ghép cơ khí. Việc gia công này không đảm bảo độ chính xác cao, chi phí tốn kém cao. Sau này, công nghệ chép hình có thể gia công được những chi tiết phức tạp hơn. Tuy nhiên, việc gia công này vẫn còn nhiều nhược điểm như năng suất thấp và khó đảm bảo độ chính xác cao. Vì vậy, việc áp dụng điều khiển số vào máy công cụ là một bước tiến nhảy vọt về công nghệ gia công. Điều này đảm bảo độ chính xác cao, có thể gia công được các chi tiết phức tạp. Máy gia công được điều khiển tự động bằng máy tính hay thường được gọi tắt là máy CNC (Computer Numerical Control) có khả năng điều khiển chính xác vị trí và chuyển động của các công cụ cắt hoặc gia công, dựa trên các lệnh được lập trình trước. Hiện nay, máy CNC hiện nay vẫn có giá thành khá cao do quy trình sản xuất máy CNC còn khá phức tạp. Chính vì vậy, việc trang bị máy hiện đại này vẫn là bài toán khó khăn đối với doanh nghiệp nhỏ và vừa. Như chúng ta đã biết, để đáp ứng nhu cầu nhân lực xã hội, nhiều trường Đại học và Cao Đẳng đã tiến hành đào tạo kỹ sư, cử nhân cơ khí có khả năng vận hành máy CNC, nhưng theo thực tế thì nhiều trường vẫn chưa trang bị đủ số lượng máy cho sinh viên thực hành do chi phí trang bị một máy CNC khá cao và chi phí bảo trì, bảo dưỡng hàng năm khá tốn kém. Vì hiểu được các vấn đề khó khăn đó, nên nhóm tác giả đã nghiên cứu và chế tạo mô hình máy CNC mini có thể phục vụ gia công các chi tiết nhỏ và hỗ trợ cho các trường học trang bị máy CNC phục vụ đào tạo kỹ năng vận hành. Hiện nay, nhóm tác giả thấy rằng một số đề tài máy CNC đã được trình bày như nhóm tác giả Khoa Cơ điện, Học viện Nông nghiệp Việt Nam đã chế tạo máy CNC 3 trục sử dụng bộ điều khiển Mach3 [1], hay nhóm nghiên cứu Trường Đại học Giao thông Vận tải Thành phố Hồ Chí Minh đã chế tạo máy CNC đa năng [2], hay nhóm tác giả ThS. Nguyễn Hoàng Lĩnh và KS. Nguyễn Phước, giảng viên Khoa Kỹ thuật Công nghệ, Trường Đại học Phạm Văn Đồng đã nghiên cứu và chế tạo máy CNC mini có thể gia công tạo mẫu đồ thủ công mỹ nghệ và điêu khắc mức độ đơn giản 2D, 3D, 4D [3]. Qua đó, chúng ta thấy máy CNC luôn được các trường Đại học, Cao đẳng nghiên cứu chế tạo nhằm tạo ra các mô hình máy có giá thành rẻ, chi phí bảo trì bảo dưỡng thấp nhằm phục vụ tốt nhất cho đào tạo. Chính vì các lý do trên, nhóm tác giả đã nghiên cứu và chế tạo mô hình máy CNC sử dụng bộ điều khiển công nghiệp QS-H7KA với tính ổn định cao nhằm hỗ trợ gia công trong các xưởng cơ khí nhỏ hoặc hỗ trợ đào tạo.

2. THIẾT KẾ MÔ HÌNH CƠ KHÍ

Sản phẩm của nhóm được làm ở mức độ mô hình mini với kích thước tổng thể của phần khung máy là 500×400×400mm và các thông số kỹ thuật được nhóm đưa ra như bảng 1. Dựa vào các thông số sản phẩm đã được nhóm đưa ra nên các cụm trục sẽ được nhóm tính toán như sau:

2.1. Lựa chọn trục chính

Ta lựa chọn tính toán với kiểu dao phay ngón và loại vật liệu gia công là nhôm, ta tính được tốc độ cắt V:

$$V = \frac{C_V \times D^q}{T^m \times t^x \times S_Z^y \times B^u \times Z^p} \times K_V = 45{,}52 \ \frac{m}{phút} \quad (1)$$

Trong đó: C_v = 185,5; q = 0,45; x = 0,3; y = 0,2; u = 0,1; p = 0,1; m = 0,33, K_V = 0,36.

Lực cắt chính của máy:

$$P_Z = \frac{10 \times C_p \times t^x \times S_Z^y \times B^u \times Z}{D^q \times n^w} \times K_{MV} \times k = 64{,}95\ N \quad (2)$$

Trong đó: C_p = 68,2; x = 0,86; y = 0,72; u = 1,0; q = 0,786; w = 0; B = D/2 = 3mm; S_Z = 0,8 mm/vòng; t = 1mm; k = 0,25 (hệ số được nhân thêm khi vật liệu gia công là nhôm).

Momen xoắn trên trục chính:

$$M_x = \frac{P_Z \times D}{2 \times 100} = \frac{64{,}95 \times 6}{2 \times 100} = 1{,}95\ N.m \quad (3)$$

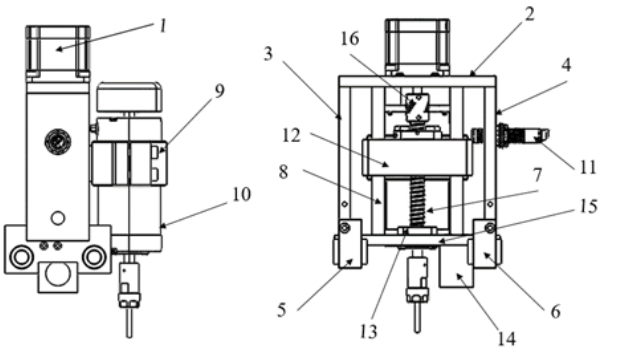
Công suất động cơ trục chính:

$$N_e = \frac{P_Z \times V}{1020 \times 60} = \frac{64{,}95 \times 45{,}52}{1020 \times 60} = 0{,}048\ kW \quad (4)$$

Qua công thức tính toán, công suất cắt của động cơ trục chính là 0,048 kW = 48W thì ta nên lựa chọn công suất động cơ trục chính lớn hơn công suất tính toán.

2.2. Thiết kế cụm trục Z

Trục Z chịu toàn bộ khối lượng của động cơ trục chính trong lúc hoạt động gia công, cũng như mang toàn bộ các bộ phận dẫn động, dẫn hướng của trục Z nên phải đảm bảo yêu cầu cứng vững trong thời gian hoạt động, không bị rung, xô lệch trong quá trình cắt vật liệu của động cơ trục chính. Kết cấu cụm trục Z, có chức năng đưa dụng cụ cắt tịnh tiến theo trục Z trong quá trình gia công. Hành trình trục Z được thiết kế có thể di chuyển là 50mm. Chi tiết cụm trục chính như hình 1.



Hình 1. Kết cấu cụm trục Z
1 – Động cơ, 2 – Tấm trên, 3 – Tấm phải, 4 – Tấm trái, 5 – Gối trái định hướng, 6 – Gối phải định hướng, 7 – Trục vít me, 8 – Trục dẫn hướng, 9 – Gá spindle, 10 – Spindle, 11 – Cảm biến, 12 – Gối dẫn hướng, 13 – Gối đỡ, 14 – Gối đỡ vít me, 15 – Tấm dưới, 16 – Khớp nối

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của máy

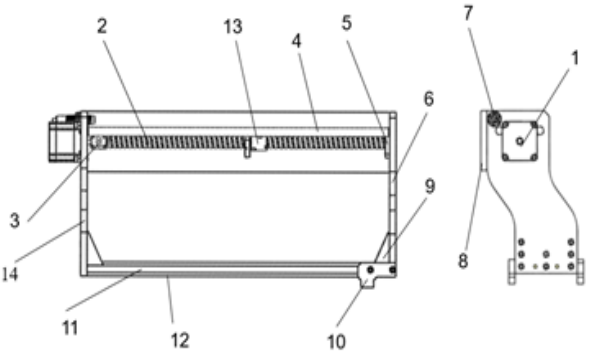
Thông số kỹ thuật	
Kích thước tổng thể khung máy	500×400×400 mm
Hành trình khả dụng trục X	300 mm
Hành trình khả dụng trục Y	240 mm
Hành trình khả dụng trục Z	50 mm
Mức độ sai số cho phép	0,05 mm
Lệnh NC	G-code
Tốc độ trục chính	2000-10000 vòng/phút
Đường kính dao cắt	ϕ1-ϕ6 mm
Tốc độ di chuyển tối đa	3000 mm/phút
Tốc độ cắt tối đa	2000 mm/phút

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2.3. Thiết kế cụm trục X

Trục X chịu toàn bộ khối lượng của cụm trục Z trong lúc hoạt động gia công nên phải đảm bảo yêu cầu cứng vững trong thời gian hoạt động, không bị rung, xô lệch trong quá trình cắt vật liệu của động cơ trục chính, chuyển động của trục Z.

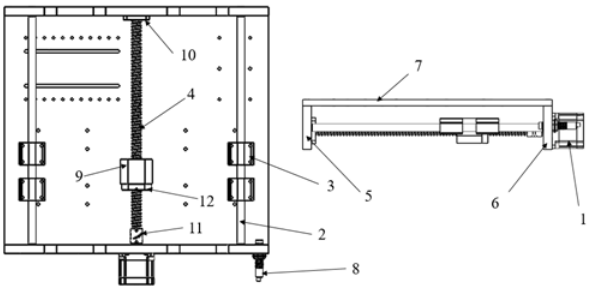
Kết cấu cụm trục X có chức năng điều khiển bàn máy tịnh tiến theo trục X. Hành trình trục X thiết kế có thể di chuyển là 300mm.



Hình 2. Kết cấu thiết kế cụm trục X
1 – Động cơ, 2 – Vít me, 3 – Khớp nối, 4 – Trục dẫn hướng, 5 – Gối đỡ, 6 – Tấm phải, 7 – Cảm biến, 8 – Tấm cố định trên, 9 – Tấm gá cường lực, 10 – Gá cảm biến, 11 – Tấm cố định dưới, 12 – Thanh ngang, 13 – Đai ốc vít me, 14 – Tấm trái

2.4. Thiết kế cụm trục Y

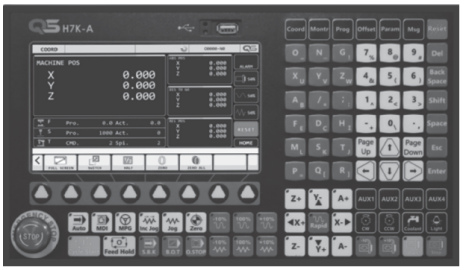
Trục Y chịu toàn bộ khối lượng của trục X, Z trong lúc hoạt động gia công, cũng như mang toàn bộ các bộ phận dẫn động, dẫn hướng của trục Y nên phải đảm bảo yêu cầu cứng vững trong thời gian hoạt động, không bị rung động, lệch trong quá trình cắt vật liệu của động cơ trục chính, chuyển động của trục X, Z. Hành trình trục Y thiết kế có thể di chuyển là 240mm.



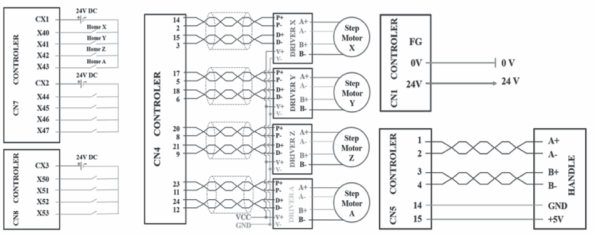
Hình 3. Kết cấu thiết kế cụm trục Y
1 – Động cơ, 2 – Thanh trượt, 3 – Con trượt, 4 – Trục vít me, 5 – Mặt bích trước, 6 – Mặt bích sau, 7 – Bàn máy, 8 – Cảm biến, 9 – Gối đỡ vít me, 10 – Gối đỡ FF12, 11 – Khớp nối trục, 12 – Đai ốc

3. THIẾT KẾ BỘ ĐIỀU KHIỂN

Bộ điều khiển đa nhiệm QS-H7KA được nghiên cứu, thiết kế và chế tạo bởi Công ty QS Technology, được mang thương hiệu "Made in Viet Nam" (Hình 4). Đây là bộ điều khiển chuyên dùng cho máy phay CNC, hỗ trợ điều khiển máy phay lên đến 4 trục. Mang giá thành hợp lý, dễ dàng thiết lập, cài đặt và sử dụng nên nó phù hợp cho việc chế tạo máy phay CNC hay thay mới bộ điều khiển cho các máy phay CNC cũ. Với giao diện, các phím chức năng tương tự như các bộ điều khiển đang sử dụng trên máy phay CNC thì nó rất dễ dàng cho việc thao tác và vận hành. Bộ điều khiển được hỗ trợ ngôn ngữ tiếng Việt, đây là điểm khác biệt cho thấy tính ưu việt của sản phẩm đối với người dùng Việt Nam. Đối với máy CNC được chế tạo, nhóm đã thực hiện đấu nối và cấu hình bộ điều khiển như sơ đồ đấu nối hình 4.



Hình 4. Bộ điều khiển đa nhiệm QS H7K-A



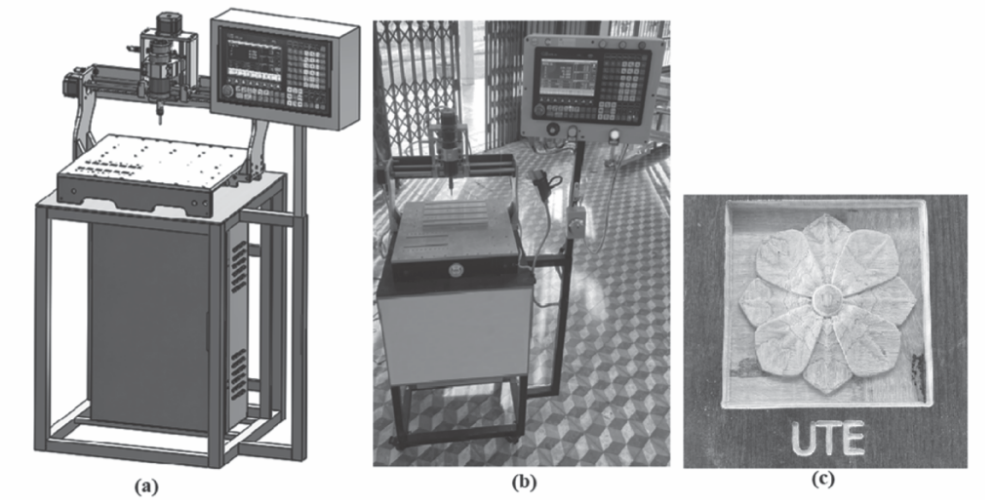
Hình 5. Sơ đồ đấu nối bộ điều khiển đa nhiệm QS H7K-A

4. THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ

Nhóm tác giả đã tiến hành thiết kế mô hình máy trên phần mềm Creo và tiến hành chế tạo mô hình máy như hình 6. Qua quá trình thiết kế, lắp ráp, vận hành sản phẩm máy CNC để gia công thử nghiệm khắc gỗ (hình 6-c), nhóm nghiên cứu đánh giá rằng máy hoạt động ổn định, hiệu quả, đáp ứng được yêu cầu đặt ra. Tuy nhiên, độ chính xác và độ nhám bề mặt chưa thực sự cao do hai nguyên nhân chính là vật liệu gia công và sai số máy khi chế tạo. Trong tương lai, nhóm sẽ hoàn thiện và cải tiến máy bằng cách thay đổi động cơ dẫn động của các trục bằng các động cơ servo có độ chính xác cao hơn. Theo tính toán của nhóm, chi phí gia công và chế tạo mô hình máy CNC này khoảng 50.000.000 Việt Nam đồng (Bảng 2). Đây là chi phí hợp lý để cho các cơ sở sản xuất nhỏ hay các trường học có thể trang bị được.

Bảng 2. Tổng hợp chi phí thi công chế tạo (Đơn giá được làm tròn)

STT	Nội dung	Số lượng	Đơn vị	Đơn giá	Thành tiền
1	Vật tư cơ khí	1	Bộ	24.500.000	23.500.000
2	Chi phí gia công cắt gọt	1	Bộ	6.500.000	6.500.000
3	Vật tư điện – điều khiển	1	Bộ	18.000.000	18.000.000
4	Chi phí kiểm nghiệm, đánh giá	1	Bộ	2.000.000	2.000.000
Tổng					50.000.000



Hình 6. Mô hình máy CNC và sản phẩm gia công

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu và chế tạo mô hình máy CNC mini sử dụng bộ điều khiển công nghiệp QS H7K-A với giá thành thấp. Mô hình đã được thiết kế, mô phỏng và chế tạo thực nghiệm. Sản phẩm được thử nghiệm bằng cách gia công chi tiết hoa văn trên vật liệu gỗ. Kết quả cho thấy sản phẩm đáp ứng được nhu cầu thực tế. Trong tương lai, nhóm tiếp tục hoàn thiện mô hình và nâng cấp số trục của máy CNC lên thành 4 trục.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng trong đề tài có Mã số T2022-06-17.❖

Ngày nhận bài: **03/7/2023**
Ngày phản biện: **26/7/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Thị Thu Trang, Phạm Thanh Cường, Tống Ngọc Tuấn, Ngô Đăng Huỳnh, Nguyễn Hữu Hưởng (2011); *Thiết kế và chế tạo mô hình máy phay CNC 3 trục*, Tạp chí Khoa học Nông nghiệp Việt Nam, 2018, 16(11): 1005-1016.

[2]. Phạm Minh Châu, Lưu Thiện Quang; *Thiết kế máy CNC đa năng,* Tạp chí Khoa học Quốc tế AGU, Vol. 24 (1), 96 – 107, 2020.

[3]. https://baoquangngai.vn/channel/2031/202109/nhieu-sang-kien-gop-phan-nang-cao-chat-luong-giang-day-3076863/

MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH VA CHẠM CỦA BA-ĐƠ-SỐC CỦA XE Ô TÔ VÀO TƯỜNG THÉP SỬ DỤNG TƯƠNG TÁC GIỮA PHẦN MỀM MOLDFLOW VÀ ABAQUS

CRASH TEST SIMULATION OF CAR'S BUMPER WITH STEEL WALL USING INTERACTION BETWEEN MOLDFLOW AND ABAQUS

Lê Thị Tuyết Nhung
Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Ba-đờ-sốc (BĐS) là một kết cấu được gắn vào phía trước hoặc phía sau của ô tô, nhằm mục đích hấp thụ những chấn động nhỏ để giảm thiểu tác động lên người ngồi trong xe. Ba-đơ-sốc bảo vệ cho các bộ phận của xe bằng cách hấp thụ động năng được sinh ra trong quá trình va chạm. Ba-đờ-sốc của các mẫu xe hiện đại được làm bằng vật liệu composite nền nhựa sợi thủy tinh hoặc sợi các bon và được sản xuất bằng phương pháp đúc khuôn. Phần mềm Moldflow cho phép mô phỏng tính chất của composite ở từng vị trí mẫu theo thông số phương pháp đúc khuôn. Các thông số này sẽ là thông số đầu vào vật liệu để mô phỏng tính toán va chạm giữa ba-đờ-sốc và tường thép trong thử nghiệm va chạm. Trong nghiên cứu này, phương pháp kết nối giữa hai phần mềm mô phỏng Moldflow và Abaqus sẽ được sử dụng để tính toán trực tiếp trạng thái ứng suất và biến dạng của ba-đờ-sốc từ những thông số đầu vào của quá trình sản xuất như loại nhựa, vị trí cổng phun, áp suất phun và vận tốc va chạm. Ảnh hưởng của vận tốc va chạm đến trạng thái ứng suất cũng được khảo sát.

Từ khóa: *Phân bố hướng sợi; Ba-đờ-sốc; Moldflow; Abaqus; Thử nghiệm va chạm.*

ABSTRACT

The bumper is an element of the car's front or back that works to absorb minor shock from collisions. By absorbing the kinetic energy created during the collision, the bumper shields various vehicle components. Modern cars use composite bumpers that are manufactured from fiberglass or carbon fiber. Moldflow software allows to simulate the properties of the composite in each sample position according to the molding method parameters. The output parameters of the moldflow will be the input parameters to simulate the impact calculation between the bumper and the wall in crash tests. In this study, the coupling method between Moldflow and Abaqus software will be used to directly calculate the stress and deformation state of the bumper from manufacturing process's parameters such as plastic type, spray port position, injection pressure and crash velocity. The effect of impact velocity on stress state will be also investigated.

Keywords: *Fiber orientation; Bumper; Moldflow; Abaqus; Crash test.*

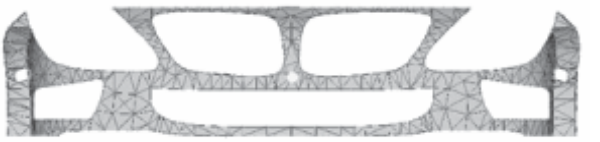
1. TỔNG QUAN

Vấn đề dự đoán phân bố hướng sợi trong các chi tiết được chế tạo bằng phương pháp đúc khuôn đã được nghiên cứu từ lâu nhưng vẫn đặt ra mối quan tâm đối với các nhà sản xuất bởi độ đồng đều của tính chất cơ học phụ thuộc vào rất nhiều thông số. Sau khi mô phỏng tính chất vật liệu trong quá trình phun, nếu phần mềm cho phép kiểm bền luôn chi tiết đó để tìm ra vị trí ứng suất tập trung lớn nhất và từ đó quay ngược lại điều chỉnh thông số phun chính là hướng đi của các nhà sản xuất hiện nay. Jin Wang và cộng sự [1] đã nghiên cứu phân bố hướng sợi trong chi tiết đơn giản hình chữ nhật hoặc đĩa tròn bằng mô phỏng số Moldflow với vận tốc phun khác nhau và cho ra kết quả khá chính xác so với dữ liệu thực nghiệm. Ba phương pháp khác nhau để nghiên cứu phân bố hướng sợi bằng Moldflow, Digimat và Ansys được nghiên cứu và so sánh bởi A. Isaincu và cộng sự [2]. Ma Zhiguo và cộng sự [3] trình bày một phương pháp hiệu quả để chuyển đổi dữ liệu vật liệu từ phần mềm mô phỏng dòng chảy khuôn Moldflow sang phần mềm mô phỏng cấu trúc Abaqus cho các bộ phận có thành mỏng có thể được chia thành các phần tử vỏ 2D. Andreassona và cộng sự [4] đã sử dụng phương pháp xây dựng mô hình phần tử hữu hạn phân lớp trong Abaqus bằng cách sử dụng kết quả từ mô phỏng Moldflow về tăng trưởng kết tinh và định hướng phân tử trên mẫu nhựa tinh thể. Rimy và cộng sự [5] đã nghiên cứu các biến số quan trọng nhất như vật liệu, cấu trúc, hình dạng và điều kiện va chạm được nghiên cứu để phân tích bài thử va chạm nhằm cải thiện khả năng hấp thụ năng lượng trong quá trình va chạm.

Mục đích chính của nghiên cứu này là ứng dụng phương pháp mô phỏng bằng Moldflow để đưa ra được phân bố hướng sợi trong chi tiết ba-đờ-sốc phía trước BMW E90, từ đó xuất ra được các thông số cơ học của vật liệu. Sau đó, mô hình Abaqus tương tác sẽ sử dụng tính chất cơ học vật liệu đầu ra của mô hình Moldflow để tính toán bền của ba-đờ-sốc chịu tải va đập vào tường để đưa ra khuyến cáo thiết kế lại cho nhà sản xuất.

2. MÔ HÌNH HÓA THÔNG SỐ VẬT LIỆU NHỰA DÙNG MOLDFLOW

Mô hình được sử dụng là ba-đờ-sốc với vật liệu CYCOLAC EP mô phỏng bằng phần mềm Moldflow với số lượng cổng phun là 1 và vận tốc ép phun là 300cm^3/s (Hình 1). Các thông số của quá trình phun được chọn như sau: Khối lượng riêng trạng thái lỏng D_d = 0.933 g/cm^3, khối lượng riêng của nhựa ở trạng thái rắn D_{nr} = 1.0421 g/cm^3, máy ép phun SUN – 2800, nhiệt độ nhựa 260^{o}C, nhiệt độ khuôn-60^{o}C.



Hình 1. Mô hình BĐS 1 cổng phun trong Moldflow

Phần mềm Moldflow cho phép tính toán ra được ten-xơ hướng sợi, đồng thời cũng xuất ra các thông số vật liệu như độ cứng và hệ số poison tại nút bất kì trong chi tiết ba-đờ-sốc và lưu dưới dạng tệp dữ liệu. Tệp này xuất ra từ Moldflow nằm một thư mục cùng với mô hình mô phỏng trong Moldflow.

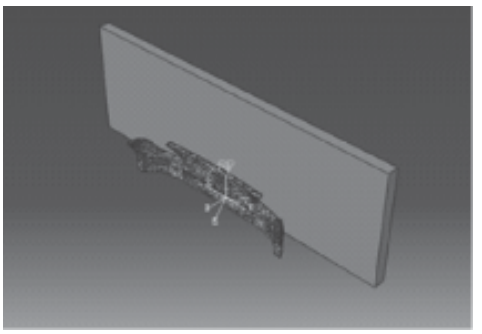
Để đánh giá độ chính xác của thông số mô phỏng, kết quả ten-xơ tại các vị trí lớn nhất và nhỏ nhất trên mẫu đĩa đơn giản hơn cùng thông số được so sánh với kết quả của Jin Wang và cộng sự [1]. Giá trị lớn nhất của thành phần ten-xơ a_{xx} tại vị trí cách mép tấm 0.125 lần kích ☞

thước cho sai số so với Jin Wang là 10% cho thấy độ tin cậy của mô phỏng là chấp nhận được.

3. MÔ HÌNH HÓA BA-ĐỜ-SỐC CHỊU TẢI VA CHẠM VỚI TƯỜNG

3.1. Hình học và vật liệu

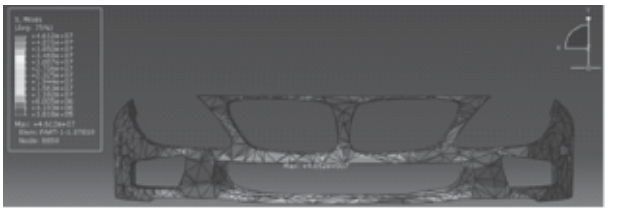
Trong nghiên cứu này, mô hình được sử dụng là BĐS với vật liệu CYCOLAC EP đúng như mô hình đã làm trong phần mềm Moldflow (Hình 1) với cùng số điểm lưới. Tệp dữ liệu đầu ra của Moldflow được nhập vào phần mềm ABAQUS mang theo cả thông số hình học, lưới và tính chất cơ học vật liệu tại mỗi điểm. Để kiểm tra các điều kiện bền của ba-đờ-sốc, ta sử dụng đặc trưng cơ học của vật liệu, ở đây các tiêu chuẩn được sử dụng để so sánh là: ứng suất chảy dẻo của vật liệu σ_y = 45 MPa, ứng suất tới hạn của vật liệu σ_u = 49 MPa, ε là biến dạng dẻo khi vật liệu bị phá hỏng (0,03). Tạo chi tiết tường có kích thước 3 x 1 x 0.2 m (Hình 2). Vật liệu của tường là thép với các thông số: khối lượng riêng 7850 kg/m^3, mô đun đàn hồi 200 GPa và hệ số Poisson là 0,3, ứng suất chảy dẻo của vật liệu σ_y = 380 MPa, ứng suất tới hạn của vật liệu σ_u = 500 MPa. Điều kiện biên đặt vào mô hình là cố định tường, cho BĐS di chuyển với vận tốc cho sẵn. Mô phỏng quá trình va chạm của BĐS vào tường thép được thực hiện với các vận tốc khác nhau từ 1,5 m/s đến 15m/s. Thời gian tính toán trong Abaqus là 0,005s.



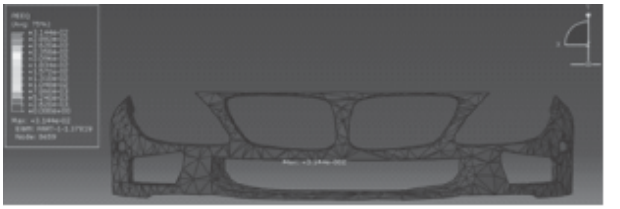
Hình 2. Mô hình va chạm trong ABAQUS

3.2. Kết quả mô phỏng dùng tương tác giữa hai phần mềm Moldflow và Abaqus

Mô hình được mô phỏng đầu tiên với vận tốc va chạm 5 m/s. Kết quả trên hình 3 cho thấy đồ thị phân bố ứng suất nằm ở cùng vị trí thanh chắn ở giữa phía dưới của BĐS. Ứng với vận tốc 5 m/s thì ứng suất lớn nhất trong chi tiết là 46.1 MPa > σ_y = 45 MPa, chứng tỏ với vận tốc 5 m/s, BĐS đã xảy ra hiện tượng dẻo và xuất hiện biến dạng dẻo trong chi tiết. Hình 4 cho ta thấy biến dạng dẻo lớn nhất trong mẫu với vận tốc 5 m/s là ε = 0.0314. Như vậy mô hình Moldflow đã tích hợp được với mô hình ABAQUS để tính toán ra trường ứng suất và trường biến dạng trong tấm.



Hình 3. Phân bố ứng suất ứng với vận tốc 5 m/s



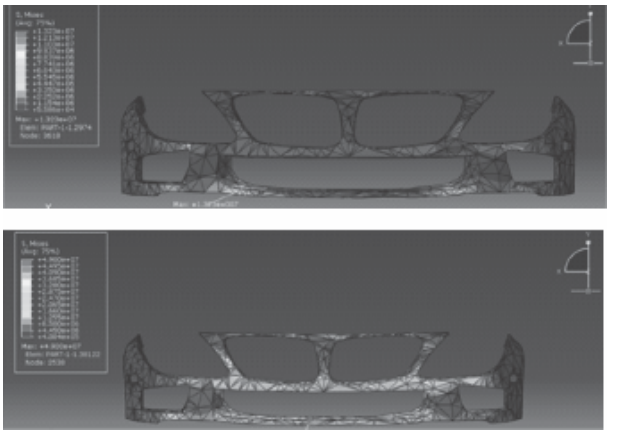
Hình 4. Phân bố biến dạng dẻo với vận tốc 5 m/s

3.3. Khảo sát ảnh hưởng của vận tốc va chạm tới độ bền Ba-đờ-sốc

Các thông số phun được chọn giống mô tả trong phần 2 phía trước, dùng máy ép phun SUN – 2800, dùng để sản xuất ba-đờ-sốc. Thông số vận tốc va chạm được thay đổi như trong Bảng 1 để nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc đến hiện tượng dẻo và phá hủy của chi tiết ba-đờ-sốc. Phân bố ứng suất trong chi tiết ứng với vận tốc va chạm nhỏ nhất (1,5 m/s) và vận

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

tốc va chạm lớn nhất (15 m/s) được biểu thị trong Hình 5.



Hình 5. Phân bố ứng suất ứng với vận tốc 1.5 m/s (trên) và 15 m/s (dưới)

Dựa vào kết quả mô phỏng va chạm trong các trường hợp, ta thấy tại vận tốc 1,5 m/s, giá trị ứng suất lớn nhất là 13.2 MPa nằm trong miền đàn hồi nên giá trị độ biến dạng dẻo bằng 0. Vật liệu không bị dẻo và không bị phá hủy.

Tại vận tốc 5 m/s, giá trị ứng suất lớn nhất trong BĐS vượt ứng suất chảy dẻo nhưng chưa đạt tới giá trị ứng suất tới hạn. Tuy nhiên, giá trị độ biến dạng dẻo lớn hơn 0,03 nên chi tiết bị phá hủy. Tại giá trị vận tốc 10-15 m/s, cả hai giá trị ứng suất đều vượt ứng suất tới hạn, độ biến dẻo lớn hơn nhiều lần giá trị 0,03 nên vật liệu bị phá hủy.

Bảng 1. Kết quả ứng suất và biến dạng của BĐS ở vận tốc khác nhau

Vận tốc (m/s)	**σ max (MPa)**	**ε_p max**	**Hiện tượng dẻo ($\varepsilon_p > 0$)**	**Hiện tượng gãy ($\sigma > \sigma_u = 49$ MPa, $\varepsilon_p > 0.03$)**
1.5	13.2	0	Không	Không
3.5	40.3	0.013	Có	Không
4.5	42	0.019	Có	Không
5	46.1	0.0314	Có	Có
10	49	0.149	Có	Có
15	49	0.225	Có	Có

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, phương pháp sử dụng phần mềm Moldflow đã được ứng dụng trong dự đoán phân bố sợi bằng thông qua ten-xơ hướng sợi của chi tiết ba-đờ-sốc trong ô tô, Nghiên cứu chỉ ra phương pháp là đáng tin cậy khi được so sánh với kết quả mô phỏng của Jin Wang và đồng nghiệp đối với trường hợp đĩa tròn [1]. Từ đó, phần mềm Moldflow tính toán được các thông số cơ học của vật liệu trên chi tiết và lưu thành tệp dữ liệu. Mô hình được kết nối vào ABAQUS để tính toán kiểm bền trong trường hợp chịu va chạm với tường và từ đó đưa ra phân bố ứng suất, biến dạng và các vị trí hư hại của chi tiết để có thể quay ngược lại cải thiện thiết kế và thông số quá trình phun. ❖

Ngày nhận bài: **19/5/2023**
Ngày phản biện: **18/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Jin Wang and Xiaoshi Jin, "*Comparison of recent fiber orientation models in autodesk moldflow insight simulations with measured fiber orientation data",* Proceedings of the Polymer Processing Society 26th Annual Meeting pp.26, Canada, 2010.

[2]. A. Isaincu, M. Dan, V. Ungureanu et al., "*Numerical investigation on the influence of fiber orientation mapping procedure to the mechanical response of short-fiber reinforced composites using Moldflow, Digimat and Ansys software*", Materials Today Proceedings, 2020.

[3]. Ma Zhiguo, Shi Xianzhang, Han Yulong, Zhou Jun, Huang Ming, Liu Yongzhi , Liu Chuntai, "*Co-simulation technology of moldflow and structure for injection molding reinforced thermoplastic composite (FRT) parts*", Advanced Composites and Hybrid Materials, pp. 960–972, 2022.

[4]. Eskil Andreassona, Leo Perssona, Henrik Jacobssonc, Johan Nordgren, "*Integrating Moldflow and Abaqus in the Package Simulation Workflow"*, Simulia Community Conference, 2013.

[5]. Rimy M.M, Faieza A.A, "*Simulation of Car Bumper Material using Finite Element Analysis, Journal of Software Engineering*", vol 4, issue 3, p257-264, 2010.

ĐÁNH GIÁ KHẢ NĂNG THU HỒI NHIỆT LẠNH TỪ QUÁ TRÌNH TÁI HÓA KHÍ LNG ĐỂ CẤP LẠNH VÀ PHÁT ĐIỆN

EVALUATING THE EFFICIENCY OF UTILIZATION COLD ENERGY FROM LNG REGASIFICATION FOR POWER GENERATION AND COOLING

Nguyễn Mai Bích Tiên, Huỳnh Phước Hiển, Nguyễn Thế Bảo*
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Trong giai đoạn hiện tại, khi mà các hệ thống năng lượng tái tạo vẫn còn đang từng bước hoàn thiện, sử dụng khí thiên nhiên (NG) thay thế cho than đá được xem là phương án có thể cân bằng giữa bài toán năng lượng và các vấn đề môi trường. Với trữ lượng và vị trí địa lý của Việt Nam, việc nhập khẩu khí hóa lỏng (LNG) bằng đường biển để bổ sung vào nguồn khí tự khai thác là tất yếu. Tuy nhiên, do LNG là khí tự nhiên được hóa lỏng ở nhiệt độ khoảng -162°C, nên tiêu tốn nhiều năng lượng để sản xuất cũng như phải được tái hóa khí trước khi cung cấp đến nơi sử dụng trực tiếp dẫn đến giá thành cao. Do đó, để tận dụng nhiệt lạnh của LNG, nhóm tác giả đề xuất sơ đồ sử dụng LNG làm nguồn lạnh cho chu trình Rankine hữu cơ (ORC) và đồng thời là nguồn cấp lạnh cho các hệ cấp trữ đông trong các nhà máy chế biến thủy hải sản. Giải pháp này sẽ cung cấp điện năng và đáp ứng được nhu cầu sử dụng lạnh trong nhà máy thủy hải sản vốn cũng thường được xây dựng gần biển cũng là vị trí xây dựng các trạm tái hóa khí LNG. Hiệu quả của việc thu hồi nhiệt lạnh được tính toán và phân tích dựa trên hiệu suất năng lượng và hiệu suất exergy. Hiệu suất exergy cao nhất là 29,29%, với công suất phát tổng đạt 13,762 MW khi trạm LNG làm việc với năng suất tái hóa khí là 3 triệu tấn/năm và lượng nhiệt lạnh thu hồi để cấp lạnh là 6 MW. Các tính toán trong bài báo được thực hiện bằng phần mềm EES (Engineering Equation Software).

Từ khóa: *Tái hóa khí LNG; Thu hồi nhiệt lạnh LNG; Chu trình ORC; Cấp trữ đông; Chu trình CO_2; EES.*

ABSTRACT

In the current stage of ongoing development in renewable energy systems, utilizing natural gas (NG) as a substitute for coal is considered a solution that balances energy and environmental concerns. Given Vietnam's reserves and geographical location, it is essential to import liquefied natural gas (LNG) by sea to supplement domestically extracted gas. However, LNG, which is natural gas liquefied at a temperature of approximately -162°C, requires significant energy consumption for production and needs to be regasified before direct usage, resulting in high costs. Therefore, to leverage the cooling potential of LNG, the authors propose a scheme that utilizes LNG as a refrigerant for an organic Rankine cycle (ORC) and simultaneously as a cooling source for refrigeration systems in seafood processing plants. This solution provides power generation and meets the cooling demand in seafood processing plants, which are often located near the coast, ☞

where LNG regasification stations are also built. The efficiency of heat recovery is calculated and analyzed based on energy and exergy efficiency. The highest exergy efficiency achieved is 29.29%, with a total power output of 13.762 MW when the LNG station operates with a regasification capacity of 3 million tons/year and recovers 6 MW of cooling heat. The calculations in the paper are performed using the Engineering Equation Software (EES).

Keywords: *LNG regasification; LNG heat recovery; ORC cycle; Cold storage; CO_2 cycle; EES.*

1. GIỚI THIỆU

Theo xu hướng cắt giảm phát thải khí nhà kính, các hệ thống sử dụng nhiên liệu hóa thạch như than đá đang dần được thay thế bằng các nguồn năng lượng tái tạo. Tuy nhiên, với nhu cầu hiện tại, nguồn cung từ năng lượng tái tạo vẫn chưa đáp ứng đủ và ổn định, do đó khí đốt tự nhiên (natural gas) đang được xem là nguồn năng lượng thay thế chính, ít phát thải trong giai đoạn hiện nay và tương lai gần. So với dầu HFO, lượng khí CO_2 sinh ra từ quá trình đốt khí thiên nhiên ít hơn 25%, lượng NOx giảm đi khoảng 80%, hầu như không phát thải khí SO_2 và tạo ra các hạt bụi mịn lơ lửng trong không khí [1]. Với các quốc gia có trữ lượng khí đốt không phong phú, khí tự nhiên có thể được nhập khẩu thông qua hệ thống ống dẫn hoặc dưới dạng khí hóa lỏng LNG bằng tàu biển khi khoảng cách giữa nơi tiêu thụ và sản xuất vượt quá 2000 km, hoặc bị ngăn cách bởi đại dương. Việc nhập khẩu LNG bằng tàu biển giúp đa dạng hóa nguồn cung, tránh phụ thuộc vào một nguồn duy nhất. Hạn chế của việc sử dụng LNG là giá thành tương đối cao liên quan đến chi phí sản xuất LNG [2]. Việc hóa lỏng khí tự nhiên bằng phương pháp làm lạnh đến nhiệt độ -162^{o}C giúp quá trình vận chuyển được thuận lợi, tuy nhiên nó lại tiêu tốn một lượng năng lượng đáng kể, ước tính khoảng 805 kWh điện/tấn LNG [3]. Đồng thời, LNG sau khi được nhập khẩu lại phải được tái hóa khí lại thành NG để phân phối đến khách hàng sử dụng. Quá trình này có thể được thực hiện bằng cách lấy nhiệt của nước biển, hoặc cấp nhiệt bằng quá trình đốt khí để hóa khí LNG. Với phương pháp này, các trạm LNG khi vận hành sẽ tiêu tốn thêm năng lượng, ít nhiều ảnh hưởng đến hệ sinh thái tại trạm tái hóa khí LNG cũng như không thể sử dụng lại được nhiệt độ thấp của LNG.

Với nhiệt độ -162^{o}C, nhiệt lạnh của LNG có thể được tận dụng trong các ứng dụng điển hình như làm nguồn lạnh trong chu trình ORC, cấp lạnh cho các nhà máy cấp, trữ đông, chưng cất và phân tách không khí, tăng hiệu quả chu trình thiết bị động lực hơi nước và chu trình Brayton [4]. Trong đó, phương án tận dụng LNG làm nguồn lạnh cho chu trình ORC và cung cấp lạnh cho các kho cấp trữ đông rất được quan tâm. Nghiên cứu của Dispenza và các cộng sự [5] [6] đã đánh giá khả năng thu hồi exergy của LNG lỏng thông qua chu trình Rankine làm việc với Helium. Nhóm Wang Qiang [7] đánh giá hiệu quả của sơ đồ sử dụng nhiệt lạnh của LNG trong chu trình ORC kết hợp quá trình giãn nở LNG để tận dụng lại áp năng LNG. Kết quả của nhóm Alessandro Franco và cộng sự [8] cho thấy khi áp dụng chu trình ORC với một số hiệu chỉnh, công suất phát có thể đạt từ 8,3 đến 11,4 MW nếu năng suất tái hóa của LNG là 80 kg/s. Ngoài ra, nhiệt lạnh từ quá trình tái hóa khí LNG cũng được sử dụng trong các nhà máy cấp đông, trữ đông thủy hải sản và thực phẩm. Li và cộng sự [9] đã thực

hiện nghiên cứu sử dụng nhiệt lạnh LNG để hạ nhiệt độ ngưng tụ trong chu trình máy lạnh R32 với nhiều cấp nhiệt độ khác nhau, từ đó giảm công suất của máy nén. Trong nghiên cứu của K.H. Yang [10], nhiệt lạnh của LNG được sử dụng để làm lạnh dung dịch glycol và sử dụng bơm để phân phối đến nguồn sử dụng. Phương án này giúp nhiệt lạnh LNG được tận dụng hiệu quả hơn, không tiêu hao năng lượng cho máy nén khi nhu cầu sử dụng lạnh ở các nhiệt độ khác nhau. Ngoài ra, nguồn nhiệt lạnh này cũng có thể áp dụng trong các ứng dụng điều hòa không khí. Kết quả của nhóm Sermsuk [11] cho thấy có thể tiết kiệm được 9,78 triệu USD và cắt giảm 33772 tấn CO_2 phát thải mỗi năm nếu sử dụng nhiệt lạnh LNG trong các trung tâm dữ liệu thay vì sử dụng các hệ thống điều hòa không khí trung tâm truyền thống.

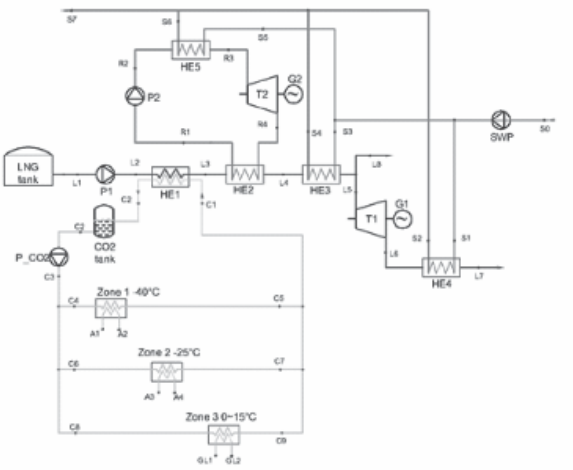
Với quy hoạch điện VIII vừa được phê duyệt, tổng công suất điện năng được sản xuất từ nguồn LNG nhập khẩu đạt giá trị tối đa 22400 MW vào năm 2030. Tuy nhiên, Việt Nam chỉ đang trong giai đoạn lên kế hoạch và bắt đầu xây dựng các cơ sở hạ tầng phục vụ cho việc nhập khẩu và phân phối LNG. Đây là thách thức nhưng cũng là lợi thế để Việt Nam có thể triển khai các giải pháp tận dụng lại nguồn nhiệt lạnh của LNG để nâng cao hiệu quả các hệ thống sử dụng khí đốt cả về mặt kinh tế lẫn năng lượng. Với bờ biển dài, quy mô ngành thủy hải sản lớn, nên Việt Nam có nhu cầu cao về lạnh để cấp và trữ đông. Do đó, việc tận dụng lại nhiệt lạnh của LNG đáp ứng cho nhu cầu này hứa hẹn rất tiềm năng. Đồng thời, để khai thác hết lượng nhiệt lạnh thu được từ quá trình tái hóa khí LNG, có thể kết hợp thêm với chu trình ORC để phát điện [3]. Vì vậy, trong bài báo này, nhóm tác giả đề xuất sơ đồ tận dụng nhiệt lạnh của LNG để vừa làm nguồn lạnh cho chu trình ORC, vừa cấp lạnh cho các nhà máy thủy sản. Trong chu trình ORC, Propane được lựa chọn là môi chất làm việc, nước biển đóng vai trò là nguồn nóng của chu trình và quá trình ngưng tụ được làm mát bằng LNG. Để cấp lạnh cho các quá trình cấp và trữ đông, CO_2 lỏng được lựa chọn làm chất tải lạnh từ LNG đến khu vực sử dụng lạnh bên trong nhà máy. Bài báo sử dụng phần mềm EES (Engineering Equation Software) để tính toán và phân tích hiệu quả sơ đồ thu hồi nhiệt lạnh trong các trường hợp với trạm tái hóa khí năng suất lần lượt là 1 triệu tấn/năm và 3 triệu tấn/năm, năng suất lạnh yêu cầu của các nhà máy được chọn ở hai mức là 6 MW và 12 MW. Các thông số này dựa trên thông số của các trạm tái hóa khí được quy hoạch trong thời gian tới tại Việt Nam. Hiệu quả của chu trình được đánh giá dựa trên hai tiêu chí là hiệu suất năng lượng (energy efficiency) và hiệu suất exergy (exergy efficiency). Trong bài báo, LNG được giả thuyết là hoàn toàn 100% methane, không có lẫn tạp chất.

2. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ VÀ MÔ HÌNH TOÁN

2.1. Sơ đồ nguyên lý chu trình tận dụng nhiệt lạnh LNG để đồng phát điện và cấp lạnh

Hình 1 thể hiện sơ đồ nguyên lý của hệ thống tận dụng nhiệt lạnh của quá trình tái hóa khí LNG để phát điện và cấp lạnh. LNG khi nhập khẩu thường ở trạng thái có áp suất p_{L1} = 1,2 bar, nhiệt độ t_{L1} = -162°C, được bơm P1 tăng áp và đẩy qua các bộ trao đổi nhiệt HE1, HE2, HE3, HE4 để được tái hóa khí. Để cung cấp đến nơi sử dụng, LNG ra khỏi trạm tái hóa khí có nhiệt độ t_{L7} thường được duy trì trong khoảng từ 0 đến 5°C, áp suất p_{L7} có thể nằm trong khoảng từ 20 bar đến 70 bar, tùy thuộc vào nhu cầu sử dụng. Trong bài báo, áp suất LNG sau bơm P1 là 7 MPA và tại đầu ra của trạm tái hóa khí là 3000 kPa. Nhiệt lạnh của LNG sẽ được thu hồi lại tại bộ trao đổi nhiệt ☞

HE1 và HE2. Tại bộ trao đổi nhiệt HE1, LNG nhận nhiệt từ quá trình ngưng tụ của dòng CO_2 bão hòa ẩm đi từ nhà máy đông lạnh trở về. Dòng CO_2 lỏng ra khỏi HE1 sẽ được bơm P_{CO2} đưa tới các bộ trao đổi nhiệt trong nhà máy. Tại nhà máy, CO_2 làm lạnh không khí trong khu vực cấp đông, trữ đông và làm lạnh dung dịch glycol để duy trì nhiệt độ của các khu vực này lần lượt là -40°C, -25°C và 5°C tương ứng với ba mục đích sử dụng là cấp đông, trữ đông và các hệ cung cấp nước lạnh và điều hòa. Với điều kiện này, nhiệt độ ngưng tụ của CO_2 tại HE1 được lựa chọn tại -50°C. Sau bộ HE1, LNG tiếp tục được tái hóa khí tại bộ trao đổi nhiệt HE2. Tại đây, LNG sẽ đóng vai trò như nguồn lạnh của chu trình ORC với chất làm việc bên trong là Propane. Tại thiết bị bay hơi HE5, nước biển cấp nhiệt cho propane để chuyển từ trạng thái lỏng R2 thành hơi quá nhiệt R3. Hơi R3 giãn nở qua tuabin T2 thành hơi R4 đi vào bộ trao đổi nhiệt HE2. Tại HE2, propane nhả nhiệt cho dòng LNG để ngưng tụ thành lỏng R1, sau đó qua bơm P2 để hoàn thành chu trình ORC. Với chu trình này, việc sử dụng LNG làm nguồn lạnh giúp tăng hiệu suất chuyển đổi nhiệt năng của nước biển thành công quay tuabin T2. Trạng thái của LNG đi ra bộ HE2 có nhiệt độ càng cao thì lượng nhiệt lạnh thu hồi được sẽ tăng lên, tuy nhiên nó sẽ giảm hiệu suất của chu trình ORC do nâng nhiệt độ ngưng tụ của môi chất trong chu trình ORC. Do đó, trong sơ đồ này chấp nhận một phần quá trình tái hóa khí sẽ được thực hiện bằng nước biển tại bộ trao đổi nhiệt HE3. LNG ra khỏi HE3 được giãn nở qua tuabin T1 để tận dụng thêm phần áp năng. Quá trình giãn nở này cũng làm giảm nhiệt độ của LNG nên để đạt được nhiệt độ phù hợp, LNG được gia nhiệt một lần nữa qua bộ trao đổi nhiệt HE4 với nhiệt năng cũng được lấy từ nước biển. Các thông số làm việc của hệ thống được trình bày chi tiết trong bảng 1.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống tận dụng nhiệt lạnh của LNG để đồng phát điện và lạnh

Bảng 1. Các thông số làm việc của hệ thống

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Lưu lượng LNG tái hóa, triệu tấn	G_L	1~3
Áp suất LNG đầu vào, kPa	p_{L1}	120
Nhiệt độ LNG đầu vào, °C	t_{L1}	-162
Áp suất của LNG sau bơm P1, kPa	P_{L2}	70000
Áp suất đầu ra của LNG, kPa	p_{L7}	3000
Nhiệt độ đầu ra của LNG, °C	t_{L7}	0
Thay đổi nhiệt độ nước biển qua các bộ trao đổi nhiệt, °C	ΔT_{wa}	7
Nhiệt độ nước biển vào bộ trao đổi nhiệt, °C	t_{S0}	30
Áp suất nước biển sau bơm, kPa	p_{S1}	300
Nhiệt độ ngưng tụ của dòng CO_2, °C	t_{C1}	-50
Hiệu suất thuận nghịch của bơm	η_p	0.9
Hiệu suất thuận nghịch của tuabin	η_T	0.85
Tổn áp của LNG, propane các qua bộ trao đổi nhiệt, %	deltap	0.03

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 2 trình bày chi tiết về tải lạnh của nhà máy cấp trữ đông tại các ứng dụng với nhiệt độ làm việc khác nhau.

Bảng 2. Tải lạnh tương ứng với các nhiệt độ sử dụng khác nhau trong nhà máy

	Nhà máy 6 MW		Nhà máy 12 MW	
	Tỷ lệ	Năng suất lạnh	Tỷ lệ	Năng suất lạnh
Tải lạnh khu vực -40°C	20%	1,2 MW	20%	2,4 MW
Tải lạnh khu vực -25°C	12,5%	0,75 MW	12,5%	1,5 MW
Tải lạnh khu vực 5°C	67,5%	4,05 MW	67,5%	8,1 MW

2.2. Phương trình toán

Các quá trình nhiệt động xảy ra bên trong các thiết bị của sơ đồ được thể hiện trên phần mềm EES để tính toán trạng thái và các thông số năng lượng như nhiệt lượng và công suất. Các thông số sau được tính để đánh giá hiệu quả thu hồi nhiệt lạnh LNG.

Công suất phát tổng từ toàn bộ chu trình:

$$W_{net} = W_{T1} + W_{T2} - (W_{P1} + W_{p2} + W_{sw}) \quad (1)$$

Nhiệt lạnh thu hồi được từ chu trình CO_2:

$$Q_{CO2} = Q_{HE1} \quad (2)$$

Trong chu trình này, do nhà máy đông lạnh sử dụng nhiệt lạnh từ quá trình tái hóa khí LNG, nên sẽ tiết kiệm được một phần công suất để chạy máy lạnh truyền thống. Có thể sử dụng hệ số ERR [3] tham chiếu để xác định phần công suất này. Từ đó, công suất phát tổng tương đương từ chu trình có thể xác định như sau:

$$W_{net,eq} = W_{net} + W_{CO_2,eq} = W_{net} + Q_{CO_2/}EER_{REF} \quad (3)$$

Theo [5], EER = 3,128.

Hiệu suất của chu trình LNG:

$$\eta_{LNG} = \frac{W_{T1} + W_{CO2,eq} - W_{sw,LNG}}{Q_{HE1} + Q_{HE2} + Q_{HE3} + Q_{HE4}} \quad (4)$$

Hiệu suất của chu trình ORC:

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{T2} - W_{sw,ORC}}{Q_{HE5}} \quad (5)$$

Hiệu suất tổng của chu trình:

$$\eta_{TOTAL} = \frac{W_{net,eq}}{Q_{HE1} + Q_{HE2} + Q_{HE3} + Q_{HE4} + Q_{HE5}} \quad (6)$$

Ngoài ra, bài báo cũng sử dụng hiệu suất exergy để đánh giá được lượng exergy thu hồi được từ dòng LNG như sau:

$$\eta_{Ex,TOTAL} = \frac{W_{T1} + W_{T2} + \Delta Ex_{A12} + \Delta Ex_{A34} + \Delta Ex_{GL12}}{(W_{P1} + W_{P2} + W_{SW}) + G_L(ex_{L7} - ex_{L1})} \quad (7)$$

Với:

ΔEx_{A12} là độ lớn biến thiên Exergy của không khí qua dàn lạnh trong khu cấp đông -40°C.

ΔEx_{A34} là độ lớn biến thiên Exergy của không khí qua dàn lạnh trong khu trữ đông -25°C.

ΔEx_{GL12} là độ lớn biến thiên Exergy của dòng dung dịch glycol với nồng độ glycol là 30%.

Tỷ lệ năng lượng sử dụng được từ nhiệt lạnh LNG: ☞

$$\eta_{re} = \frac{W_{net}+Q_{CO2}}{G_L(h_{L7}-h_{L1})} \quad (8)$$

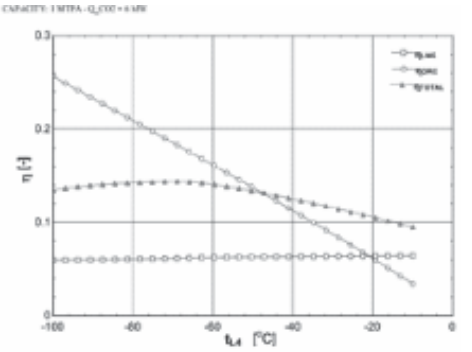
Khi tính toán, giả thiết các thiết bị không trao đổi nhiệt với không khí môi trường xung quanh.

3. KẾT QUẢ VÀ PHÂN TÍCH

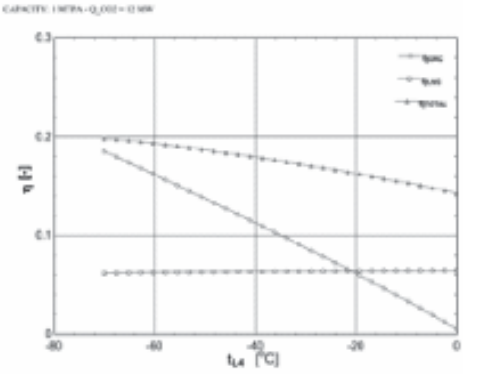
Với sơ đồ được giới thiệu trong hình 1, nhiệt lạnh của LNG được thu hồi có thể phục vụ để cung cấp lạnh trực tiếp và sản sinh điện thông qua các tuabin T1 và tuabin T2. Do lượng nhiệt lạnh được thu hồi phụ thuộc vào nhu cầu sử dụng thực tế trong nhà máy nên hiệu quả tận dụng nhiệt lạnh của LNG cơ bản phụ thuộc vào trạng thái LNG ra khỏi bộ trao đổi nhiệt HE2. Nếu tăng nhiệt độ t_{L4} của LNG ra khỏi HE2, có thể gia tăng lượng nhiệt lạnh thu hồi nhưng lại giảm hiệu suất của chu trình ORC. Do đó, kết quả của bài báo sẽ xác định nhiệt độ t_{L4} để tối ưu hiệu quả tận dụng nhiệt lạnh LNG, từ đó làm cơ sở để tính toán cho các trường hợp cụ thể.

3.1. Xác định giá trị nhiệt độ t_{L4} của LNG ra khỏi bộ trao đổi nhiệt HE2

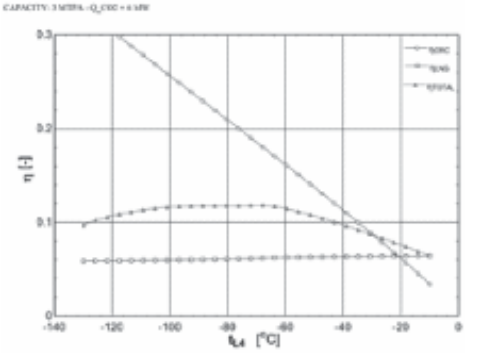
Hình 2 cho thấy ảnh hưởng của nhiệt độ t_{L4} của LNG lên hiệu suất năng lượng của các chu trình ORC, chu trình LNG và cả chu trình. Nhìn chung, nhiệt độ t_{L4} ít ảnh hưởng lên hiệu suất của chu trình LNG, tuy nhiên, hiệu suất năng lượng của chu trình ORC giảm nhanh theo chiều tăng của t_{L4} dẫn đến hiệu suất năng lượng tổng của cả chu trình cũng phụ thuộc vào giá trị nhiệt độ này. Trừ trường hợp năng suất tái hóa khí là 1 triệu tấn/năm và năng suất cấp lạnh là 12 MW (hình 2b), các trường hợp còn lại đều cho ra điểm cực trị của hiệu suất năng lượng tổng theo t_{L4} trong dãy giá trị khảo sát. Trong các trường hợp khảo sát, hiệu suất năng lượng tổng của hình 2b là cao nhất đạt 19,77%, và hiệu suất năng lượng tổng có xu hướng giảm khi lượng nhiệt lạnh thu hồi để cấp lạnh giảm với cùng một năng suất tái hóa khí.



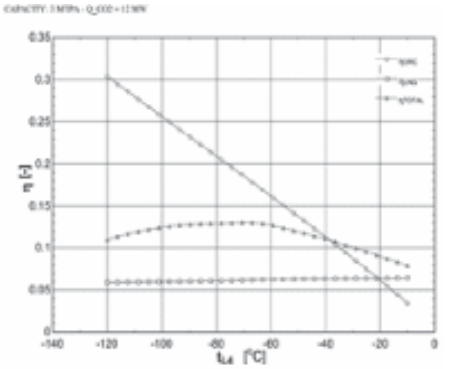
a) Năng suất tái hóa khí 1 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 6 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -70°C; η_{TOTAL} = 14,38%



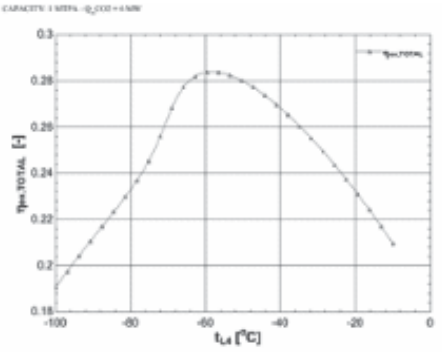
b) Năng suất tái hóa khí 1 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 12 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -70°C; η_{TOTAL} = 19,77%



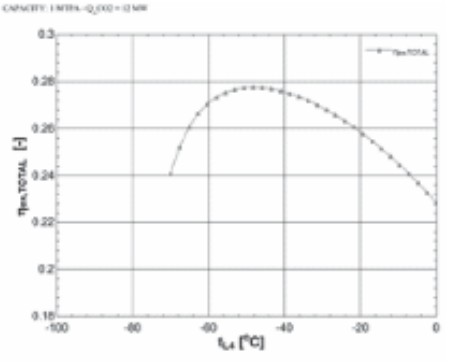
c) Năng suất tái hóa khí 3 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 6 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -70°C; η_{TOTAL} = 11,75%



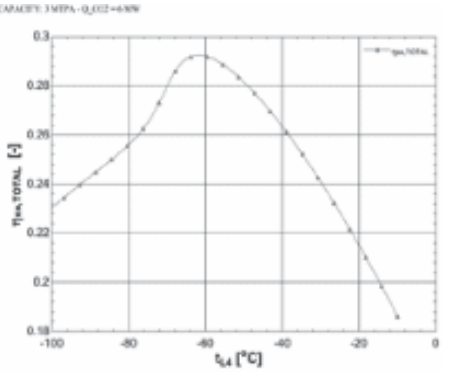
d) Năng suất tái hóa khí 3 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 12 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -70°C; η_{TOTAL} = 13%
Hình 2. Ảnh hưởng của nhiệt độ t_{L4} lên hiệu suất năng lượng của chu trình khi làm việc với các năng suất tái hóa khí và năng suất cấp lạnh khác nhau



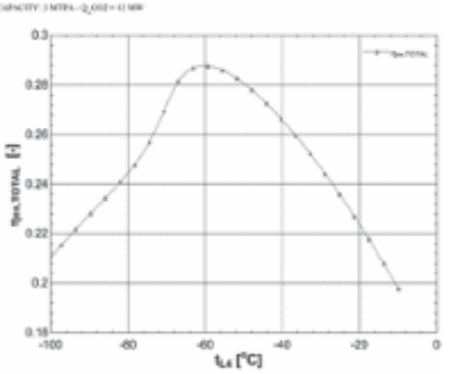
a) Năng suất tái hóa khí 1 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 6 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -58°C; $\eta_{EX,TOTAL}$ = 28,37%



b) Năng suất tái hóa khí 1 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 12 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -48°C; $\eta_{EX,TOTAL}$ = 27,7%



c) Năng suất tái hóa khí 3 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 6 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -62°C; $\eta_{EX,TOTAL}$ = 29,25%



d) Năng suất tái hóa khí 3 MPTA
Năng suất cấp lạnh trực tiếp 12 MW
Điểm tối ưu t_{L4} = -60°C; $\eta_{EX,TOTAL}$ = 28,75%
Hình 3. Ảnh hưởng của nhiệt độ t_{L4} lên hiệu suất exergy của chu trình khi làm việc với các năng suất tái hóa khí và năng suất cấp lạnh khác nhau

Ảnh hưởng của nhiệt độ t_{L4} lên hiệu suất exergy tổng của sơ đồ được thể hiện trên hình 3. So với hiệu suất năng lượng, hiệu suất exergy của chu trình đều có giá trị tối ưu trong dãy nhiệt độ khảo sát. Trong các trường hợp khảo sát, giá trị nhiệt độ t_{L4} ứng với các điểm tối ưu này cao hơn so với các điểm tối ưu về hiệu suất năng lượng. Kết quả này có thể được giải thích do trong công thức hiệu suất năng lượng, chủ yếu quan tâm giữa thành phần công suất thực sinh ra so với nhiệt lượng cấp vào cho chu trình, trong khi đó, hiệu suất exergy ☞

có liên quan đến các dòng exergy cấp vào quá trình như công suất tiêu tốn cho các bơm LNG, bơm trong chu trình ORC và nước biển, nên giá trị t_{L4} thấp sẽ tăng lưu lượng nước biển qua bộ trao đổi nhiệt HE3, tăng công suất bơm P2 dẫn đến chưa tối ưu về hiệu suất exergy. Cần lưu ý là trong sơ đồ này, nước biển đóng vai trò là nguồn nhiệt cấp vào cho propane và LNG trước khi giãn nở qua các tuabin và đây là các nguồn nhiệt miễn phí, exergy do nước biển mang vào không đáng kể, do đó nhiệt độ t_{L4} sẽ được lựa chọn theo điểm tối ưu của hiệu suất exergy để làm thông số tính toán tiếp theo.

3.2. Kết quả tính toán các trường hợp điển hình

Với giá trị của nhiệt độ t_{L4} xác định được từ theo giá trị tối ưu của hiệu suất exergy, các đại lượng công suất, nhiệt lượng, lưu lượng của các dòng lưu chất, các loại hiệu suất là tỷ lệ thu hồi LNG của sơ đồ tận dụng nhiệt lạnh LNG để đồng cấp lạnh và phát điện được tính toán và trình bày trong bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán sơ đồ tận dụng nhiệt lạnh LNG để cấp lạnh và phát điện với nhiệt độ t_{L4} được xác định theo giá trị tối ưu của hiệu suất exergy

	TH1	**TH2**	**TH3**	**TH4**
G_L (MTPA)	1	1	3	3
Q_{CO2} (MW)	6	12	6	12
t_{L4} (°C)	-58	-48	-62	-60
G_{ORC} (kg/s)	26,44	16,51	100,7	90,19
G_{CO2} (kg/s)	35,02	70,03	35.02	70,03
G_{SW} (kg/s)	855,5	604,7	3077	2821
Q_{HE2} (kW)	11339	6961	43418	38791
Q_{HE3} (kW)	7951	6329	26452	25078
Q_{HE4} (kW)	2651	2651	7954	7954
Q_{HE5} (kW)	13244	7898	51312	45576
W_{T1} (kW)	2401	2401	7203	7203
W_{T2} (kW)	2207	1124	9042	7813
W_{p1} (kW)	570,4	570,4	1711	1711
W_{p2} (kW)	25,74	15,27	99,3	88,42
W_{SW} (kW)	187	132,2	672,6	616,7
W_{net} (kW)	3825	2808	13762	12600
$W_{net,eq}$ (kW)	5743	6645	15681	16437
η_{TOTAL} (%)	13,94	18,54	11,6	12,7
$\eta_{Ex,TOTAL}$-max (%)	28,39	27,76	29,24	28,8
η_R (%)	33,57	50,6	22,51	28,02

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Nhìn chung, hiệu suất exergy của các trường hợp chênh lệch không đáng kể trong khi hiệu suất năng lượng có sự thay đổi theo năng suất tái hóa khí và lượng nhiệt lạnh thu hồi được sử dụng để cấp lạnh trực tiếp. Với các trường hợp phân tích, cùng một lưu lượng LNG, các thông số năng lượng liên quan đến bộ trao đổi nhiệt HE4 và tuabin W_{T1} không đổi khi tăng tỷ trọng nhiệt lạnh thu hồi tại bộ trao đổi nhiệt HE1 để làm lạnh, trong khi đó hiệu suất năng lượng và tỷ lệ sử dụng nhiệt lạnh được thu hồi tăng, và làm cho hiệu suất exergy có xu hướng giảm. Kết quả này là do nhiệt lạnh được thu hồi tại HE1 sẽ được sử dụng trực tiếp không phải tham gia quá trình chuyển hóa năng lượng từ nhiệt thành công như trong chu trình ORC dẫn đến lượng nhiệt này được bảo toàn. Ngoài ra, lượng nhiệt cần cấp vào cho các bộ trao đổi nhiệt HE3, HE5 giảm xuống, nên lưu lượng nước biển và công suất tiêu hao cho bơm nước biển sẽ giảm theo, và kết quả là hiệu suất năng lượng của sơ đồ sẽ tăng lên. Tuy nhiên, với phần nhiệt lạnh thu hồi được sử dụng để cấp lạnh tăng lên dẫn đến phần nhiệt lạnh thu được tại HE2 giảm, nhiệt độ LNG t_{L4} ra khỏi HE2 tăng, làm giảm hiệu suất và công suất của chu trình ORC cũng như công suất phát tổng W_{net} của toàn sơ đồ, kết quả là hiệu suất exergy của trường hợp 1 và 3 lần lượt cao hơn hiệu suất exergy của trường hợp 2 và 4. Nếu xét trên tỷ lệ thu hồi nhiệt lạnh được sử dụng theo công thức (8), tỷ lệ thu hồi nhiệt lạnh cao nhất ứng với trường hợp 2 là 50,6% trong khi ở TH3, giá trị này chỉ là 22,5%. Kết quả này cho thấy, phương án tận dụng lại nhiệt lạnh của LNG để làm lạnh trực tiếp sẽ đem lại hiệu quả thu hồi cao hơn.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được các mô hình toán để phân tích hiệu quả của sơ đồ tận dụng nhiệt lạnh của LNG để vừa cấp lạnh và phát điện. Các công cụ được sử dụng để phân tích là hiệu suất năng lượng và hiệu suất exergy của sơ đồ trong các trường hợp có năng suất tái hóa khí là 1 triệu tấn/năm và 3 triệu tấn/năm, lượng nhiệt lạnh thu hồi để làm lạnh có giá trị là 6 MW và 12 MW. Bài báo cũng đã tìm giá trị của nhiệt độ t_{L4} ra khỏi bộ trao đổi nhiệt HE2 để tối ưu về hiệu suất năng lượng và hiệu suất exergy của sơ đồ. Kết quả cho thấy hiệu suất exergy của trường hợp 3 (G_L = 3 MTPA, Q_{CO2} = 6MW) cao nhất là 29,29%, và công suất phát của sơ đồ sau khi trừ đi các công suất tiêu hao bởi các hệ thống bơm trong hệ thống là 13,762 MW. Trong khi đó, khi tăng lượng nhiệt lạnh thu hồi tại bộ trao đổi nhiệt HE1 sẽ tăng hiệu suất năng lượng và tỷ lệ sử dụng nhiệt lạnh được thu hồi do phần nhiệt lạnh này sẽ được sử dụng trực tiếp, không phải biến đổi như trong chu trình ORC.

Lời cảm ơn:

Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh đã hỗ trợ thời gian, phương tiện và cơ sở vật chất cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **11/6/2023**
Ngày phản biện: **28/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. "*Elengy,*" 27 January 2022. [Online]. Available: https://www.elengy.com/en/media/press-releases/elengy-signs-first-commercial-agreement-satellite-storage-lng-reichstett.

[2]. B. Q. Hiếu; "*Báo cáo ngành khí Tháng 08/2017*", FPT securities, 2017.

[3]. Antonio Atienza-Márquez, J.C. Bruno, A. Akisawa, A. Coronas; "*Performance analysis of a combined cold and power (CC P) system with exergy recovery from LNG-regasi fication*", Energy, vol. 183, pp. 448-461, 2019.

[4]. Công ty CP Tư vấn Xây dựng Điện 2, Viện Nghiên cứu Năng lượng bền vững; "*Nghiên cứu tận dụng nhiệt lạnh từ quá trình tái hóa khí LNG*", 2022.

[5]. Dispenza, C., Dispenza, G., La Rocca, V., & Panno, G., "*Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production – Part one*", Applied Thermal Engineering, Vols. 29(2-3), pp. 380-387, 2009.

[6]. Dispenza, C., Dispenza, G., La Rocca, V., & Panno, G., "*Exergy recovery during LNG regasification: electric energy production – Part two*", Applied thermal engineering, Vols. 29(2-3), pp. 388-399, 2009.

[7]. Qiang, W., Yanzhong, L., & Jiang, W., "*Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source*", Applied thermal engineering, vol. 24(4), pp. 539-548, 2004.

[8]. Franco A., & Casarosa, C., "*Thermodynamic analysis of direct expansion configurations for electricity production by LNG cold energy recovery*", Applied Thermal Engineering, vol. 78, pp. 649-657, 2015.

[9]. Li, S., Wang, B., Dong, J. & Jiang, Y., "*Thermodynamic analysis on the process of regasification of LNG and its application in the cold warehouse*", Thermal Science and Engineering Progress, vol. 4, pp. 1-10, 2017.

[10]. K.H. Yang and S.C. Wu, "*Design analysis of a refrigerated warehouse using lng cold energy*". International Journal on Architectural Science, vol. 4, pp. 14-23, 2003.

[11]. Maytungkorn Sermsuk, Yanin Sukjai, Montri Wiboonrat and Kunlanan Kiatkittipong, "*Utilising Cold Energy from Liquefied Natural Gas (LNG) to Reduce the Electricity Cost of Data Centres*", Energies, vol. 14, 2021.

SỬ DỤNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG SỐ ĐỂ ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ PHANH CỦA HỆ THỐNG PHANH DẪN ĐỘNG KHÍ NÉN TRÊN XE TẢI

USING NUMERICAL SIMULATION METHOD TO ASSESS THE BRAKE EFFICIENCY OF PNEUMATIC BRAKE SYSTEM ON A TRUCK

Nguyễn Tiến Dũng, Trịnh Minh Hoàng, Lê Bảo Việt
Khoa Cơ khí Động lực, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Ngày nay, hệ thống phanh khí nén được ứng dụng phổ biến trên xe tải, do ưu điểm lực phanh lớn và lực điều khiển bàn đạp nhỏ. Tuy nhiên, độ nhạy hệ thống phanh dẫn động khí nén không cao. Vì thế, việc nghiên cứu hiệu quả phanh của hệ thống phanh dẫn động khí nén cần được chú ý. Trước đây, đã có một số nghiên cứu về hiệu quả phanh của hệ thống phanh dẫn động khí nén, nhưng thường bỏ qua van phân phối nên kết quả chưa thực sự bám sát với thực tế. Trong bài báo này, tác giả sử dụng phương pháp mô phỏng số để đánh giá hiệu quả phanh có kể đến sự ảnh hưởng của van phân phối trong quá trình hoạt động. Kết quả nghiên cứu có thể sử dụng làm cơ sở để đánh giá ảnh hưởng của các thông số kết cấu đến hiệu quả phanh dẫn động khí nén trên xe tải.

Từ khóa: *Hệ thống phanh dẫn động khí nén; Mô phỏng số; Van phân phối.*

ABSTRACT

Nowadays, the pneumatic brake system is widely used on trucks due to the advantages of large braking force and small pedal control force. However, the sensitivity of the pneumatic drive brake system could be higher. Therefore, it is necessary to pay attention to the study of the braking efficiency of the pneumatic drive brake system. In the past, there have been some studies on the braking efficiency of pneumatically driven brake systems. However, they often need to include the distribution valve, so the results are not really close to reality. In this paper, the author uses a numerical simulation method to evaluate the braking efficiency, taking into account the influence of the distribution valve during operation. The research results can be used as a basis to evaluate the influence of structural parameters on the efficiency of pneumatic drive brakes on trucks.

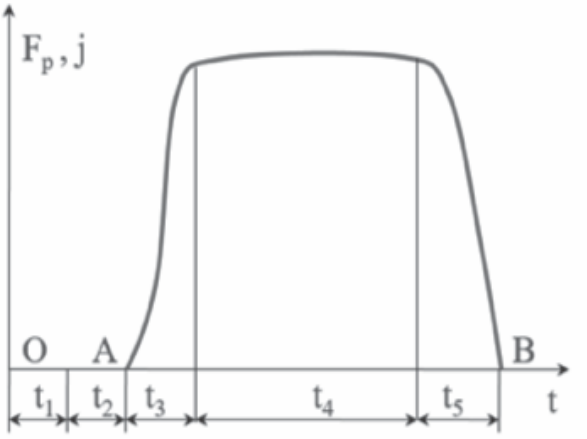
Keywords: *Pneumatic drive brake system; Numerical simulation; Distribution valve.*

1. TỔNG QUAN

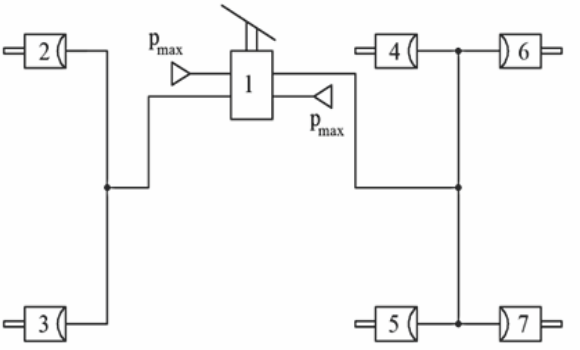
Theo các tài liệu [1, 2, 3], quãng đường phanh chỉ được tính khi phanh đã có tác dụng. Trên thực tế, từ lúc người lái phát hiện ra vật cản đến khi thực hiện động tác phanh thì quá trình phanh được chia làm nhiều giai đoạn khác nhau. Người ta đã tiến hành nghiên cứu, đo đạc và xác định được diễn biến của lực phanh (tương ứng với nó là gia tốc phanh) theo thời gian trong quá trình phanh.

Diễn biến quá trình thay đổi lực phanh theo thời gian thường được thể hiện qua giản đồ phanh thực tế như trên hình 1 [1]. Trong đó: t_1 là thời gian phản ứng của người lái; t_2 là thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh; t_3 là thời gian gia tăng lực phanh (từ 0 đến giá trị ổn định); t_4 là thời gian phanh hoàn toàn: phụ thuộc tình huống trên đường; t_5 là thời gian nhả phanh (khi đã đạt vận tốc mong muốn) lực phanh giảm đến 0. Hiệu quả phanh được xác định là tổng thời gian t_3 và t_4.

Đối với hệ thống phanh dẫn động bằng khí nén, do tính chất chịu nén của môi chất là khí nên độ nhạy của hệ thống thường kém hơn so với hệ thống phanh dẫn động bằng thủy lực hoặc cơ khí. Do đó, việc đánh giá hiệu quả phanh của hệ thống phanh khí nén là vấn đề cần quan tâm. Ngoài ra, một trong những yếu tố kể đến thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh là van phân phối. Chính vì vậy, trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tập trung nghiên cứu xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống phanh khí nén trên xe tải HINO Series 500 MODEL FM8JW7A, cho phép đánh giá được hiệu quả phanh của xe.



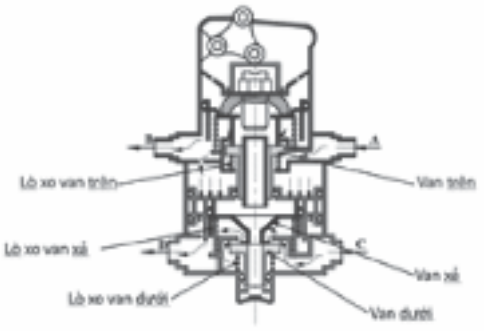
Hình 1. Biểu diễn giản đồ phanh thực tế.



Hình 2. Sơ đồ hệ thống dẫn động phanh bằng khí nén trên xe Hino500 FM
1. Tổng van phanh; 2, 3. Các bầu phanh trước; 4, 5, 6, 7. Các bầu phanh sau.

2. MÔ PHỎNG HOẠT ĐỘNG CỦA VAN PHÂN PHỐI

Van phân phối có nhiệm vụ đóng, mở các van để cấp hoặc ngừng cấp khí nén đến các bầu phanh, các cơ cấu phanh theo ý muốn của người điều khiển. Để tăng tính chính xác khi mô phỏng hệ thống phanh dẫn động khí nén, ta thực hiện mô phỏng thêm ảnh hưởng của van phân phối đến độ trễ tăng áp trong hệ thống. Dựa vào các phương trình cơ học và vật lý căn bản, ta xác định được các hệ phương trình dưới đây.



Hình 3. Van phân phối ở trạng thái hoạt động.

Phương trình vi phân cho van dưới:

$$-m_2\ddot{x_2} - P_{01}(S_{d1} - S_{d2}) - K_2x_2 + P_{02}S_{ptc} - P_{01}.S_{tổng} - K_4(x_2 + x_4) = 0 \quad (1)$$

Trong đó: x_2, x_4 là chuyển vị của van dưới và van xả dưới; m_2 là khối lượng của van dưới; P_{02}, P_{01} là áp suất cửa ra của tổng van ở đường trên và đường dưới; K_2, K_4 là độ cứng của lò xo piston dưới và van xả dưới; S_{d1}, S_{d2}, S_{ptc}, $S_{tổng}$ tương ứng là diện tích mặt trên của van dưới, piton lớn và van xả.

Phương trình vi phân cho van trên được mô tả theo (3):

$$-m_1\ddot{x_1} - K_1x_1 - K_3(x_1 + x_3) + P_{02}\Delta S_1 + F_{bđmax}.e^{-Kt} = 0 \quad (3)$$

Trong đó: x_1, x_3 là chuyển vị của van trên và van xả trên; m_1 là khối lượng của van trên; ΔS_1 là chênh lệch diện tích giữa hai bề mặt trên và dưới của piston trên; K_1 là độ cứng của lò xo van trên; K_3 là độ cứng của lò xo van xả trên.

Hành trình dịch chuyển của van dưới x_4 và chuyển vị của van dưới x_1 được xác định theo mối tương quan giữa chuyển động của các chi tiết:

$$-m_4\ddot{x_4} + P_{02}S_{ptc} - P_{01}.S_{tổng} - K_4x_4 = 0 \quad (4)$$

Trong đó: m_4 là tổng khối lượng van xả và piston lớn.

Thông số chuyển vị của van xả trên x_3 được xác định dựa trên mối tương quan động học của các chi tiết van trong quá trình đạp phanh của người lái:

$$-m_3\ddot{x_3} + F_{bđmax}.e^{-Kt} - K_3x_3 = 0 \quad (5)$$

Trong đó, $F_{bđmax}.e^{-Kt}$ là công thức tính lực bàn đạp phanh theo thời gian.

Từ dịch chuyển của các piston trên và dưới, diện tích tiết diện lỗ tiết lưu ở van trên và van dưới trong van phân phối được tính như sau:

$$f_1 = l_1 . x_1; \quad f_5 = l_5 . x_2 \quad (6)$$

Trong đó: l_1 là độ rộng của cửa van trên; l_5 là độ rộng của cửa van dưới.

Bảng 1. Thông số van phân phối.

Thông số	Trị số
m_2: Khối lượng của van dưới (kg)	$80*10^{-3}$
K_2: Độ cứng của lò xo piston dưới (N/m)	250
K_4: Độ cứng của lò xo van xả dưới (N/m)	300
S_{d1}: Diện tích mặt trên của van dưới (m^2)	$1,371*10^{-4}$
S_{d2}: Diện tích mặt dưới của van dưới (m^2)	$1.782*10^{-4}$
S_{ptc}: Diện tích mặt trên của piston lớn (m^2)	$2.150*10^{-3}$
$S_{tổng}$: Diện tích tổng cộng của phần mặt dưới của van xả và piston lớn (m^2)	$0,836*10^{-3}$
m_1: Khối lượng của van trên (kg)	$93*10^{-3}$
ΔS_1: Chênh lệch diện tích giữa hai bề mặt trên và dưới của piston trên (m^2)	$0,035*10^{-4}$
K_1: Độ cứng của lò xo van trên (N/m)	300
K_3: Độ cứng của lò xo van xả trên (N/m)	500
S_{vxt}: Diện tích mặt dưới của van xả trên (m^2)	$0,921*10^{-4}$
l_1: Bề rộng của thành lỗ van trên (m)	0,014
l_2: Bề rộng thành lỗ van dưới (m)	0,021

3. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG PHANH KHÍ NÉN

Phương trình vi phân mô tả chuyển động của ô tô khi phanh trên đường bằng [6]:

$$m\ddot{x} = \frac{1}{r_b}.\alpha.\pi.r_t.\eta_c.c.\frac{h_t}{a_1 - \alpha.r_t}.\frac{1}{4,11.d_1}\left(D_1^2.p_{bautruoc} + 2.D_2^2.p_{bausau}\right) \quad (7)$$

Hệ phương trình mô tả hoạt động cho cầu trước:

* Nút Y_1 (van phân phối): $m_{01}^{\cdot} - m_2^{\cdot} - m_{E0}^{\cdot} = 0$

$$\mu_1.f_1.v^*.A.p_{max}.\frac{p_{max}-p_{02}}{B.p_{max}-p_{02}} - \mu_2.f_2.v^*.A.p_{01}.\frac{p_{02}-p_2}{B.p_{02}-p_2} - \frac{V_1}{k}\frac{dp_{02}}{dt} = 0 \quad (8)$$

* Nút Y_2: $\dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_{E2} = 0$, hay:

$$\mu_2 f_2 v^* Ap_1 \frac{p_1 - p_2}{Bp_1 - p_2} - \mu_3 f_3 v^* Ap_2 \frac{p_2 - p_3}{Bp_2 - p_3} - \mu_4 f_4 v^* Ap_2 \frac{p_2 - p_4}{Bp_2 - p_4} - \frac{V_2}{k}\frac{dp_2}{dt} = 0 \quad (9)$$

* Nút Y_3: $m_3 - m_{E3} = 0$, hay:

$$\mu_3 f_3 v^* Ap_2 \frac{p_2 - p_3}{Bp_2 - p_3} - \frac{V_3}{k}\frac{dp_3}{dt} = 0 \quad (10)$$

* Nút Y_4: $m_4 - m_{E4} = 0$, hay:

$$\mu_4 f_4 v^* Ap_2 \frac{p_2 - p_4}{Bp_2 - p_4} - \frac{V_4}{k}\frac{dp_4}{dt} = 0 \quad (11)$$

Hệ phương trình mô tả hoạt động cho cầu sau:

* Nút Y_5: $m_5 - m_6 - m_{E5} = 0$, hay:

$$\mu_5.f_5.v.A.p_{max}.\frac{p_{max}-p_{01}}{B.p_{max}-p_{01}} - \mu_6.f_6.v.A.p_{02}.\frac{p_{01}-p_6}{B.p_{01}-p_6} - \frac{V_1}{k}\frac{dp_{01}}{dt} = 0 \quad (12)$$

* Nút Y_6: $m_6 - m_7 - m_8 - m_{E6} = 0$, hay:

$$\mu_6.f_6.v.A.p_{02}.\frac{p_{01}-p_6}{B.p_{01}-p_6} - \mu_7.f_7.v.A.p_6.\frac{p_6-p_7}{B.p_6-p_7} - \mu_8.f_8.v.A.p_6.\frac{p_6-p_8}{B.p_6-p_8} - \frac{V_6}{k}\frac{dp_6}{dt} = 0 \quad (13)$$

* Nút Y_7: $m_7 - m_9 - m_{10} - m_{E7} = 0$, hay:

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

$$\mu_7 f_7 v^* Ap_6 \frac{p_6 - p_7}{Bp_6 - p_7} - \mu_9 f_9 v^* Ap_7 \frac{p_7 - p_9}{Bp_7 - p_9} - \mu_{10} f_{10} v^* Ap_7 \frac{p_7 - p_{10}}{Bp_7 - p_{10}} - \frac{V_7}{k}\frac{dp_7}{dt} = 0 \quad (14)$$

* Nút Y_8: $m_8 - m_{11} - m_{12} - m_{E8} = 0$, hay:

$$\mu_8 f_8 v^* Ap_6 \frac{p_6 - p_8}{Bp_6 - p_8} - \mu_{11} f_{11} v^* Ap_8 \frac{p_8 - p_{11}}{Bp_8 - p_{11}} - \mu_{12} f_{12} v^* Ap_8 \frac{p_8 - p_{12}}{Bp_8 - p_{12}} - \frac{V_8}{k}\frac{dp_8}{dt} = 0 \quad (15)$$

* Nút Y_9: $m_9 - m_{E9} = 0$, hay: $\mu_9 f_9 v^* Ap_7 \frac{p_7 - p_9}{Bp_7 - p_9} - \frac{V_9}{k}\frac{dp_9}{dt} = 0$ (16)

* Nút Y_{10}: $m_{10} - m_{E10} = 0$, hay: $\mu_{10} f_{10} v^* Ap_7 \frac{p_7 - p_{10}}{Bp_7 - p_{10}} - \frac{V_{10}}{k}\frac{dp_{10}}{dt} = 0$ (17)

* Nút Y_{11}: $m_{11} - m_{E11} = 0$, hay: $\mu_{11} f_{11} v^* Ap_8 \frac{p_8 - p_{11}}{Bp_8 - p_{11}} - \frac{V_{11}}{k}\frac{dp_{11}}{dt} = 0$ (18)

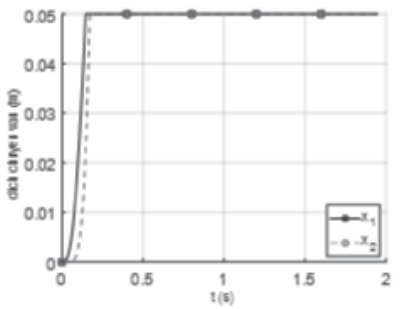
Nút Y_{12}: $m_{12} - m_{E12} = 0$, hay: $\mu_{12} f_{12} v^* Ap_8 \frac{p_8 - p_{12}}{Bp_8 - p_{12}} - \frac{V_{12}}{k}\frac{dp_{12}}{dt} = 0$ (19)

Bảng 2. Thông số đầu vào cho bài toán mô phỏng hệ thống phanh khí nén

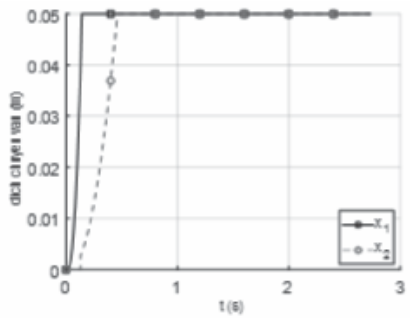
Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị	Thông số	Giá trị
v* (m/s)	330	μ_5	0,3302	h (m)	0,032
p_{max} (N/m^2)	700000	μ_6	0,3095	h_t (m)	0,330
V_1 (m^3)	0,7985*10^{-3}	μ_7, μ_8	0,4787	h_s (m)	0,275
V_3, V_4 (m^3)	0,8702*10^{-3}	μ_9, μ_{10}, μ_{11}, μ_{12}	0,5097	$d_1 = d_2$ (m)	0,027
V_5 (m^3)	0,775*10^{-3}	k	1,4	a_1 (m)	0,158
V_6 (m^3)	0,708*10^{-3}	A	0,654	μ	0,35
V_7, V_8 (m^3)	0,1765*1^{-3}	B	1,13	r_t (m)	0,2
$V_9 \div V_{12}$ (m^3)	0,592*10^{-3}	f_1 (m^2)	1,4844*10^{-4}	c (m)	0,143
μ_1	0,3264	f_2, f_3, f_4 (m^2)	1,131*10^{-3}	D_1 (m)	0,2
μ_2	0,1777	f_5 (m^2)	1,626*10^{-3}	D_2 (m)	0,16
μ_3, μ_4	0,5401	$f_6 \div f_{12}$ (m^2)	1,131*10^{-3}		

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

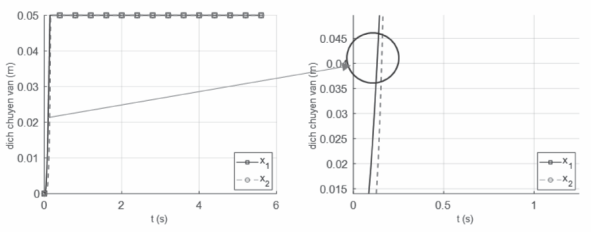
a) Kết quả mô phỏng các trạng thái hoạt động của van phân phối



Hình 4. Dịch chuyển của van phân phối khi hoạt động bình thường.



Hình 5. Dịch chuyển của van phân phối khi có rò rỉ tại cầu sau.

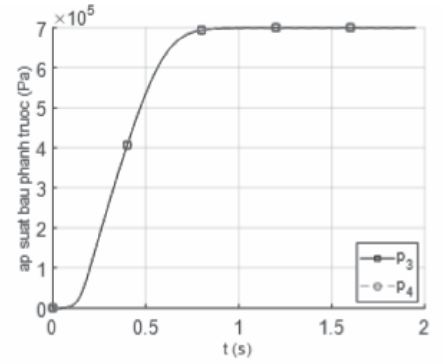


Hình 6. Độ dịch chuyển của van phân phối.

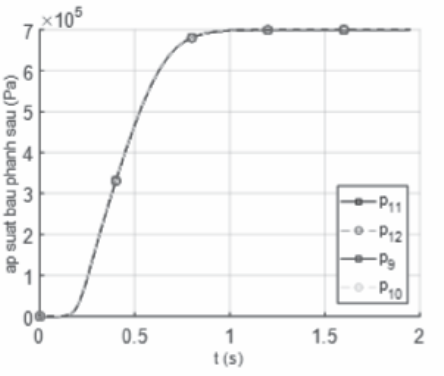
Hình 4, 5, 6 mô tả hoạt động của van phân phối trong các trường hợp hoạt động khác nhau có thể xảy ra trên thực tế. Kết quả mô phỏng đã thể hiện được độ trễ của các dịch chuyển của các van trong van phân phối theo đúng quy luật thực tế.

b) Kết quả mô phỏng thời gian tăng áp tại các bầu phanh trong các trường hợp làm việc của van phân phối

Hình 7, 8 thể hiện quá trình tăng áp suất tại các bầu phanh trước và bầu phanh sau. Để tăng áp suất lên đến giá trị hoặc gần bằng pmax ở các bầu phanh trước và sau đều thỏa mãn theo tiêu chuẩn (thời gian tăng áp dưới 1 giây [1]).



Hình 7. Thời gian tăng áp tại bầu phanh trước.

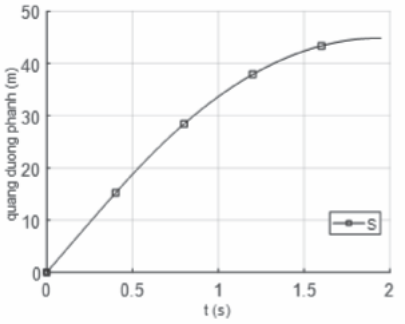


Hình 8. Thời gian tăng áp tại bầu phanh sau.

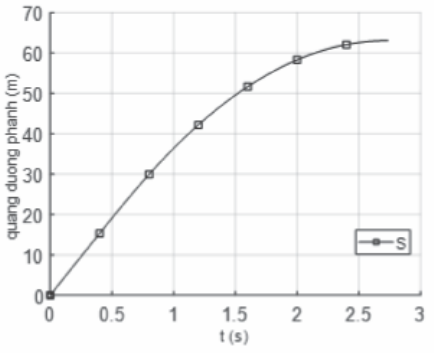
c) Đánh giá hiệu quả phanh thông qua tiêu chí quãng đường phanh

Sau khi tiến hành mô phỏng và khảo sát hệ thống phanh khí nén, kết quả thu được phục vụ cho việc đánh giá hiệu quả phanh thể hiện trên hình 7 với vận tốc phanh ban đầu v_1 = 80 km/h đến khi dừng xe (v_2 = 0 km/h):

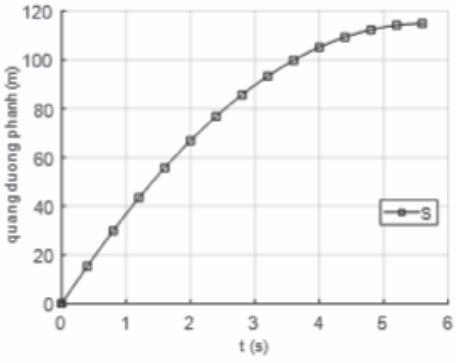
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 9. Quãng đường phanh của xe khi hệ thống phanh hoạt động bình thường.



Hình 10. Quãng đường phanh của xe khi hệ thống phanh bị rò rỉ cầu trước.



Hình 11. Quãng đường phanh của xe khi hệ thống phanh bị rò rỉ cầu sau.

Từ đồ thị hình 9 thấy được quãng đường phanh khi xe hoạt động bình thường là S_p = 44,9 (m) trong thời gian phanh t_p = 1,948 (s). Kết quả cho thấy với những thông số kỹ thuật hiện tại trên xe nghiên cứu là phù hợp và nằm trong giá trị cho phép đối với tiêu chuẩn [1].

Từ đồ thị hình 10, 11, khi có sự rò rỉ khí nén tại cầu trước và cầu sau thì quãng đường phanh từ 44,9 (m) tăng lên tương ứng với hai trường hợp là 63,1 (m) và 115,919 (m).

5. KẾT LUẬN

Trong bài nghiên cứu này, các tác giả đã tiến hành mô phỏng hệ thống phanh khí nén và đánh giá hiệu quả phanh trên xe HINO 500 FM bằng phần mềm mô phỏng số. Thời gian tăng áp suất trong các bầu phanh từ 0 lên giá trị cực đại có độ trễ và nằm trong giới hạn cho phép trong các trường hợp. Quãng đường phanh và thời gian phanh cũng được xác định và đánh giá nằm trong tiêu chuẩn. Ngoài ra, việc mô phỏng thành công hệ thống cho phép gợi mở các ý tưởng khảo sát ảnh hưởng của các thông số kết cấu và sử dụng đến hiệu quả phanh, làm cơ sở cho bài toán lựa chọn kết cấu và thông số kỹ thuật của các chi tiết trong hệ thống phanh sau này. ❖

Ngày nhận bài: **23/5/2023**
Ngày phản biện: **14/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng, 2007; *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB. Khoa học & Kỹ thuật.

[2]. Lưu Văn Tuấn, 2019; *Lý thuyết ô tô*, NXB. Giáo dục Việt Nam.

[3]. Nguyễn Trọng Hoan, 2019; *Thiết kế tính toán ô tô,* NXB. Giáo dục Việt Nam.

[4]. Hồ Hữu Hùng, 2016; *Nghiên cứu hệ thống ABS dẫn động khí nén,* Luận án TSKT, Đại học Bách khoa Hà Nội.

[5]. Lại Năng Vũ, 2012; *Nghiên cứu hệ thống điều khiển quá trình phanh ô tô*, Luận án TSKT, Đại học Bách khoa Hà Nội.

[6]. Trương Văn Thuận, 2020; *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số kỹ thuật đến quá trình phanh trên xe tải,* Luận văn Thạc sĩ, Đại học Bách khoa Hà Nội.

ỨNG DỤNG CÔNG CỤ SỐ ĐỂ ĐÁNH GIÁ CÁC ĐẶC TÍNH CHÁY CHO ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KÉP BIODIESEL VÀ LNG

THE NUMERICAL SIMULATION TO ANALYZE COMBUSTION CHARACTERISTICS OF DUAL FUEL ENGINE USING BIODIESEL AND LNG

Trần Thế Nam
Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

TÓM TẮT

Nhiên liệu diesel sinh học (biodiesel) và khí tự nhiên (LNG) là hai ứng viên có nhiều triển vọng cho các mục tiêu ngắn và trung hạn của IMO. Động cơ nhiên liệu kép, chạy bằng LNG và phun mồi với một lượng nhỏ biodiesel, đã xuất hiện trong các phương tiện vận tải và phát điện trong lĩnh vực hàng hải như một giải pháp cực kỳ hấp dẫn do lượng khí thải thấp và tính linh hoạt của nhiên liệu. Tuy nhiên, các quy định về khí thải nghiêm ngặt hơn và yêu cầu khắt khe của thị trường đối với động cơ sử dụng nhiên liệu kép đòi hỏi thời gian phát triển động cơ ngày càng ngắn hơn. Trước mắt, các nghiên cứu thực nghiệm trên động cơ nhiên liệu kép là rất khó khả thi ở điều kiện Việt Nam do khó khăn trong tiếp cận động cơ thực cũng như chi phí thử nghiệm quá cao. Do đó, nghiên cứu mô phỏng số bằng các công cụ máy tính là phù hợp để hiểu rõ các đặc tính cháy và phát thải của động cơ nhiên liệu kép. Bài báo này tập trung vào xây dựng mô hình tính toán số dựa trên phần mềm Diesel RK để áp dụng cho bài toán động cơ nhiên liệu kép dựa trên động cơ mẫu Wärtsilä 6L20DF nhằm phân tích và đánh giá các đặc tính cháy như tốc độ giải phóng nhiệt và thời gian cháy trễ theo các thông số đặc tính phun nhiên liệu. Các kết quả thử nghiệm số đã cung cấp các hiểu biết quan trọng về mối quan hệ giữa đặc tính phun nhiên liệu và đặc tính cháy của động cơ nhiên liệu kép khi sử dụng biodiesel và LNG.

Từ khóa: *Động cơ nhiên liệu kép; Biodiesel; LNG; Đặc tính cháy; Mô phỏng số.*

ABSTRACT

Biodiesel fuel and liquefied natural gas (LNG) are two promising candidates for IMO's short and medium term goals. The dual fuel engine, powered by LNG combined with biodiesel pilot injection, has appeared in marine transport vehicles as an extremely attractive solution due to its low emissions and fuel flexibility. However, stricter emissions regulations and market requirements for dual-fuel engines require increasingly shorter engine development times. In the short term, experimental studies on dual fuel engines are very difficult to do in Vietnam conditions due to the difficulty in accessing the real engine as well as the high cost of testing. Therefore, the numerical simulation is suitable to understand the combustion and emission characteristics of dual fuel engines. This paper focuses on building a numerical model based on Diesel RK software to apply to the problem of dual fuel engine based on Wärtsilä 6L20DF engine, in order to analyze combustion characteristics such as heat release rate and combustion delay time according to fuel injection characteristics parameters. The numerical test results have provided important insights into the relationship between fuel injection and combustion characteristics of dual fuel engines when using biodiesel and LNG.

Keywords: *Dual-fuel engines; Biodiesel; LNG; Combustion characterictics; Numerical simulation.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vận tải biển toàn cầu đang phải đối mặt với những thách thức lớn với các quy định mới về chất lượng không khí và mục tiêu khử cacbon 50% vào năm 2050 [1]. Hiện nay, vì lý do kinh tế, phần lớn vận tải biển trên toàn cầu sử dụng chủ yếu các tàu có trang bị động cơ chính chạy sử dụng nhiên liệu nặng (HFO). Mặc dù HFO có hiệu quả về chi phí, nhưng chúng chứa hàm lượng cao cặn carbon, lưu huỳnh và các hợp chất kim loại, đồng thời có độ nhớt cao và đặc tính bay hơi kém. Do những đặc điểm này, quá trình đốt cháy nhiên liệu nặng của động cơ diesel tàu thủy, có thể tạo ra một lượng đáng kể các chất gây ô nhiễm không khí như oxit nitơ (NOx), oxit lưu huỳnh (SOx), cacbon monoxide (CO) và khí cacbonic (CO_2). Tổ chức Hàng hải Quốc tế (IMO) đã ban hành các quy định về khí thải từ tàu bao gồm Công ước Quốc tế về Ngăn ngừa Ô nhiễm từ Tàu (MARPOL) và đặt ra các giới hạn về lượng khí thải SOx và NOx. Hơn nữa, để tiếp nối những nỗ lực này, IMO đã công bố Chiến lược ban đầu của IMO về giảm phát thải khí nhà kính từ tàu (gọi tắt là Chiến lược ban đầu) vào năm 2018 [2]. Để đạt được tầm nhìn này, Chiến lược ban đầu đã đề xuất các biện pháp ngắn hạn, trung hạn và dài hạn với các mốc thời gian khả thi và chúng được tóm tắt trong Bảng 1. Các biện pháp giảm phát thải khí từ tàu có thể được phân loại gồm: (1) để nâng cao hiệu quả năng lượng về kỹ thuật hoặc vận hành thông qua các công nghệ tiên tiến và (2) để vận hành tàu bằng nhiên liệu thay thế ít cacbon và không cacbon.

Bouman và cộng sự [3] đã tiến hành khảo sát 19 công nghệ liên quan đến tiết kiệm nhiên liệu (bao gồm tối ưu hóa hình dạng thân tàu, tối ưu hóa hành trình, sức cản, cải thiện hiệu suất đẩy, v.v.) và hai loại nhiên liệu thay thế (LNG và nhiên liệu sinh học). Tiềm năng giảm phát thải CO_2 của 19 công nghệ tiết kiệm nhiên liệu nằm trong khoảng từ 1% đến 35%, trong khi nhiên liệu sinh học với tiềm năng có thể giảm 80% phát thải CO_2. Một nghiên cứu gần đây của DNV-GL [4] cho thấy có thể đạt được hoạt động của tàu không cacbon thông qua một số nhiên liệu thay thế. Do đó, vận hành tàu bằng nhiên liệu thay thế là một trong những biện pháp hiệu quả nhất để giảm phát thải khí nhà kính theo mục tiêu từ ngắn hạn đến dài hạn [5]. Các nhiên liệu thay thế đầy triển vọng bao gồm khí tự nhiên hóa lỏng (LNG), hydro, amoniac, metanol, etanol, nhiên liệu sinh học, nhiên liệu tổng hợp, điện sản xuất từ pin,… [6].

Trong những năm gần đây, để đáp ứng các quy định của IMO, LNG đã là một lựa chọn ưu tiên cho các hệ thống năng lượng tàu thủy [7]. LNG có khả năng giảm tới 26% phát thải CO_2 so với nhiên liệu nặng (HFO) và không tạo ra khí thải SOx và khí thải NOx thấp. So với các loại nhiên liệu thay thế khác, LNG có giá nguyên liệu cạnh tranh, nhiều cơ sở hạ tầng hơn cho tàu và các công nghệ sẵn có trên thị trường [8]. Trong số các họ động cơ chạy bằng nhiên liệu khí, động cơ nhiên liệu kép (DF) đang chiếm lĩnh thị trường năng lượng và hàng hải. Trong động cơ DF, một lượng nhỏ nhiên liệu diesel được phun vào cuối kỳ nén trong hỗn hợp không khí-gas loãng [9]. Nhiên liệu diesel có hoạt tính cao, tự bốc cháy sau một khoảng thời gian nhất định, giải phóng một lượng nhiệt đủ để kích hoạt các phản ứng hóa học để đốt cháy hỗn hợp không khí nén và mêtan. Động cơ DF là giải pháp phù hợp cho thị trường hàng hải nhờ tính linh hoạt để vận hành cả với diesel và LNG tùy theo giá nhiên liệu hiện hành, tính sẵn có của nhiên liệu, mục tiêu hoạt động và khu vực vận chuyển. Hơn nữa, động cơ DF hoàn toàn có thể tương thích với nhiên liệu sinh học, nó có thể là nguồn năng lượng trung hòa cacbon và giảm CO_2 trong vòng đời lên tới ☞

88% [10]. Ưu điểm lớn nhất của nhiên liệu sinh học là loại nhiên liệu này tương thích với cơ sở hạ tầng và hệ thống động cơ hiện có của tàu thủy.

Ngày nay, các giai đoạn phát triển và tối ưu hóa sản phẩm được kiểm soát bởi các quy định phát thải ngày càng nghiêm ngặt và bởi nhu cầu cạnh tranh cũng như các thách thức của thị trường. Từ góc độ quy định, các quy định của Marpol Phụ lục VI, có hiệu lực từ ngày 1 tháng 1 năm 2020, quy định hàm lượng lưu huỳnh có thể chấp nhận được trong nhiên liệu được sử dụng trên tàu hoạt động trong Khu vực kiểm soát khí thải (ECA) với mức tối đa là 0,5% [11]. Ngoài ra, khung pháp lý đang dần thực thi các mục tiêu để đạt được mục tiêu giảm ít nhất 50% tổng lượng khí nhà kính hàng năm vào năm 2050 so với năm 2008. Về vấn đề này, Chỉ số thiết kế hiệu quả năng lượng (EEDI) Giai đoạn 3 [12] đặt mục tiêu đến năm 2025 giảm 30% cường độ cacbon trong vận tải. Tuy nhiên, ngay cả khi các động cơ DF hiện đại tuân thủ đầy đủ các quy định về khí thải nêu trên, giai đoạn phát triển chúng cũng phải phụ thuộc vào các yếu tố chính như hiệu quả tối đa trên toàn bộ phạm vi tải, độ tin cậy và tối ưu hóa tải một phần khi sử dụng lưỡng nhiên liệu diesel hoặc biodiesel và LNG để cung cấp năng lượng chính cho các đội tàu [13].

Việc sử dụng các nghiên cứu thực nghiệm khi nghiên cứu về các nhiên liệu thay thế trên tàu thủy là rất khó khăn và phức tạp do các quy định an toàn và điều kiện thử nghiệm trên tàu là bất khả thi trong bối cảnh hiện nay. Do đó, việc sử dụng các mô hình số hoặc công cụ phần mềm để hỗ trợ trong việc tính toán và đánh giá quá trình cháy và hình thành phát thải khi đốt cháy nhiên liệu kép được xem là khả thi. Bài viết này trình bày một nghiên cứu mô phỏng số nhằm đánh giá đặc tính cháy trên động cơ DF sử dụng biodiesel và LNG bằng công cụ tính toán mô phỏng Diesel RK. Các dữ liệu tính toán cho động cơ Wärtsilä 6L20DF đã được thiết lập với ma trận thử nghiệm bao gồm các đặc tính cháy như tốc độ giải phóng nhiệt và thời gian cháy trễ ứng với các thông số phun nhiên liệu biodiesel (áp suất và thời gian phun, thời điểm bắt đầu phun (BĐP)) và các đặc tính khác nhau của hỗn hợp không khí – gas (LNG) (áp suất, nhiệt độ và tỷ lệ hỗn hợp không khí/nhiên liệu gas). Nghiên cứu hiện tại nhằm mục đích cung cấp những hiểu biết về cơ chế bắt đầu cháy của động cơ DF và phát triển một công cụ phù hợp để dự đoán chính xác quá trình cháy với đặc tính phun mồi và sự hòa trộn sẵn đã được thiết lập. Các kết quả đạt được từ nghiên cứu này có thể cung cấp một bộ dữ liệu đáng tin cậy để dự đoán thời gian cháy trễ và đặc tính cháy của ngọn lửa trong động cơ DF.

Bảng 1. Tóm tắt các giải pháp ngắn hạn, trung hạn và dài hạn để đáp ứng Chiến lược ban đầu

Ngắn hạn	Trung hạn	Dài hạn
- Cải thiện khung hiệu quả năng lượng. - Xây dựng các biện pháp kỹ thuật và vận hành hiệu quả năng lượng. - Khuyến khích các chính sách quốc gia, ưu đãi và các hoạt động cảng. - Bắt đầu nghiên cứu về nhiên liệu thay thế và công nghệ tiên tiến. - Thực hiện các nghiên cứu phát thải khí nhà kính bổ sung.	- Triển khai chương trình sử dụng hiệu quả nhiên liệu thay thế. - Các biện pháp hiệu quả năng lượng hoạt động. - Cơ chế giảm phát thải sáng tạo. - Tăng cường hợp tác kỹ thuật. - Xây dựng cơ chế phản hồi để học hỏi và chia sẻ bài học kinh nghiệm.	- Theo đuổi việc phát triển và cung cấp nhiên liệu thay thế. - Khuyến khích và tạo điều kiện thuận lợi cho việc áp dụng chung các cơ chế giảm phát thải sáng tạo khả thi khác.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2. QUY TRÌNH TÍNH TOÁN MÔ PHỎNG

2.1. Động cơ và nhiên liệu

Quá trình tính toán mô phỏng số được thực hiện bởi sự hỗ trợ của công cụ phần mềm Diesel RK, một công cụ tính toán nhiệt động học cho động cơ đốt trong được xây dựng bởi nhóm các nhà khoa học Nga, đứng đầu là Giáo sư Andrey Kuleshov [14]. Phần mềm được sử dụng để mô hình hóa cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép [15]. Tính toán mô phỏng được thực hiện trên dữ liệu từ động cơ Wärtsilä 6L20DF. Dữ liệu kỹ thuật đặc trưng của động cơ Wärtsilä 6L20DF được thể hiện trong Bảng 2. Động cơ này đạt được mức tiêu thụ nhiên liệu rất thấp, đồng thời tuân thủ các quy định NOx Tier III của IMO, động cơ được trang bị các công nghệ tiên tiến nhất để kiểm soát không khí nạp (tăng áp hai cấp và van biến thiên) và sử dụng hệ thống phun Common Rail rất linh hoạt. Về nhiên liệu, đặc tính của LNG và biodiesel sử dụng cho các tính toán thử nghiệm trong nghiên cứu này được trình bày trong Bảng 3.

Bảng 2. Các đặc tính kỹ thuật của động cơ Wärtsilä 6L20DF

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Công suất định mức của động cơ	1110	kW
Số xilanh của động cơ	6	
Tốc độ quay của động cơ	1200	rpm
Loại động cơ	Động cơ 4 kỳ, kết cấu xilanh hình thùng, một hàng xilanh thẳng đứng	
Đường kính xilanh	280	mm
Hành trình piston	200	mm
Áp suất trung bình có ích	27.2	Bar
Suất tiêu hao năng lượng trung bình có ích	7300	kJ/kWh

Bảng 3. Tính chất nhiên liệu.

Tính chất nhiên liệu	Đơn vị	LNG	Biodiesel
Số xêtan (min)	-	-	51
Số mêtan	-	85	-
Độ nhớt động học ở 40°C	cST	-	3,5-5,0
Khối lượng riêng ở 15°C	Kg/m^3	0,75	860-900
Nhiệt trị thấp	MJ/kg	49,8	38
Thành phần	% khối lượng	CH_4: 95,4 C_2H_6: 3,93 C_3H_8: 0,40 C_4H_{10}: 0,17 N: 0,07	C: 79,5 H: 10,3 O: 8,9 N: 1,3

2.2. Ma trận thử nghiệm

Về thiết lập chế độ thử nghiệm số, để tập trung vào nghiên cứu quá trình cháy cho động cơ nhiên liệu kép, quá trình phân tích được thực hiện ở điều kiện 50% công suất định mức. Tải được đảm bảo bằng cách điều chỉnh thời gian đóng van nạp khí LNG. Trên thực tế, điều kiện vận hành của động cơ ở 50% tải có các thông số kỹ thuật nhiên liệu và không khí khác so với trường hợp đầy tải. Một ma trận thử nghiệm với các biến số về đặc tính phun nhiên liệu của thời điểm bắt đầu phun (BĐP), thời điểm phun sớm (BĐP – 5°GQTK), thời điểm phun trễ (BĐP + 5°GQTK) với 2 mức về áp suất phun (ASP) và thời gian phun nhiên liệu (TGP). Với chế độ thứ nhất, lượng phun nhiên liệu (LP) đã tăng 30% (LP1) khi thay đổi áp suất phun từ ASP1 (1500 bar) sang ASP2 (2000 bar). Chế độ thứ 2, lượng phun nhiên liệu tăng lên 50% (LP2) khi thay đổi áp suất phun từ ASP1 lên ASP2, trong khi thời gian phun TGP tăng từ 1250 µs đến 1550 µs. Chế độ 3, khi lượng phun nhiên liệu là lớn nhất, tỷ lệ không khí/khí LNG tương đối ($\lambda_{kk\text{-}gas}$) giảm từ 2,5 xuống 2,1 đã được thiết lập thông qua sự thay đổi thời điểm đóng xupap nạp, điều này làm cho nhiệt độ hỗn hợp môi chất trong xilanh thấp hơn ở giai đoạn đầu của quá trình nén. Do đó, ma trận tính toán thử nghiệm được thiết lập như trong Bảng 4.

Bảng 4. Ma trận thử nghiệm cho tính toán mô phỏng

Chế độ mặc định: LP (tham chiếu theo động cơ mẫu), ASP1 = 1500 bar, TGP1 = 1250 µs, $\lambda_{kk\text{-}gas}$ = 2,5.
Chế độ 1: LP + 30%, ASP2 = 2000 bar, TGP1 = 1250 µs, $\lambda_{kk\text{-}gas}$ = 2,5.
Chế độ 2: LP + 50%, ASP2 = 2000 bar, TGP2 = 1550 µs, $\lambda_{kk\text{-}gas}$ = 2,5.
Chế độ 3: LP + 50%, ASP2 = 2000 bar, TGP2 = 1550 µs, $\lambda_{kk\text{-}gas}$ = 2,1.

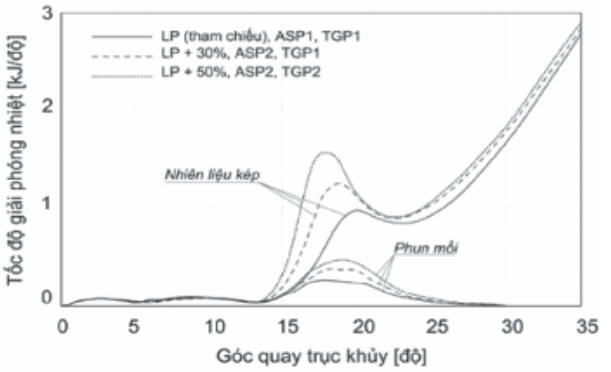
Các tính toán chi tiết về quá trình cháy trên Wärtsilä 6L20DF đã được thực hiện để mô tả quá trình cháy trong các điều kiện phun mồi và đặc tính nạp khác nhau. Ngoài ra, để đánh giá tác động của khí mêtan đối với độ trễ đánh lửa, 12 điểm khảo sát với ma trận thử nghiệm ở chế độ chỉ sử dụng phun mồi biodiesel đã được phân tích và so sánh với các chế độ sử dụng nhiên liệu kép điển hình. Tốc độ giải phóng nhiệt được tính toán trong Diesel RK tương ứng với các điều kiện được thiết lập trong các chế độ khác nhau. Mô hình truyền nhiệt Woschni đã được tích hợp trong phần mềm để xác định các tổn thất nhiệt qua vách xilanh, nắp xilanh và piston. Các phân tích dựa trên dữ liệu mô phỏng tập trung vào các nội dung sau: (i) Ảnh hưởng của lượng biodiesel và các đặc tính phun nhiên liệu đến quá trình cháy; (ii) Ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu đến quá trình cháy trong động cơ; (iii) Ảnh hưởng của khí mêtan đến thời gian cháy trễ.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Tốc độ giải phóng nhiệt

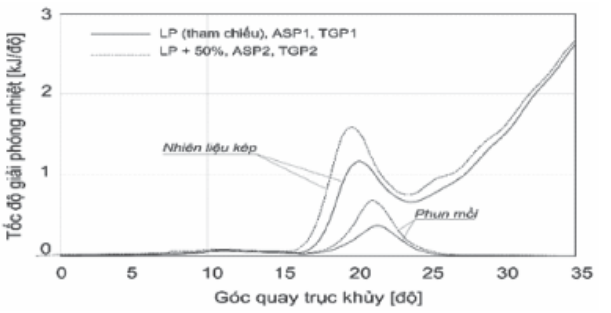
Diễn biến của tốc độ giải phóng nhiệt đối với các chế độ thử nghiệm mô phỏng trên động cơ tương ứng với 3 mức lượng phun nhiên liệu gồm mức LP tham chiếu theo động cơ mẫu (mô tả bằng nét liền), mức LP + 30% (mô tả bằng nét chấm gạch), LP + 50% (mô tả bằng nét đứt) cho chế độ phun mồi biodiesel và chế độ nhiên liệu kép được trình bày trong Hình 1. Nhìn chung, khi lượng phun tăng thì tốc độ giải phóng nhiệt cực đại tăng đáng kể đối với cả chế độ phun mồi (tăng 2 lần từ LP đến LP + 50%) và chế độ nhiên liệu kép (tăng 67% từ LP đến LP + 50%). Cần chú ý rằng áp suất phun tại các mức là khác nhau (áp suất phun ở mức 1 là 1500 bar, ở mức 2 là 2000 bar) trong khi thời gian phun TGP được duy trì không đổi do

tác động thủy động lực học khác nhau của kim phun với áp suất trong ống tích trữ nhiên liệu cao hơn.

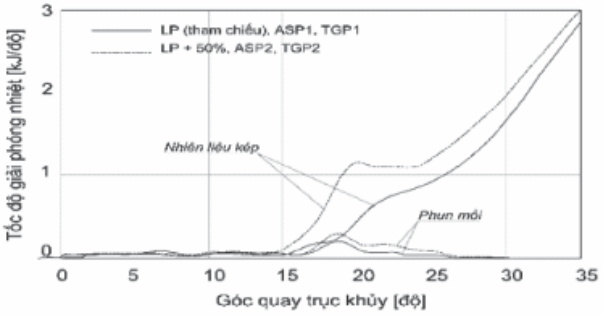


Hình 1. Diễn biến tốc độ giải phóng nhiệt với các lượng cấp nhiên liệu khác nhau ở hai chế độ phun mồi và nhiên liệu kép

Phần phía dưới của Hình 1 cho thấy rằng thời gian cháy trễ được khảo sát là tương tự nhau với các mức lượng phun nhiên liệu khác nhau do thời điểm bắt đầu phun là như nhau. Thực tế, thời gian cháy trễ là khoảng thời gian từ lúc bắt đầu phun nhiên liệu đến khi nhiên liệu bắt đầu cháy. Nhiên liệu biodiesel bốc cháy trong tất cả các trường hợp được xem xét sau khi kết thúc quá trình phun và nó cháy ở một góc xác định [16]. Bên cạnh đó, phần phía trên của Hình 1 đã mô tả trường hợp sử dụng nhiên liệu kép, việc tăng lượng phun không dẫn đến sự thay đổi đáng kể về thời gian cháy trễ. Tuy nhiên, nhiệt lượng giải phóng trong giai đoạn cháy ban đầu gia tăng khi lượng biodiesel được phun vào nhiều hơn. Các dữ liệu mô phỏng cho thấy ở cả hai chế độ (chỉ sử dụng phun mồi và chế độ sử dụng nhiên liệu kép), quá trình cháy ban đầu không phụ thuộc vào lượng nhiên liệu được phun vào. Điều này có thể liên quan đến cơ chế động học cháy được giải thích như sau: trong những điều kiện thiết lập ở trên, nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu cháy xem như không đổi bởi đó chính là ngưỡng kích hoạt năng lượng cho các phản ứng tỏa nhiệt, do đó, tốc độ giải phóng nhiệt sẽ tăng bởi năng lượng giải phóng gia tăng từ quá trình oxy hóa nhiên liệu có hoạt tính cao.



(a)



(b)

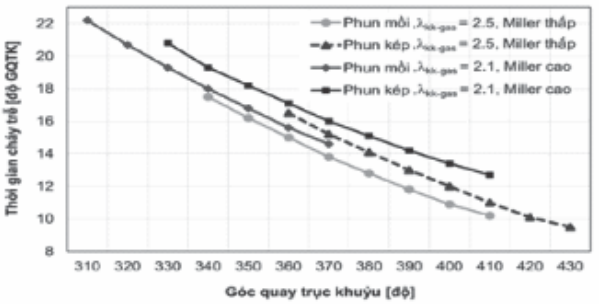
Hình 2. Tốc độ giải phóng nhiệt cho trường hợp lượng phun nhiên liệu (LP) tham chiếu và LP + 50% ở hai chế độ phun mồi và nhiên liệu kép

Thiết lập các chế độ với sự thay đổi về điểm bắt đầu phun (BĐP) so với BĐP tham chiếu theo động cơ mẫu bao gồm thời điểm bắt đầu phun trễ hơn 5 độ góc quay trục khuỷu (BĐP+5°GQTK), thời điểm bắt đầu phun sớm hơn 5 độ góc quay trục khuỷu (BĐP-5°GQTK) để đánh giá diễn biến thay đổi về tốc độ giải phóng nhiệt trong xilanh động cơ. Hình 2a mô tả diễn biến về tốc độ giải phóng nhiệt khi thời điểm bắt đầu phun trễ hơn so với thời điểm bắt đầu phun tham chiếu cho hai chế độ gồm: chỉ sử dụng phun mồi biodiesel và chế độ sử dụng phun kép tương ứng. Hình 2b trình bày sự thay đổi về tốc độ giải phóng nhiệt đối với cả hai chế độ phun mồi thuần túy với biodiesel và nhiên liệu kép khi BĐP sớm hơn. ☞

Dữ liệu thu được với các trường hợp BĐP trễ và sớm trên Hình 2 đã cho thấy rằng thời gian cháy trễ tăng lên đáng kể khi BĐP sớm hơn, trong khi hỗn hợp bốc cháy trong cả hai trường hợp ở mức góc quay trục khuỷu như nhau cho cả chế độ chỉ dùng nhiên liệu phun mồi và chế độ nhiên liệu kép. Trong điều kiện mô phỏng, xem như các điều kiện nhiệt động lực học trong hành trình nén được duy trì gần như không đổi giữa hai trường hợp nên góc quay trục khuỷu của thời điểm bắt đầu cháy như nhau phản ánh sự thay đổi có hạn của nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu cháy, điều này phù hợp với cơ chế động học của giai đoạn cháy ban đầu [17]. Quan trọng hơn, sự thay đổi về thời điểm bắt đầu phun đã ảnh hưởng đáng kể tới sự thay đổi của tốc độ giải phóng nhiệt của hỗn hợp cháy trong xilanh. Khi nhiên liệu biodiesel được phun vào buồng cháy càng sớm thì thời gian chuẩn bị cháy càng lớn, thời điểm bắt đầu cháy sớm hơn, khi đó sự khuếch tán của nhiên liệu biodiesel trong hỗn hợp không khí-khí mêtan càng rộng. Trong điều kiện này, nhiên liệu biodiesel cháy chậm hơn và lượng nhiệt tỏa ra trên mỗi góc quay thấp hơn, điều này làm cho quá trình lan truyền ngọn lửa của khí mêtan dễ dàng hơn. Ngược lại, nếu nhiên liệu biodiesel được phun vào xilanh muộn hơn, việc hình thành các đám mây hơi biodiesel giảm, do cả mật độ cao của hỗn hợp khí nạp bị nén và thời gian cháy trễ ngắn hơn [18]. Hơn nữa, năng lượng giải phóng trên một đơn vị thể tích trong điều kiện này lớn hơn so với trường hợp BĐP sớm. Do đó, quá trình đốt cháy nhiên liệu biodiesel mạnh hơn và khí mêtan bắt cháy nhanh.

3.2. Thời gian cháy trễ

Hình 3 mô tả kết quả tính toán để đánh giá tác động của khí mêtan đến thời gian cháy trễ của nhiên liệu biodiesel ở các nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu phun với cả hai chế độ chỉ dùng phun mồi và dùng nhiên liệu kép. Dữ liệu phân tích cho thấy, thời gian cháy trễ được xét là khoảng thời gian giữa thời điểm bắt đầu phun và thời điểm tại góc quay trục khuỷu ứng với nhiệt lượng giải phóng bằng 0,05kJ/độ GQTK, là tốc độ giải phóng nhiệt tối thiểu tương ứng với sự cháy của nhiên liệu biodiesel và đủ lớn để khắc phục các ảnh hưởng của các xung áp suất trong quá trình giải phóng năng lượng [19].



Hình 3. Mối quan hệ giữa thời gian cháy trễ và nhiệt độ tại thời điểm bắt đầu phun cho cả chế độ chỉ có phun mồi và dùng nhiên liệu kép.

Như đã trình bày ở phần trên, sự tăng thời điểm bắt đầu phun đã làm nhiệt độ của hỗn hợp không khí-gas trong xilanh giảm xuống, dẫn đến gia tăng thời gian cháy trễ. Thực tế từ kết quả phân tích cho thấy thời gian cháy trễ tăng tuyến tính khi giảm nhiệt độ thời điểm phun nhiên liệu. Mặc dù xu hướng phụ thuộc tuyến tính này được thể hiện ở cả chế độ phun mồi nhiên liệu và nhiên liệu kép, tuy nhiên, Hình 3 vẫn cho thấy có sự khác biệt về giá trị tại các nhiệt độ tương ứng của mỗi chế độ. Độ lệch này chỉ ra rằng nếu nhiệt độ thời điểm phun được giữ không đổi, sự hiện diện của khí mêtan trong hỗn hợp khí nạp sẽ làm tăng thời gian cháy trễ. Nói cách khác, trong cả hai trường hợp, quá trình cháy đều được kiểm soát động học và nhiên liệu biodiesel bốc cháy khi nhiệt độ đạt đến một ngưỡng nhất định, nhưng trong trường hợp nhiên liệu kép, thời gian cháy trễ

tương tự của trường hợp chỉ sử dụng biodiesel ghi nhận với mức nhiệt độ hỗn hợp cao hơn. Cụ thể, ở nhiệt độ thời điểm bắt đầu phun không đổi, thời gian cháy trễ ở chế độ nhiên liệu kép cao hơn chế độ chỉ dùng phun mồi khoảng 1 độ nếu thời điểm phun trễ và tăng tới 2 độ nếu thời điểm phun sớm. Độ lệch giữa các đường nhiên liệu kép và chỉ dùng phun mồi tăng nhẹ nếu $\lambda_{kk\text{-}gas}$ thấp hơn và mức Miller lớn hơn [20]. Trong điều kiện này, đối với một thời điểm bắt đầu phun nhất định, nhiệt độ thấp hơn khoảng 25°C và thời gian cháy trễ lâu hơn 3°GQTK. Ngoài ra, trong các trường hợp thời điểm bắt đầu phun sớm, mật độ hỗn hợp khí nạp thấp hơn sẽ thúc đẩy quá trình thâm nhập phun nhanh hơn và sự khuếch tán rộng hơn của nhiên liệu biodiesel. Tỷ lệ khối lượng biodiesel thấp hơn và đặc biệt là tỷ lệ mêtan/biodiesel cao hơn góp phần làm gia tăng đáng kể thời gian cháy trễ.

4. KẾT LUẬN

Bài viết đã trình bày các nghiên cứu tính toán mô phỏng số về quá trình cháy trong động cơ Wärtsilä 6L20DF với sự hỗ trợ của gói phần mềm Diesel RK, với tiêu chí cung cấp một mô hình hiện tượng đáng tin cậy có thể dự đoán chính xác quá trình cháy của hỗn hợp, nắm bắt được hiệu ứng của các chiến lược phun nhiên liệu khác nhau, nhiệt động lực học hỗn hợp và tính chất hóa học.

Phân tích thử nghiệm được tiến hành cho cả chế độ chỉ sử dụng nhiên liệu biodiesel và nhiên liệu, xem xét các thay đổi về thời gian phun, lượng phun và áp suất phun. Các kết quả chính của phân tích dữ liệu mô phỏng có thể được tóm tắt như sau:

Thời điểm phun cho thấy tác động rất ít đến thời điểm bắt đầu cháy, trong khi tác động đáng kể đến cường độ của quá trình cháy, cả trong trường hợp chỉ có phun mồi và ở chế độ nhiên liệu kép: nếu nhiên liệu biodiesel là được phun muộn, đám mây hơi biodiesel là khá hạn chế, do cả mật độ khí nạp cao và thời gian cháy trễ ngắn hơn, dẫn đến quá trình cháy mạnh hơn nếu so sánh với trường hợp phun sớm với đặc trưng là mật độ hỗn hợp khí nạp loãng hơn và thời gian cháy trễ dài hơn.

Các hiểu biết về cơ chế cháy trong động cơ nhiên liệu kép sử dụng phun mồi biodiesel và nhiên liệu kép gồm biodiesel và LNG đã được làm rõ hơn theo một khía cạnh đề cập đến tác động của các thông số phun. Tuy nhiên, các dữ liệu phân tích còn tồn tại các giới hạn nhất định, do phạm vi thiết lập trong tính toán mô phỏng số bằng phần mềm Diesel RK cho quá trình cháy còn tồn tại các giới hạn về điều kiện thiết lập cho mô hình nhiệt động lực học và hóa học. Trong tương lai, việc mở rộng phạm vi nghiên cứu khi xét các mô hình cháy đa vùng có thể sẽ phản ánh tốt hơn và tin cậy hơn trong việc dự đoán quá trình cháy với sai số trung bình của thời gian cháy trễ khoảng 1 độ góc quay và dự đoán trung thực hơn về các đặc tính cháy của động cơ nhiên liệu kép. Đó có thể là tiền đề để thực hiện các nghiên cứu đánh giá đặc tính động cơ và đặc tính phát thải của động cơ nhiên liệu kép sử dụng nhiên liệu biodiesel và LNG trong tương lai.❖

Ngày nhận bài: **28/7/2023**
Ngày phản biện: **08/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. K. Li, M. Wu, X. Gu, K. F. Yuen, and Y. Xiao, "*Determinants of ship operators' options for compliance with IMO 2020*". Transp. Res. Part D Transp. Environ., vol. 86, p. 102459, 2020.

[2] . T.-H. Joung, S.-G. Kang, J.-K. Lee, and J. Ahn, "*The IMO initial strategy for reducing Greenhouse Gas (GHG) emissions, and its* ☞

follow-up actions towards 2050". J. Int. Marit. Safety, Environ. Aff. Shipp., vol. 4, no. 1, pp. 1–7, 2020.

[3]. E. A. Bouman, E. Lindstad, A. I. Rialland, and A. H. Strømman, "*State-of-the-art technologies, measures, and potential for reducing GHG emissions from shipping – A review*". Transp. Res. Part D Transp. Environ., vol. 52, pp. 408–421, 2017, doi: 10.1016/j.trd.2017.03.022.

[4]. G. L. DnV, S. Safer, and D. Greener, "*LNG as marine fuel*", 2021.

[5]. M. M. Elgohary, I. S. Seddiek, and A. M. Salem, "*Overview of alternative fuels with emphasis on the potential of liquefied natural gas as future marine fuel*". Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ., 2015, doi: 10.1177/1475090214522778.

[6]. C. Panoutsou et al., "*Advanced biofuels to decarbonise European transport by 2030: Markets, challenges, and policies that impact their successful market uptake*". Energy Strateg. Rev., vol. 34, p. 100633, 2021, doi: https://doi.org/10.1016/j.esr.2021.100633.

[7]. N. Agarwala, "*Is LNG the solution for decarbonised shipping?*". J. Int. Marit. Safety, Environ. Aff. Shipp., vol. 6, no. 4, pp. 158–166, 2022.

[8]. F. Burel, R. Taccani, and N. Zuliani, "*Improving sustainability of maritime transport through utilization of Liquefied Natural Gas (LNG) for propulsion*". Energy, vol. 57, pp. 412–420, 2013.

[9]. M. A. Arefin, M. N. Nabi, M. W. Akram, M. T. Islam, and M. W. Chowdhury, "*A review on liquefied natural gas as fuels for dual fuel engines: Opportunities, challenges and responses*". Energies, vol. 13, no. 22, p. 6127, 2020.

[10]. C. W. M. Noor, M. M. Noor, and R. Mamat, "*Biodiesel as alternative fuel for marine diesel engine applications: A review*". Renew. Sustain. energy Rev., vol. 94, pp. 127–142, 2018.

[11]. L. Bilgili, "*Life cycle comparison of marine fuels for IMO 2020 Sulphur Cap*". Sci. Total Environ., vol. 774, p. 145719, 2021.

[12]. N. L. Trivyza, A. Rentizelas, and G. Theotokatos, "*A comparative analysis of EEDI versus lifetime CO2 emissions*". J. Mar. Sci. Eng., vol. 8, no. 1, p. 61, 2020.

[13]. M. Chorowski, P. Duda, J. Polinski, and J. Skrzypacz, "*LNG systems for natural gas propelled ships*". In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2015, vol. 101, no. 1, p. 12089.

[14]. A. Kuleshov, A. V Kozlov, and K. Mahkamov, "*Self-Ignition delay Prediction in PCCI direct injection diesel engines using multi-zone spray combustion model and detailed chemistry*". SAE Tech. Pap., vol. 1, p. 1960, 2010.

[15]. D. Hristov, "*Methane number influence on the dual fuel four stroke marine engine performance at high load range*". Trans Motauto World, vol. 7, no. 1, pp. 39–41, 2022.

[16]. A. Santoso, B. Cahyono, E. Jadmiko, and K. Garsia, "*Techno-economic Analysis in the Modification of 100 TEUs Container Carrier by Using LNG as Dual Fuel System*". Int. J. Mar. Eng. Innov. Res., vol. 4, no. 1, 2020.

[17]. J. C. Corbin et al., "*Characterization of particulate matter emitted by a marine engine operated with liquefied natural gas and diesel fuels*". Atmos. Environ., vol. 220, p. 117030, 2020.

[18]. A. Boretti, "*Advantages and disadvantages of diesel single and dual-fuel engines"*. Front. Mech. Eng., vol. 5, p. 64, 2019.

[19]. A. Kuleshov, K. Mahkamov, A. Kozlov, and Y. Fadeev, "*Simulation of dual-fuel diesel combustion with multi-zone fuel spray combustion model*". In Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2014, vol. 46179, p. V002T06A020.

[20]. S. Zhou, R. Gao, Y. Feng, and Y. Zhu, "*Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NOx emission in marine two-stroke engine*". Int. J. Hydrogen Energy, vol. 42, no. 31, pp. 20351–20360, 2017.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO LỤA TỪ SỢI TƠ SEN TẠI VIỆT NAM

RESEARCH AND DESIGN THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF MAKING SILK FROM LOTUS SILK IN VIETNAM

Nguyễn Thị Lan Anh, Trần Thanh Hải, Đặng Thị Lý
Khoa Dệt May Thời trang, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Ngoài lụa được sản xuất từ tơ tằm ra thì lụa sản xuất từ tơ sen cũng là một loại lụa quý, do nó không chứa bất kỳ loại hóa chất nào, người sử dụng loại lụa này có cảm giác thoải mái dễ chịu nên được gọi là lụa sinh thái. Sản phẩm lụa làm từ tơ sen rất mịn màng, êm ái và đặc biệt là sự tinh khiết của nó mà không một loại tơ nào có thể có được. Tuy nhiên, do sợi tơ sen nhỏ và mỏng manh nên tất cả các công đoạn tạo ra sợi tơ sen đòi hỏi người thợ phải có tính tỉ mỉ và bàn tay khéo léo. Hiện nay, chủ yếu sợi tơ sen được sản xuất thủ công, do đó năng suất thấp, một người thợ chăm chỉ lắm cũng chỉ làm được khoảng 250-300 cuống sen mỗi ngày; trong khi để dệt được một chiếc khăn quàng phải cần tới khoảng 6000 cuống sen. Trong bài báo này, nhóm tác giả trình bày kết quả nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ chế tạo lụa từ sợi tơ sen tại Việt Nam nhằm nâng cao năng suất và chất lượng sản phẩm làm từ lụa tơ sen đáp ứng được nhu cầu ngày càng lớn của thị trường trong nước và thế giới.

Từ khóa: *Cuống sen; Sợi tơ sen; Lụa; Vải; Chất lượng.*

ABSTRACT

In addition to silk produced from silk, silk produced from lotus silk is also a precious type of silk, because it does not contain any chemicals, users of this silk have a comfortable feeling, so it is called eco silk. Silk products made from lotus silk are very smooth, smooth and especially its purity that no other silk can have. However, because the lotus silk thread is small and fragile, all the stages of creating lotus thread require workers to be meticulous and skillful hands. Currently, mainly lotus silk is produced by hand, so the productivity is low, even a hard worker can only make about 250-300 lotus stalks per day. In this paper, the authors present the results of research and design of the technological process of making silk from lotus silk in Vietnam to improve productivity and quality of products made from lotus silk to meet the increasing demand of domestic and international markets.

Keywords: *Lotus peduncle; Lotus silk thread; Silk; Fabric; Quality.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Sen là một loại cây trồng xuất hiện từ rất lâu đời. Hiện nay, sen đã có mặt ở nhiều quốc gia trên thế giới, đặc biệt là Ấn Độ, Trung Quốc, Nhật Bản, Hàn Quốc, các nước Đông Nam Á, Nga và một số nước châu Phi. Ở Trung Quốc, sen được trồng ở nhiều nơi, đặc biệt ở những tỉnh có nhiều ao, hồ, kênh, rạch. Diện tích trồng sen của Trung Quốc trên 140.000 ha, năng suất sen bình quân 22,5 tấn củ/năm, từ những năm 1990 sản lượng đạt trên 3 triệu tấn củ/năm. Một số nước như Hàn Quốc, Nhật Bản, Đài Loan, Úc cũng sản xuất hạt sen và củ sen. Tuy nhiên, diện tích và sản lượng thấp nên phải nhập từ Trung Quốc giá hạt sen tại Hồng Kông từ 1,5-2 USD/kg. Ở Việt Nam, sen được trồng từ Bắc vào Nam nhưng chủ yếu tập trung ở vùng đồng bằng sông Cửu Long như các tỉnh Đồng Tháp, Vĩnh Long, Kiên Giang, Trà Vinh, Cần Thơ… với khoảng 5000 ha. Vì sen là loại thực vật thủy sinh lâu năm và dễ trồng nên có thể phát triển trên vùng đất nhiễm phèn, tận dụng được phần diện tích ao, hồ có thể trồng sen với nuôi cá, thu nhập từ việc trồng sen có thể gấp 2 lần trồng lúa [1]. Điều thú vị là tất cả các bộ phận của cây sen đều được sử dụng làm thuốc thảo dược thuộc nhóm an thần theo danh mục các vị thuốc. Đặc biệt là cuống sen được dùng như một loại nguyên liệu tiềm năng để chế tạo các sản phẩm từ tơ sen như dệt vải, lụa… do sản phẩm gần gũi với thiên nhiên nên đảm bảo sức khỏe cho người sử dụng như có thể điều hoà thân nhiệt, chống các loại bệnh về da liễu… Vấn đề đặt ra là làm thế nào để nâng cao hơn nữa giá trị kinh tế cũng như chất lượng các sản phẩm từ bộ phận của cây sen. Để đạt được điều này, ngoài việc chọn các giống sen có chất lượng cao thì các nhà sản xuất cũng cần phải quan tâm đầu tư công nghệ, để đưa sản phẩm đến người tiêu dùng không những ở thị trường trong nước mà còn xuất khẩu đi các nước trên thế giới. Trong bài báo này, nhóm tác giả đi sâu vào việc nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ chế tạo lụa từ sợi tơ sen tại Việt Nam.

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

2.1. Tính chất của sợi tơ sen

- Tơ sen là một sợi xenlulo và sợi thủy sinh tốt nhất.

- Sau khi dệt thành vải là loại vải mát, thoáng khí và tạo cảm giác thoải mái.
- Tơ sen có tính đàn hồi tốt.
- Đó là sợi chống nhăn.
- Hấp thụ độ ẩm nhưng rất nhanh khô.
- Sợi tơ sen không chứa bất kỳ hóa chất hay sản phẩm độc hại nào nên nó tạo ra vải sinh thái.
- Quá trình sản xuất thủ công dễ và không tốn kém nhiên liệu.
- Tất cả quá trình trồng cây, thu hoạch sản xuất vải đều diễn ra trong khuôn khổ phát triển bền vững.

2.2. Cấu tạo cuống sen

Sen là sản phẩm canh tác của vùng trũng với ba nhóm chính: Sen trồng lấy hoa, sen trồng lấy hạt và sen trồng lấy củ. Trong đó, sen trồng lấy hoa, có sản phẩm chính là hoa sen và được thu hoạch ở dạng hoa cung cấp cho nhu cầu thị trường trang trí trong nước và xuất khẩu. Với loại sen này, hoa sen to đẹp nhưng có rất ít hạt và không cho củ. Sen trồng lấy củ là loại sen được trồng để thu hoạch lấy củ sen là chính, loại sen này tuy có hoa nhưng rất ít hoa, hoa sen nhỏ. Loại sen thứ ba là sen trồng lấy hạt, đây là loại sen truyền thống của Việt Nam vừa có bông sen đẹp, vừa cho thu hoạch hạt. Với giống sen này, hoa sen có đài sen lớn

và lượng hạt nhiều. Tuy nhiên, các loại sen này có thân hay còn gọi là cuống sen, cành sen đều có đặc điểm giống nhau đó là: Cuống có độ xốp, đường kính bằng khoảng từ 10 đến 15mm; chiều cao thay đổi tùy vào độ tuổi của cây và mức sâu của nước; cuống sen nhỏ mềm và xốp khi còn non, cuống sen to cứng khi già; thông thường, bên trong cuống sen có cấu tạo gồm rất nhiều lỗ, trong đó có từ 5-6 lỗ chính, mỗi lỗ có 5-6 sợi tơ, ngoài ra còn rất nhiều các lỗ nhỏ với lượng tơ trong cuống sen khá lớn.

Hình 2.1. Cấu tạo cuống sen

2.3. Nguyên lý rút sợi tơ sen

Sau khi thu hoạch sen, phần lá và bông được loại bỏ, cuống sen được đưa vào sơ chế làm sạch các tập chất nhằm lấy được tơ sen trắng tinh khiết không nhiễm khuẩn, các cuống sen được lựa chọn theo tiêu chuẩn mỗi cuống sen được loại bỏ hai đầu còn khoảng 80-100cm rồi tiến hành chuẩn bị cho khâu rút tơ sen. Để rút được tơ sen từ cuống sen, người ta dùng dao sắc tiến hành cắt xung quanh cuống có độ sâu khoảng 1mm vừa tới phần sợi tơ, đây là khâu rất quan trọng nếu cắt sâu quá sẽ làm đứt sợi tơ sen. Do sợi tơ sen rất nhỏ, mỏng manh nên có thể kéo từ 4-6 cuống sen một lúc để tạo ra sợi tơ sen su khi xe có kích thước lớn hơn, sợi tơ sen sau khi dùng tay xe tròn lại phải đảm bảo yêu cầu của quy trình dệt lụa. Trong quá trình xe sợi tơ sen có thể dùng nước để giữ ẩm cho sợi tơ sen, sau đó các sợi tơ này được mang đi phơi khô để tiến hành gom thành các cuộn phù hợp với các con thoi khi dệt lụa.

3. XÂY DỰNG QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT LỤA TỪ TƠ SEN

3.1. Quy trình dệt lụa từ tơ sen

Ngày nay, đã có nhiều doanh nghiệp ngành dệt may và thời trang quan tâm đầu tư cho sản phẩm được chế tạo từ sợi tơ sen. Tuy nhiên, để dệt được tấm lụa từ tơ sen, toàn bộ quy trình sản xuất đều được làm thủ công, từ việc bắt đầu tách tơ, kéo thành sợi và dệt thành lụa rất vất vả và tốn nhiều thời gian và công sức. Điều này cũng hạn chế số lượng vải được sản xuất.

a. Lấy cuống sen

Ở Việt Nam, sen thường phát triển và sinh trưởng vào tháng 5, tháng 6. Đây là thời gian lý tưởng và thích hợp để thu hoạch sen. Sau khi sen đã được thu hoạch, bỏ đi phần lá và phần hoa, chỉ giữ lại phần cuống để tiến hành lấy sợi tơ. Phần cuống phải được rửa sạch để sợi tơ được trắng đẹp hơn.

Hình 2.2. Cuống sen

b. Rút tơ sen

Đây là công đoạn khó nhất và cũng tốn nhiều thời gian nhất. Để rút được sợi tơ ra khỏi cuống sen, phải dùng dao khứa nhẹ xung quanh cuống sen, tiếp theo đó sẽ dùng tay vặn cùng một lúc 5 đến 6 cuống, sau đó rút tơ ra khỏi cuống sen. Làm như vậy, mỗi cuống sen có thể thu được từ 20 đến 30 sợi tơ, tiếp theo để phần sợi tơ lên bàn rồi dùng ngón tay xe tròn lại thành một sợi. Khi đã có những sợi tơ dày hơn, người ta mang chúng treo lên để phơi khô.

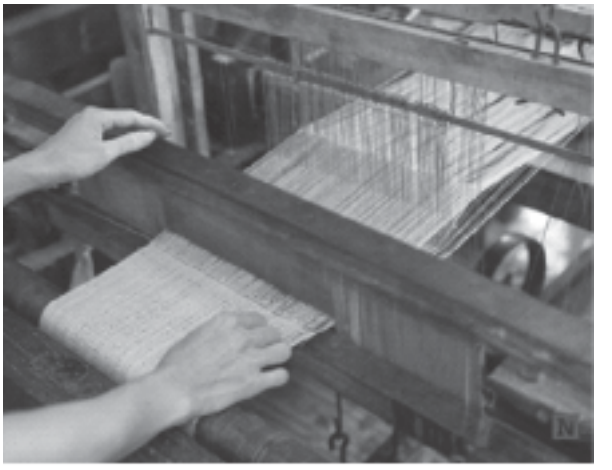
Hình 2.3. Tơ sen

Hình 2.4. Vê tròn các sợi tơ sen

c. Dệt vải

Sau khi đã rút thành công các sợi tơ từ cuống sen, chúng được quay thành từng ống và móc lên trục con thoi để dệt thành lụa. Mỗi tấm lụa thường được dệt có chiều rộng khoảng 60cm. Điểm đặc biệt của sợi tơ sen đó là trong quá trình dệt, sợi cần được làm ẩm để giữ mát.

Hình 2.5. Cuộn tơ sen



Hình 2.6. Dệt lụa từ tơ sen

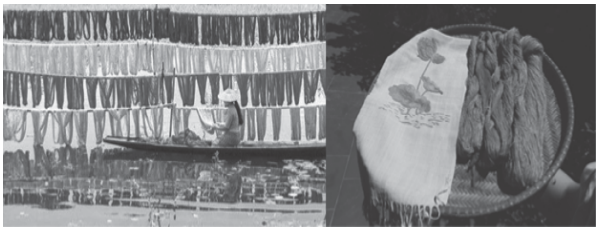
d. Nhuộm vải

Lụa sau khi dệt xong sẽ được đem đi nhuộm. Để đảm bảo quá trình sản xuất vải lụa tơ sen thân thiện với môi trường, màu nhuộm chỉ sử dụng màu nhuộm tự nhiên được làm từ

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

vỏ cây, cánh hoa, lá và quả. Sợi được nhuộm ở dạng cuộn trong các dung dịch nhuộm khác nhau. Sau khi nhuộm, vải và con sợi được phơi ngoài nắng.

Vải lụa tơ sen là sợi nhỏ tự nhiên đầu tiên và được gọi là loại vải lụa sinh thái nhất trên thế giới. Vải lụa nguyên chất dệt trơn được khuyên dùng cho áo khoác, áo một mảnh và váy vì nó cứng và mềm. Vải lụa tinh khiết thoáng mát được khuyên dùng cho khăn quàng cổ, vì nó đặc biệt thoáng khí và nhẹ. Do tính chất tốn nhiều thời gian của quy trình làm chỉ, sợi nên vải sen nguyên chất rất hiếm và đắt, giá bán lẻ lên tới 400 USD/chiếc. Vì lý do này, nó thường được trộn với cotton hoặc lụa.

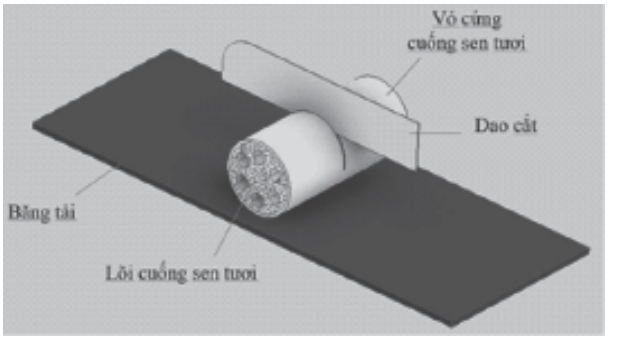


Hình 2.7. Nhuộm tơ sen

3.2. Xây dựng mô hình thiết kế

Từ nguyên lý rút sợi tơ sen, có thể xây dựng mô hình bộ phận rút sợi tơ sen như sơ đồ hình 2.8.

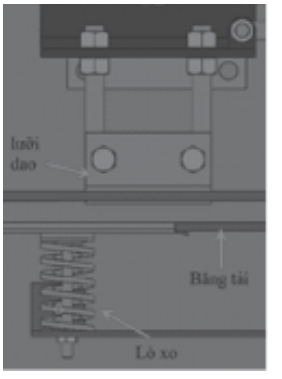
Để rút sợi tơ sen một cách tự động, cuống sen phải được lựa chọn đạt tiêu chuẩn hình dáng, kích thước, đồng thời cũng dùng một lưỡi dao cắt một vòng xung quanh cuống tương tự như khi thực hiện rút tơ sen thủ công. Tuy nhiên, dao được gắn trên thiết bị và có thể điều chỉnh được chiều sâu vết cắt sao cho vừa bằng với chiều sâu của lớp vỏ bên ngoài của cuống sen, tránh cắt vào sợi tơ sen nằm bên trong cuống sen.



Hình 2.8. Sơ đồ nguyên lý cắt xung quanh vỏ cứng cuống sen tươi

Để thuận lợi cho quá trình rút sợi tơ sen, dao cắt được bố trí cách đầu cuống sen khoảng 40 mm, chiều dài lưỡi dao được thiết kế lớn hơn chu vi của cuống sen để có thể cắt hết xung quanh vỏ cứng cuống sen, đồng thời phải đảm bảo cuống sen luôn tiếp xúc với lưỡi dao trong vùng cắt và không xảy ra hiện tượng trượt tương đối giữa dao với cuống sen.

Để đáp ứng được yêu cầu này, lưỡi dao và băng tải được bố trí như hình 2.9. Trong đó, ở khu vực lưỡi cắt, cuống sen sẽ được ép ngược từ dưới lên trên bởi các lò xo đặt phía dưới băng tải với một lực vừa đủ, giúp cho cuống sen sẽ tỳ vào bề mặt đã được tạo nhám của giá đỡ dao, làm tăng khả năng ma sát giữa cuống sen với giá đỡ dao cũng như giúp cuống sen lăn đều trên băng tải mà không xảy ra hiện tượng trượt trong khu vực cắt.



Hình 2.9. Khu vực cắt vỏ cứng cuống sen tươi ☞

Sau khi cắt hết chu vi, cuống sen được băng tải đẩy vào cơ cấu kẹp, khi cơ cấu kẹp nhận đủ 04 cuống sen thì hệ thống sẽ được kích hoạt cơ cấu để kẹp chặt hai đầu, đồng thời chuyển động quay tịnh tiến sang hai bên nhằm rút tơ sen ra khỏi cuống sen. Trong quá trình rút sợi tơ sen, đầu được cắt dài 4cm sẽ kết thúc trước, trước khi phần chiều dài cắt bị loại bỏ cơ cấu sẽ kẹp cố định, đầu còn lại tiếp tục chuyển động hết hành trình của băng máy để rút tơ sen ra khỏi cuống sen. Kết thúc một hành trình, chúng ta sẽ có được sợi tơ sen có kích thước theo yêu cầu của khâu dệt.

4. LẬP QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO LỤA TỪ TƠ SEN

Từ mô hình thiết kế rút sợi tơ sen, có thể xây dựng quy trình công nghệ chế tạo lụa từ tơ sen như sơ đồ hình 2.10.

Hình 2.10. Quy trình công nghệ chế tạo lụa từ sợi tơ sen

5. KẾT LUẬN

Đã xây dựng được mô hình thiết kế thiết bị rút tơ sen tự động công suất từ 500 đến 600 cuống sen mỗi ngày.

Lập được quy trình công nghệ chế tạo lụa từ sợi tơ sen giúp giảm chi phí nhân công, tăng năng suất và chất lượng sản phẩm, mang lại hiệu quả kinh tế cao cho các cơ sở sản xuất, góp phần không nhỏ vào sự phát triển ngành may thời trang trong nước và trên thế giới. ❖

Ngày nhận bài: **20/7/2023**
Ngày phản biện: **12/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Văn Mười, Trịnh Đạt Tân và Trần Thanh Trúc; "*Sự thay đổi tính chất hóa lý của hạt sen theo độ tuổi thu hoạch*", Tạp chí Khoa học Đại học Cần Thơ, 2009 :11 327-334.

[2]. Giản Tư Hòa, Nguyễn Quang Lịch, Trần Võ Văn May, Trần Đức Hạnh, Phan Tôn Thanh Tâm; "*Thiết kế và chế tạo máy bóc vỏ lụa hạt lạc rang tự động LR – K50*", Tạp chí Khoa học Đại học Huế, Tập 127, Số 2A, 2018, Tr. 19-29.

[3]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển; "*Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí 1*", NXB. Giáo dục, 2006.

[4]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển; "*Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí 2*", NXB. Giáo dục, 2006.

[5]. Phạm Văn Hùng, Nguyễn Phương; "*Cơ sở máy công cụ*", NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2007.

[6]. https://loctancuong.com/tin-tuc-tong-hop/cong-dung-chua-benh-tuyet-voi cua-cay-sen-co-the-ban-chua-biet.html

[7]. https://camnangsong360.com/cach-boc-vo-hat-sen-lay-tim-hat-sen-nhanh-de-thuc-hien/

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MẪU CƠ CẤU BẢO HIỂM QUÁN TÍNH SỬ DỤNG TRONG VŨ KHÍ CHỐNG TĂNG

DESIGNING INERTIA SWITCH SAMPLE OF ANTI-TANK WEAPONS

ThS. **Trần Đình Kiên**, TS. **Phan Thế Sơn**, TS. **Nguyễn Hanh Hoàn**
Viện Khoa học Công nghệ Quân sự

TÓM TẮT

Cơ cấu bảo hiểm quán tính (BHQT) trong vũ khí chống tăng đảm bảo an toàn trong bảo quản vận chuyển, tin cậy mở bảo hiểm khi bắn. Nguyên lý hoạt động của nó dựa vào lực quán tính, lực đàn hồi của lò xo. Bài báo trình bày phương pháp tính toán thiết kế cơ cấu BHQT theo mẫu cụm BHQT của động cơ hành trình (ĐCHT) tên lửa Fargot. Kết quả tính toán được kiểm chứng bằng thực nghiệm từ đó cho ra một cách tính toán có thể ứng dụng trong chế thử vũ khí.

Từ khóa: *Lực quán tính; Lực đàn hồi; Độ cứng; Quá tải.*

ABSTRACT

The inertia switch of anti-tank weapons is used for ensuring safety in storage, transportation and reliably opening when firing. It's operating principle is based on the inertia force and spring force. This paper presents a method of designing an inertia switch, based on the design of inertia – switch sample in the Fargot cruise engine. Calculation results were validated with experiments, so the calculation method is able to be applied in the weapon manufacturing and testing procedure.

Keywords: *Inertia force; Elastic force (spring force); Stiffness; Overload.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vũ khí chống tăng được sử dụng rộng rãi trong chiến đấu, bao gồm nhiều loại như: B72, B87, B89, Konkurs, Fargot,… Độ an toàn trong quá trình vận chuyển, tin cậy mở bảo hiểm khi bắn được quyết định bởi các loại cơ cấu bảo hiểm trong nó.

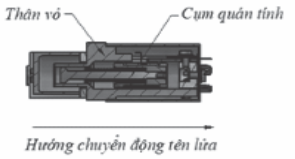
Cơ cấu bảo hiểm có nhiều loại: quán tính, ly tâm, khí động lực, nhiệt và thuốc cháy, động lực không khí. Trong đó, BHQT được sử dụng rộng rãi hơn cả, đặc biệt đối với đạn có gia tốc dọc trục lớn. Vì nó hoạt động dựa vào lực quán tính, lực đàn hồi của lò xo nên có tính ổn định và độ an toàn cao. Ngoài ra, nó có độ bền tốt, bảo quản được lâu dài, khả năng kiểm tra gần như hoàn toàn các chi tiết cơ bản nên dễ dàng thay thế, sửa chữa.

Trong phạm vi bài báo, nhóm tác giả trình bày tính toán thiết kế BHQT theo mẫu BHQT ĐCHT tên lửa Fargot. Khả năng làm việc của sản phẩm được kiểm tra bằng thực nghiệm, phân tích và đánh giá.

2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BẢO HIỂM QUÁN TÍNH

2.1. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của BHQT ĐCHT tên lửa Fargot

BHQT nằm trên bộ thu thuộc khối điều khiển của thiết bị điều khiển trên khoang của tên lửa [1]. Cấu tạo gồm: thân vỏ – cố định với tên lửa và cụm quán tính (CQT) – chuyển động được tương đối với thân vỏ (hình 1).



Hình 1. Bảo hiểm quán tính.

Nguyên lý hoạt động: khi phóng, gia tốc tên lửa (quá tải) tăng, lực quán tính đẩy CQT chuyển động ngược lại so với hướng chuyển động tên lửa (lò xo bị nén), cấp nguồn cho ĐCHT (mở bảo hiểm lần 1). Khi quá tải giảm, lực lò xo đẩy CQT chuyển động cùng hướng tên lửa, cấp nguồn cho đèn pha (mở bảo hiểm lần 2).

2.2. Tính toán thiết kế cơ cấu bảo hiểm theo mẫu BHQT tên lửa Fargot

Trên cơ sở nghiên cứu phân tích BHQT ĐCHT tên lửa Fargot, bài toán đặt ra là thiết kế cơ cấu BHQT đạt được các chỉ tiêu (bảng 1) [1].

Bảng 1. Các chỉ tiêu kỹ thuật của BHQT ĐCHT tên lửa Fargot.

TT	Tên gọi	Ký hiệu	Đơn vị (m/s^2)	Đơn vị (g)
1	Quá tải khi mở bảo hiểm lần 1	a_{m1}	2440±100	248±10
2	Quá tải khi mở bảo hiểm lần 2	a_{m2}	415±30	42±3

CQT (trừ lò xo) và các chi tiết khác được chế tạo đúng theo chuẩn (kích thước, khối lượng, vật liệu, yêu cầu kỹ thuật...) của sản phẩm Fargot. Ở đây, nhóm tác giả trình bày tính toán thiết kế chế tạo chi tiết lò xo.

Theo tài liệu [1], các thông số lò xo đã biết (bảng 2).

Thông số cần tính toán: c – Hệ số đàn hồi (độ cứng) lò xo.

Các lực tác dụng lên CQT khi bắn:

Lực đàn hồi: $F_{dh} = c\lambda$; c là độ cứng, λ là chiều dài lò xo bị nén.

Lực quán tính: $F_{tl} = ma$; m là khối lượng CQT, a là gia tốc tên lửa.

Lực ma sát dọc trục: Fms gồm các lực sinh ra do các tiếp điểm được kẹp vào CQT, ma sát trong nội bộ CQT,... Để đơn giản, ta giả thiết F_{ms} luôn là một đại lượng không đổi trong quá trình chuyển động của CQT.

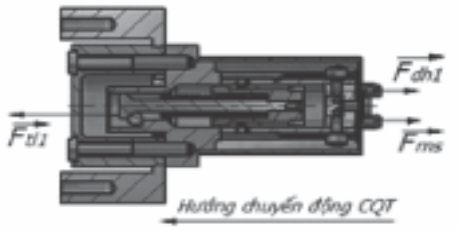
Lực ma sát ly tâm: F_{mslt} gây ra do bi cầu làm CQT bị lệch tâm (bỏ qua).

Bảng 2. Các thông số của lò xo.

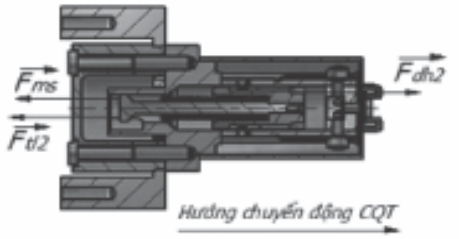
Tên	Ký hiệu	Đơn vị (mm)
Chiều dài lò xo ở trạng thái tự do	h_0	28±0,1
Chiều dài lò xo khi lắp trong cụm quán tính	h_1	18,6±0,1
Chiều dài lò xo khi nén các vòng tiếp xúc với nhau	h_d	10±0,5
Chiều dài lò xo khi bảo hiểm mở lần 1	h_{k1}	14±0,1
Chiều dài lò xo khi bảo hiểm mở lần 2	h_{k2}	21±0,1
Đường kính dây lò xo	d_0	0,5
Đường kính ngoài lò xo ở trạng thái tự do	D_{ng}	4+0,2
Đường kính trong lò xo ở trạng thái tự do	D_{tr}	3-0,2
Tổng số vòng lò xo	n	20±1

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Khối lượng CQT: m = 5,6 ± 0,05 (g), [1].



Hình 2. Các lực tác dụng lên CQT khi gia tốc tên lửa tăng đến mở bảo hiểm lần 1.



Hình 3. Các lực tác dụng lên CQT khi gia tốc tên lửa giảm đến mở bảo hiểm lần 2.

Khi quá tải tăng đến a_{m1} (hình 2), lò xo bị nén: $\lambda_{m1} = h_0 - h_{k1}$.

Ta có: $F_{dhm1} = F_{tl1} - F_{ms}$ hay $c\lambda_{m1} = ma_{m1} - F_{ms}$ (1)

Khi quá tải giảm đến a_{m2} (hình 3), lò xo bị nén: $\lambda_{m2} = h_0 - h_{k2}$.

Ta có: $F_{dhm2} = F_{tl2} + F_{ms}$ hay $c\lambda_{m2} = ma_{m2} + F_{ms}$ (2)

Từ (1) và (2): $c(\lambda_{m1}+\lambda_{m2}) = m(a_{m1}+a_{m2})$

$$\Rightarrow c = \frac{m(a_{m1}+a_{m2})}{(\lambda_{m1}+\lambda_{m2})} \quad (3)$$

Ta được: c = (0,7 ÷ 0,8) ($\frac{N}{mm}$);
F_{ms} = 2,5÷2,7 (N).

2.3. Điều kiện an toàn khi rơi của cơ cấu

Ta xét trường hợp tên lửa rơi từ độ cao H (rơi thẳng đuôi).

Lực cản của lò xo (khi mở bảo hiểm lần 1): $F_{dhm1} = c.\lambda_{m1}$.

Động năng CQT khi đạn rơi từ độ cao H: $P = mV_{vc} = m\sqrt{2gH}$.

Lực quán tính:

$$F_{qt} = (1+\beta)\frac{dP}{dt} = m(1+\beta)\frac{dV}{dt}.$$

Độ an toàn của cơ cấu được bảo đảm nếu: $F_{qt} \le F_{dhm1} + F_{ms}$ (4)

Để độ an toàn được đảm bảo hơn, ta bỏ qua F_{ms} và chọn F_{dhm1} ở điều kiện nhỏ nhất (độ cứng nhỏ nhất, độ nén mở bảo hiểm nhỏ nhất):

$$F_{qt} \le F_{dhm1\,min} \Leftrightarrow m(1+\beta)\frac{dV}{dt} \le c_{min}.\lambda_{m1\,min}$$

$$m(1+\beta)\frac{V_{vc}}{t_{vc}} \le c_{min}.\lambda_{m1\,min} \Leftrightarrow m(1+\beta)\frac{\sqrt{2gH}}{t_{vc}} \le c_{min}.\lambda_{m1\,min}$$

$$H \le \left(\frac{c_{min}.\lambda_{m1\,min}t_{vc}}{m(1+\beta)}\right)^2\frac{1}{2g} \Rightarrow H_{max} = \left(\frac{c_{min}.\lambda_{m1\,min}t_{vc}}{m(1+\beta)}\right)^2\frac{1}{2g} \quad (5)$$

Các số liệu tính toán được chỉ ra trong (bảng 3).

Bảng 3. Các thông số khi tính toán an toàn.

TT	Tên	Ký hiệu	Độ lớn (đơn vị)
1	Hệ số đàn hồi nhỏ nhất của lò xo bảo hiểm	c_{min}	0,7(N/mm)
2	Độ nén nhỏ nhất của lò xo khi mở bảo hiểm	λ_{m1min}	13,8(mm)
3	Thời gian va chạm khi rơi xuống nền gang	t_{vc}	0,01(s)
4	Hệ số phục hồi tốc độ khi va chạm với nền gang	β	0,55

Ta được:

$$H_{max} = (\frac{0,7.13,8.10^{-2}}{5,6.10^{-3}(1+0,55)})^2.\frac{1}{2.9,81} = 6,31(m).$$

Điều kiện an toàn là $H_{max} \geq H_{at}$. Như vậy, khi tên lửa đảm bảo an toàn khi rơi từ độ cao (3÷5)m (rơi thẳng đuôi xuống nền gang).

2.4. Điều kiện mở bảo hiểm của cơ cấu

Điều kiện mở bảo hiểm được đảm bảo khi:

$$F_{dhm1} < m\frac{dV}{dt} - F_{ms} - F_{mslt} \quad (6)$$

Do không biết thời điểm mở bảo hiểm nên không thể biết giá trị cụ thể của $\frac{dV}{dt}$. Để tiện lợi cho tính toán, người ta thường lấy $\frac{dV}{dt}$ bằng $(\frac{dV}{dt})_{max}$ và đưa thêm hệ số dự trữ γ: $(\frac{dV}{dt})_{max}$ = 9800(m/s²), [1]; γ = (0,65÷0,72), [2].

$$F_{dhm1\ max} \leq \gamma m(\frac{dV}{dt})_{max} - F_{ms} - F_{mslt} \quad (7)$$

Khi đạn trong nòng, có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát do lực ly tâm F_{mslt}. Tiến hành kiểm ra độ tin cậy mở bảo hiểm theo điều kiện:

$$F_{dhm1\ max} \leq \gamma m(\frac{dV}{dt})_{max} - F_{ms} \quad (8)$$

Ta có:

$$F_{dhm1\ max} = c_{max}.\lambda_{m1\ max} = 0,8.14,2 = 11,36(N).$$

Và: $\gamma m(\frac{dV}{dt})_{max} - F_{ms} \geq \gamma_{min} m(\frac{dV}{dt})_{max} - F_{ms\ max}$

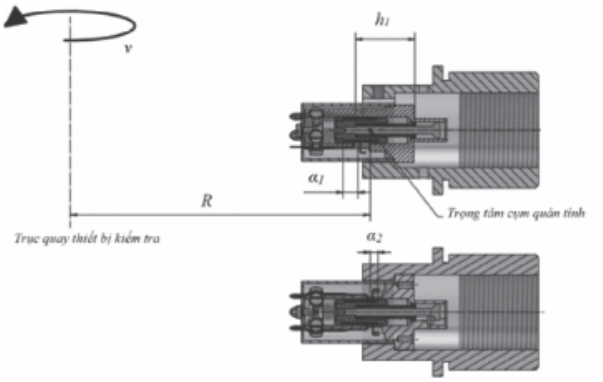
$$\gamma_{min} m(\frac{dV}{dt})_{max} - F_{ms\ max} = 0,65.5,6.10^{-3}.9800 - 2,7 = 33(N).$$

Nhận thấy (8) luôn đúng, độ mở bảo hiểm khi bắn được đảm bảo.

3. ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

Phương pháp đánh giá: Chế thử và kiểm tra các chỉ tiêu kỹ thuật của BHQT.

Phương pháp kiểm tra: Thiết bị kiểm tra "Thiết bị ly tâm cao tốc khí nén", ký hiệu: LTKN – 01.



Hình 4. Sơ đồ kiểm tra các quá tải.

Phương pháp: Để kiểm tra các chỉ tiêu quá tải BHQT, ta sử dụng phương pháp quay ly tâm bằng thiết bị kiểm tra (hình 4). BHQT và đồ gá được gắn cố định lên trục quay của thiết bị kiểm tra. Khoảng cách từ tâm CQT (vị trí ban đầu) đến tâm trục quay của thiết bị kiểm tra là R. Khi thiết bị kiểm tra quay tăng từ $(0 \div v_1)\left(\frac{v}{ph}\right)$, BHQT mở bảo hiểm lần 1, lò xo nén thêm một đoạn α_1. Sau đó, khi thiết bị kiểm tra quay giảm từ $(v_1 \div v_2)\left(\frac{v}{ph}\right)$, BHQT mở bảo hiểm lần 2, lò xo giãn thêm một đoạn α_2.

Quá tải khi mở bảo hiểm lần 1:

$$a_{m1} = \omega_1^2.R_1 = \left(\frac{v_1.2\pi}{60}\right)^2.(R+\alpha_1) \quad (9)$$

Quá tải khi mở bảo hiểm lần 2:

$$a_{m2} = \omega_2^2.R_2 = \left(\frac{v_2.2\pi}{60}\right)^2.(R-\alpha_2) \quad (10)$$

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 4. Các số liệu trong kiểm tra.

Ký hiệu	R	α_1	α_2
Đơn vị (mm)	51,3±0,5	4,6±0,05	2,4±0,05

Bảng 5. Kết quả thử nghiệm quá tải BHQT.

Lần thử	Mẫu	v_1 (v/ph)	v_2 (v/ph)	a_{m1} (m/s^2)	a_{m1} (g)	a_{m2} (m/s^2)	a_{m2} (g)
1	1	1950	880	2328	237	415	42
2	1	1980	870	2400	245	405	41
3	2	2040	900	2548	260	434	44
4	2	2000	890	2440	248	424	43
5	3	2070	900	2613	266	434	44
6	3	1990	910	2415	246	443	45

Đánh giá: Bằng phương pháp kiểm tra như trên, ta nhận thấy các kết quả thử nghiệm thỏa mãn các thông số chỉ tiêu kỹ thuật cơ bản của cụm BHQT (bảng 1).

4. KẾT LUẬN

Kết quả tính toán và thực nghiệm trên cho thấy ta đã bước đầu làm chủ thiết kế và chế tạo BHQT theo mẫu bảo hiểm tên lửa Fargot.

Mở rộng phương pháp tính toán và thực nghiệm trong bài báo này có thể áp dụng để tính toán thiết kế bằng cách lựa chọn các thông số của cơ cấu (lực lò xo, khoảng cách dịch chuyển lò xo khi đóng mở bảo hiểm, khối lượng cụm quán tính) phù hợp cho các loại đạn khác nhau.❖

Ngày nhận bài: **25/5/2023**
Ngày phản biện: **15/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. "*ПТУРС 9М113 – Техническое описание и инструкция по эксплуатации*". Министерства обороны СССР Москва (1978).
[2]. Vũ Văn Lâm. "*Nguyên lý kết cấu tính toán và thiết kế ngòi đạn*". Học viện Kỹ thuật Quân sự (2008).
[3]. Đỗ Sanh, Nguyễn Văn Đình, Nguyễn Văn Khang. "*Cơ học lý thuyết*". NXB. Giáo dục (2005).

MÔ PHỎNG VẾT NỨT VÀ SỰ LAN TRUYỀN VẾT NỨT TRÊN DẦM ĐỐI VỚI DẦM KIM LOẠI CHỮ I TRÊN KẾT CẤU MÁY BAY

SIMULATING OF CRACK PROPAGATION FOR I-BEAM METAL ON AIRCRAFT STRUCTURES

Lê Thị Tuyết Nhung
Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Các dạng kết cấu khung dầm chữ I đang được sử dụng ngày càng nhiều và trở nên quan trọng trong các ứng dụng trong cuộc sống như cầu đường, các công trình xây dựng, các hệ thống khung gầm của ô tô, các thanh gia cường trên vỏ máy bay. Những kết cấu này có khả năng chịu uốn quanh trục tốt và các lực kéo nén phù hợp. Dầm chữ I được sử dụng trong cấu trúc thanh dọc của kết cấu cánh máy bay, dầm này chịu tải trọng là mô-men uốn và lực dọc trục. Nghiên cứu mô phỏng vết nứt của dầm chữ I làm bằng thép C.0562 khi chịu tác động của các điều kiện tải khác nhau, sử dụng luật mỏi Paris để xác định tốc độ tăng trưởng vết nứt trung bình theo từng chu kỳ tải bằng cách sử dụng phương pháp XFEM (eXtended Finite Element Method) để mô tả theo dõi hành vi lan truyền vết nứt. Từ kết quả mô phỏng đó có thể có các khuyến nghị tối ưu kết cấu cho nhà sản xuất.

Từ khóa: *Dầm chữ I; Hệ số tập trung cường độ ứng suất; Tuổi thọ; Luật Paris.*

ABSTRACT

Types of I-beam frame structures are being used more and more and have become important in daily life applications such as bridges and roads, construction projects, car chassis systems, reinforcing bars, etc. on the fuselage. These structures have good axial bending resistance and suitable compressive forces. An I-beam is used in the longitudinal bar structure of the aircraft wing structure; this beam is loaded with bending moment and axial force. Study on the simulation of cracking of an I-beam made of C.0562 steel when subjected to axial force at different loading conditions. Use the Paris fatigue law to determine the average crack growth rate for each load cycle using the XFEM (extended finite element method) method to characterize the crack propagation behavior. From the simulation results, it is possible to make structural optimization recommendations for the manufacturer.

Keywords: *I-beam; Mode I stress intensity factor; Working life; Paris law.*

1. TỔNG QUAN

Nhiều nhà nghiên cứu đã đề cập đến việc xác định hệ số cường độ ứng suất của các phần tử kết cấu có vết nứt. Hệ số cường độ ứng suất đối với dầm có tiết diện chữ nhật, chứa vết nứt, được xác định bởi Kienzler và Hermann [1], sử dụng định luật bảo toàn năng lượng và lý thuyết dầm cơ bản. Phương pháp của họ đã được M.L. Dunn và cộng sự [2] khai thác để xác định hệ số cường độ ứng suất cho các điều kiện tải trọng khác nhau trên dầm chữ I chịu mô men uốn. Hệ số cường độ ứng suất là một hàm của hình dạng mặt cắt ngang và chiều dài vết nứt và được J. M. Djokovića sử dụng để đánh giá tuổi thọ của chi tiết dầm chữ I khi có vết nứt theo luật mỏi Paris [3]. Sử dụng phương pháp tương tự, Grbović và cộng sự [4] đã xác định hệ số cường độ ứng suất cho các dầm chữ I được sử dụng trong các loại máy bay hạng nhẹ, nghiên cứu đường đi của vết nứt và tuổi thọ của chi tiết khi có vết nứt lan truyền trong nó.

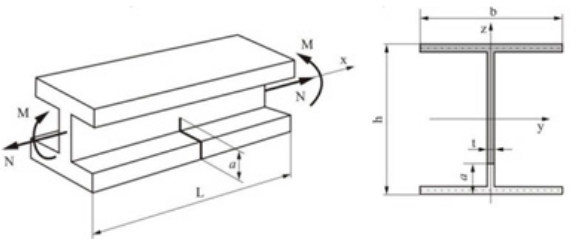
Trong bài báo này, nghiên cứu bằng phương pháp số về các lan truyền vết nứt có thể xảy ra trong dầm cánh chịu tải được trình bày. Dầm chữ I sử dụng trong kết cấu cánh của máy bay hạng nhẹ UTVA 75 trong nghiên cứu của Grbović [4] được sử dụng để mô phỏng kiểm chứng phương pháp sử dụng XFEM tính toán hệ số cường độ tập trung ứng suất. Sau đó, một số phân tích về ảnh hưởng của vị trí vết nứt ban đầu đến hệ số cường độ tập trung ứng suất được đưa ra.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Hệ số cường độ tập trung ứng suất

Xem xét một vết nứt ở mode I có độ dài 2a trong một tấm rộng vô hạn, K_I là hệ số tập trung cường độ ứng suất, vật mẫu ở trạng thái mode I. Cả vùng ứng suất ở đầu vết nứt được xác định khi hệ số tập trung ứng suất được tìm ra. Đối với hình học cơ bản đó, hệ số K_I được tính theo công thức giải tích phụ thuộc và ứng suất danh nghĩa σ và kích thước vết nứt a:

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi a} \qquad \text{(PT1)}$$



Hình 1. Vết nứt trên tấm dầm chữ I Djoković [3]

Đối với dầm chứa vết nứt, chịu mô-men uốn M và lực dọc N, được trình bày trên Hình 1, Djoković và đồng nghiệp [4] sử dụng sự chồng chập của hệ số cường độ tập trung ứng suất do lực N và mô-men M gây ra:

$$K_I = K_I(M) + K_I(N) \qquad \text{(PT1)}$$

2.2. Sự lan truyền vết nứt và tuổi thọ làm việc của vật liệu

Sự phát triển của vết nứt được xác định bằng hệ số tập trung cường độ ứng suất. Sự tăng trưởng của vết nứt không ổn định khi hệ số tập trung cường độ ứng suất K_I có giá trị lớn hơn độ bền phá hủy K_{IC} của vật liệu được xác định bằng thực nghiệm. Phương trình tăng trưởng vết nứt cho mối quan hệ giữa độ tăng độ dài vết nứt Δa và chu kỳ tải ΔN của luật mỏi Paris được biểu diễn:

$$\frac{da}{dN} = C.(\Delta K)^m \qquad \text{(PT2)}$$

Trong đó, C và m là các thông số vật liệu, da là chiều dài vết nứt thay đổi trong khoảng từ giá trị ban đầu tới giá trị tới hạn, N là ☞

số chu kỳ tải, $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ là sự chênh lệch giữa giá trị cường độ ứng suất tại tải tối đa và tối thiểu. Từ đó, tuổi thọ làm việc còn lại của dầm chữ I được biểu diễn:

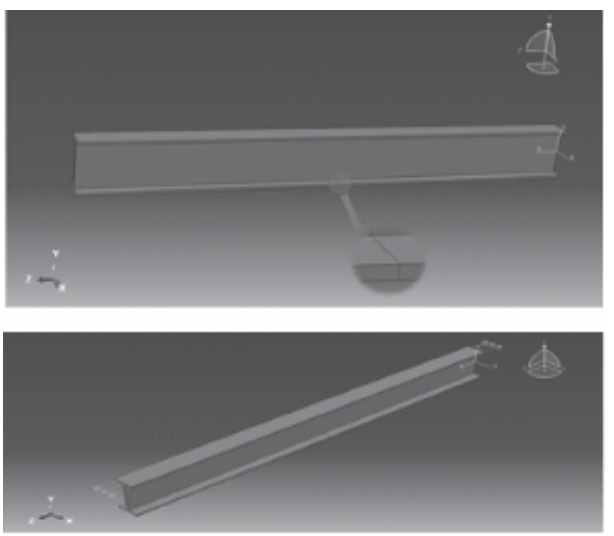
$$N = \int_{a_i}^{a_{cr}} \frac{da}{C.(\Delta K)^m} \quad \text{(PT3)}$$

Trong đó, a_i là chiều dài vết nứt ban đầu, a_{cr} là chiều dài vết nứt tới hạn.

3. MÔ PHỎNG SỰ LAN TRUYỀN VẾT NỨT ĐỐI VỚI DẦM CHỮ I

3.1. Thông số của mô hình XFEM

Để xác định chính xác và hiệu quả hệ số tập trung cường độ ứng suất trên dầm chữ I, mô hình được sử dụng mô phỏng số bằng cách sử dụng phần mềm Abaqus/XFEM. Mô hình bao gồm dầm chữ I làm từ vật liệu thép C.0562, có chiều dài L = 2m, chiều cao H = 0.2m, chiều rộng W = 0.1m và độ dày là 0.01m và kích thước vết nứt đặc biệt tại từng trường hợp a = 0.1H, a = 0.2H, a = 0.3H, a = 0.4H, a = 0.5H, a = 0.6H.



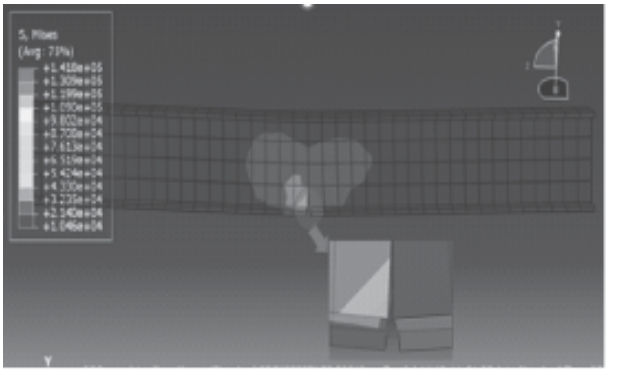
Hình 2. a) Mô hình dầm chữ I chứa vết nứt, b) Tải tác dụng lên dầm

Vật liệu sử dụng cho mô phỏng thép C0562 mô phỏng theo tiêu chuẩn phá hủy của kết cấu là sử dụng các thông vật liệu tuyến tính. Các thông số cơ học của vật liệu sử dụng là khối lượng riêng 7850 kg/m^3, mô-đun đàn hồi 210 GPa, hệ số Poisson 0.3. Về mặt chia lưới phần tử hữu hạn, chia lưới theo dạng đồng nhất bảo gồm các phần tử 4 nút (S4R). Tiết diện của mỗi ô vuông của tấm vỏ bằng 5 và dầm có 560 phần tử. Điều kiện biên của bài toán là tải đặt tại hai mặt đối diện của dầm chữ I, với tải xét đặt vào là 20kN (Hình 1b).

3.2. Kiểm chứng độ chính xác của mô hình ở mức tải 20kN

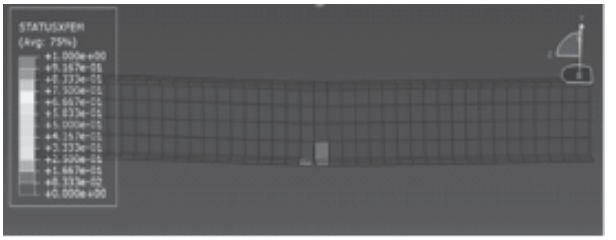
Kết quả trên hình 2 và 3 cho thấy trạng thái ứng suất Von Mises cũng như trạng thái phần tử vết nứt XFEM, những phần tử vượt qua tiêu chuẩn nứt cho phép, XFEM sẽ tự loại ra khỏi kết cấu, từ đó cho phép hiển thị sự lan truyền nứt.

Tại trường hợp vết nứt a = 0.1H, ta thu được giá trị $K_I = 0.37.10^7$ N/m$^{3/2}$ = 37 MPa.m$^{1/2}$. Kết quả kiểm chứng với giá trị tập trung ứng suất của Djoković [3] trong trường hợp tương tự cho sai số 3% (K_I = 0.36 N/m$^{3/2}$) chứng minh độ tin cậy của việc thiết lập mô hình tính toán XFEM của nghiên cứu.



Hình 3. Kết quả ứng suất trên dầm chữ I tại vết nứt a = 0,1H

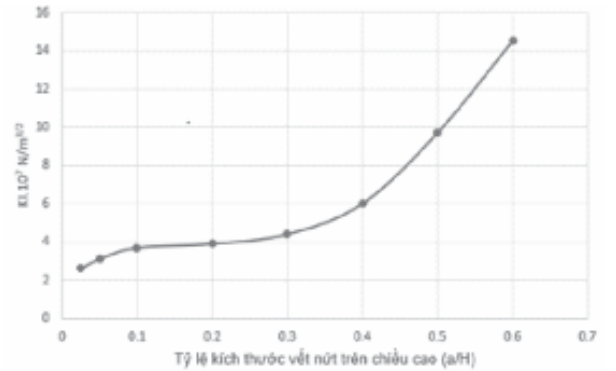
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 4. Kết quả trạng thái các phần tử XFEM

3.3. Khảo sát ảnh hưởng của tỉ lệ vết nứt trên chiều cao của dầm

Với các trường hợp độ dài vết nứt thay đổi từ a = 0.025H, a = 0.05H, a = 0.2H, a = 0.3H, a = 0.4H, a = 0.5H, đến giá trị cuối cùng a = 0.6H mô phỏng tương tự trường hợp a = 0.1H, ta có bảng giá trị K_I sau:



Hình 5. Đồ thị phụ thuộc của K_I theo tỷ lệ kích thước vết nứt so với chiều cao dầm

Kết quả trên hình 4 cho thấy sự tăng trưởng của vết nứt phụ thuộc theo hệ số tập trung cường độ ứng suất. Giá trị hệ số tập trung cường độ ứng suất tăng nhanh khi đạt kích thước vết nứt đủ lớn, tại đồ thị là vị trí vết nứt a = 0.3H, K_I = 4.4x107N/$m^{3/2}$. Trong khoảng từ a = 0 đến a = 0.3H, giá trị hệ số tập trung cường độ ứng suất tăng chậm, đặc biệt là khoảng từ a = 0.1H đến a = 0.3H. Sau khi vết nứt phát triển quá 0.3H thì độ bền dư trong chi tiết giảm nhanh dẫn đến độ dốc lớn của đường đồ thị đến kích thước a = 0.6H.

4. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, phương pháp sử dụng phần tử XFEM đã được ứng dụng trong xét tính lan truyền vết nứt. Nghiên cứu chỉ ra phương pháp là đáng tin cậy khi được so sánh với kết quả nghiên cứu của Djokovića [3]. Kết quả mô phỏng hệ số tập trung cường độ ứng suất dạng phá hủy I so với nghiên cứu của Djokovića [3] chênh lệch dưới 3%. Từ đó khai thác phương pháp dùng phần tử XFEM để đánh giá ảnh hưởng của độ dài vết nứt ban đầu cho sự lan truyền vết nứt được đánh giá, đồ thị phụ thuộc của K_I theo tỷ lệ chiều cao vết nứt trên chiều cao dầm được đưa ra để làm cơ sở cho tình toán tuổi thọ mỏi của chi tiết theo các luật mỏi khác nhau. Việc đánh giá chính xác hệ số cường độ tập trung ứng suất đóng vai trò quan trọng trong việc tính toán ra tuổi thọ mỏi của chi tiết. Đây cũng là hướng phát triển tiếp theo khi xét ảnh hưởng của các tiêu chuẩn mỏi khác nhau như Paris hay Wheeler để có thể đưa ra tuổi thọ mỏi.❖

Ngày nhận bài: **22/5/2023**
Ngày phản biện: **19/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. R. Kienzler, G. Hermann, "*An elementary theory of defective beams*", Acta Mech. 62 (1986) 37–46.

[2]. M.L. Dunn, W. Suwito, B. Hunter, "*Stress intensity factor for cracked I-beams*", Eng. Fract. Mech.s, 57(1997), pp. 609–615.

[3]. Jelena M. Djokovića, Ružica R. Nikolićb, Jan Bujnakc, "*Working life of the I-beam with a crack*", Procedia Engineering 111 (2015), pp. 142 – 148.

[4]. Aleksandar Grbovića, Gordana Kastratovićb, Aleksandar Sedmaka, Igor Balaća, Mihajlo D.Popovića, "*Fatirgue crack paths in light aircraft wing spars*", International journal of Fatigue, Volume 123, (2019), pp. 96-104.

KIỂM ĐỊNH GIẢ THUYẾT THỐNG KÊ CÓ THAM SỐ, MỘT MẪU TRONG ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA PHƯƠNG TIỆN ĐƯỜNG SẮT

PARAMETRIC HYPOTHESIS TESTS BASED ON A SINGLE SAMPLE IN RAILWAY VEHICLE RELIABILITY ASSESSMENT

ThS. **Nguyễn Đức Toàn**, GS,TS. **Đỗ Đức Tuấn**
Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Trong quá trình đánh giá độ tin cậy, các đặc trưng của mẫu, ngoài việc sử dụng để ước lượng các đặc trưng của tổng thể, còn được dùng để đánh giá xem một giả thuyết nào đó của tổng thể là đúng hay sai. Bài toán kiểm định giả thuyết thống kê là một bài toán lớn và quan trọng của thống kê toán học, được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực. Tuy nhiên, việc ứng dụng các phương pháp này trong đánh giá độ tin cậy của các đối tượng cơ khí nói chung và phương tiện đường sắt nói riêng cho từng trường hợp cụ thể, còn ít được đề cập.

Trên cơ sở lý thuyết phương pháp kiểm định giả thuyết thống kê có tham số, một mẫu đã tiến hành xây dựng các chương trình tính toán tương ứng và ứng dụng các phương pháp đó cho một số bài toán cụ thể trong quá trình đánh giá độ tin cậy của phương tiện đường sắt.

Từ khóa: *Kiểm định giả thuyết; Một mẫu; Đánh giá độ tin cậy; Phương tiện đường sắt; Chương trình tính toán.*

ABSTRACT

In reliability assessment, sample characteristics are used not only to estimate population characteristics but also to evaluate whether a certain hypothesis of the population is true or false. Statistical hypothesis tests are major problems of mathematical statistics, widely applied in many fields. Nevertheless, the application of these methods to assess mechanical object reliability in general and railway vehicles in particular for specific cases has been less studied.

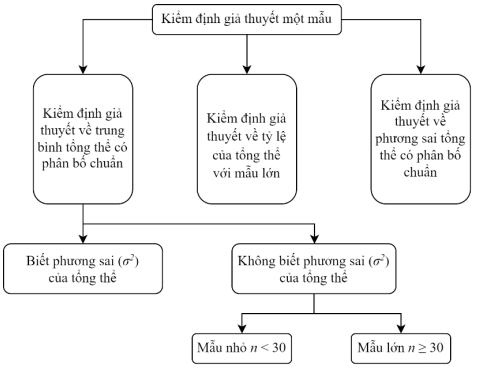
Based on the theory of parametric statistical hypothesis testing methods with a single sample, the corresponding calculation programs have been built and the methods have been applied to solve several specific problems in the railway vehicle reliability assessment.

Keywords: *Hypothesis testing; Single sample; Reliability assessment; Railway vehicle; Calculation program.*

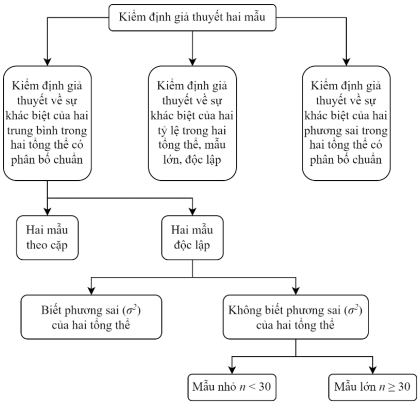
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Từ nhiều nguồn tài liệu khác nhau [1-8], ta thấy rằng có hai loại giả thuyết thống kê, đó là giả thuyết thống kê có tham số và giả thuyết thống kê phi tham số. Kiểm định giả thuyết thống kê tham số được phân ra: kiểm định giả thuyết một mẫu và kiểm định giả thuyết hai mẫu. Mặt khác, trong mỗi phép kiểm định lại phân ra: kiểm định một phía (phía trái hoặc phía phải) và kiểm định hai phía. Sơ đồ tổng quát về kiểm định giả thuyết thống kê tham số được thể hiện trên các hình 1 và 2.

Trong bài báo này chỉ giới thiệu một số phương pháp kiểm định giả thuyết thống kê có tham số, một mẫu.



Hình 1. Sơ đồ tổng quát về kiểm định giả thuyết một mẫu



Hình 2. Sơ đồ tổng quát về kiểm định giả thuyết hai mẫu

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ KIỂM ĐỊNH GIẢ THUYẾT THỐNG KÊ CÓ THAM SỐ, MỘT MẪU

2.1. Kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn

2.1.1. Khi biết phương sai σ^2 của tổng thể

Khi một mẫu ngẫu nhiên gồm n phần tử từ một tổng thể có phân bố chuẩn với trung bình μ và độ lệch chuẩn là σ, còn trung bình của mẫu là $\overline{x}$, thì khi kiểm định ở mức ý nghĩa α, có các trường hợp kiểm định như sau.

Quy trình tổng quát của kiểm định:

1) Nhận định tình hình của tham số tổng thể muốn làm kiểm định.

2) Đặt giả thuyết "không" H_0 và giả thuyết đối (đối thuyết) H_1 về tham số tổng thể, tùy theo nhận định ở bước 1 mà đặt giả thuyết một phía hoặc giả thuyết hai phía:

- Phía phải: $\begin{cases} H_0 : \mu \leq \mu_0 \\ H_1 : \mu > \mu_0 \end{cases}$;

- Phía trái: $\begin{cases} H_0 : \mu \geq \mu_0 \\ H_1 : \mu < \mu_0 \end{cases}$;

- Hai phía: $\begin{cases} H_0 : \mu = \mu_0 \\ H_1 : \mu \neq \mu_0 \end{cases}$.

3) Xác định mức ý nghĩa (hay sai lầm loại 1) của bài toán kiểm định là α.

4) Tính toán giá trị kiểm định theo công thức:

$$Z_{tt} = \frac{\overline{x} - \mu_0}{\sigma / \sqrt{n}}, \quad (1)$$

5) Xem xét bác bỏ giả thuyết H_0

- Kiểm định phía phải: $Z_{tt} > Z_\alpha$;
- Kiểm định phía trái: $Z_{tt} < -Z_\alpha$;
- Kiểm định hai phía: $Z_{tt} > Z_{\alpha/2}$ hoặc $Z_{tt} < -Z_{\alpha/2}$.

Trong đó:

μ – Trung bình của tổng thể;

μ_0 – Trung bình của tổng thể tương ứng với một giá trị cụ thể nào đó cần kiểm định với giả thuyết H_0;

$\bar{x}$ – Trung bình của mẫu;

σ – Độ lệch chuẩn của tổng thể;

n – Số lượng mẫu (kích thước mẫu);

Z_{tt} – Giá trị hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa tính toán;

Z_α – Giá trị hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa ở mức ý nghĩa (xác suất nhầm loại 1) là α;

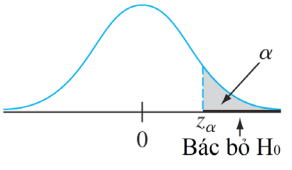
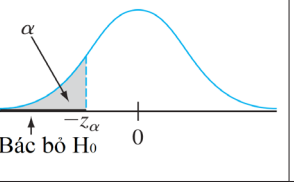
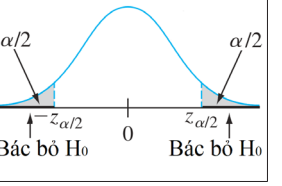
$Z_{\alpha/2}$ – Giá trị hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa ở mức ý nghĩa (xác suất nhầm loại 1) là $\alpha/2$.

Các giá trị Z_α và $Z_{\alpha/2}$ được xác định thông qua tra bảng phân bố chuẩn chuẩn hóa lần lượt theo các giá trị của α và $\alpha/2$.

6) Kết luận về bài toán kiểm định

Các trường hợp kiểm định được thể hiện trong bảng 1 [1-8].

Bảng 1. Các trường hợp kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi biết phương sai của tổng thể

TT	Nội dung	Dạng kiểm định		
		1	2	3
		Phía phải	Phía trái	Hai phía
1	Đặt giả thuyết	$\begin{cases} H_0 : \mu \le \mu_0 \\ H_1 : \mu > \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu \ge \mu_0 \\ H_1 : \mu < \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu = \mu_0 \\ H_1 : \mu \ne \mu_0 \end{cases}$
2	Kiểm định	$Z_{tt} = \dfrac{\bar{x} - \mu_0}{\sigma / \sqrt{n}}$	$Z_{tt} = \dfrac{\bar{x} - \mu_0}{\sigma / \sqrt{n}}$	$Z_{tt} = \dfrac{\bar{x} - \mu_0}{\sigma / \sqrt{n}}$
3	Quyết định bác bỏ H_0 khi	$Z_{tt} > Z_\alpha$	$Z_{tt} < -Z_\alpha$	$Z_{tt} > Z_{\alpha/2}$ hoặc $Z_{tt} < -Z_{\alpha/2}$
4	Miền bác bỏ H_0	$W_\alpha = (Z_\alpha; +\infty)$	$W_\alpha = (-\infty; -Z_\alpha)$	$W_\alpha = (-\infty; -Z_{\alpha/2}) \cup (Z_{\alpha/2}; +\infty)$
5	Biểu đồ minh họa			

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

2.1.2. Khi không biết phương sai σ^2 của tổng thể

Khi một mẫu ngẫu nhiên gồm n phần tử từ một tổng thể có phân bố chuẩn với trung bình μ, nếu trung bình và độ lệch chuẩn của mẫu lần lượt là $\overline{x}$ và s, và kiểm định ở mức ý nghĩa α thì có các trường hợp kiểm định như sau.

a. Khi cỡ mẫu lớn n ≥ 30

Vẫn sử dụng công thức Z_{tt} (1) nhưng thay độ lệch chuẩn tổng thể σ bằng độ lệch chuẩn của mẫu s [1-8] (bảng 2).

Bảng 2. Các trường hợp kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi không biết phương sai của tổng thể, cỡ mẫu lớn

TT	Nội dung	Dạng kiểm định		
		1	2	3
		Phía phải	Phía trái	Hai phía
1	Đặt giả thuyết	$\begin{cases} H_0 : \mu \le \mu_0 \\ H_1 : \mu > \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu \ge \mu_0 \\ H_1 : \mu < \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu = \mu_0 \\ H_1 : \mu \ne \mu_0 \end{cases}$
2	Kiểm định	$Z_{tt} = \dfrac{\overline{x} - \mu_0}{s/\sqrt{n}}$		
3	Quyết định bác bỏ H_0 khi	$Z_{tt} > Z_{\alpha/2}$	$Z_{tt} < -Z_{\alpha/2}$	$Z_{tt} > Z_{\alpha/2}$ hoặc $Z_{tt} < -Z_{\alpha/2}$

b. Khi cỡ mẫu nhỏ n < 30

Sử dụng biến ngẫu nhiên t với (n – 1) bậc tự do thay cho biến ngẫu nhiên Z, đồng thời, thay độ lệch chuẩn tổng thể σ bằng độ lệch chuẩn mẫu s. Các giá trị $t_{n-1,\alpha}$ và $t_{n-1,\alpha/2}$ được xác định thông qua tra bảng phân bố Student theo bậc tự do n – 1 và lần lượt các giá trị của α và α/2 [1-8] (bảng 3). ☞

Bảng 3. Các trường hợp kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi không biết phương sai của tổng thể, cỡ mẫu nhỏ

TT	Nội dung	Dạng kiểm định		
		1	2	3
		Phía phải	Phía trái	Hai phía
1	Đặt giả thuyết	$\begin{cases} H_0 : \mu \le \mu_0 \\ H_1 : \mu > \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu \ge \mu_0 \\ H_1 : \mu < \mu_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0 : \mu = \mu_0 \\ H_1 : \mu \ne \mu_0 \end{cases}$
2	Kiểm định	$t_{tt} = \dfrac{\overline{x} - \mu_0}{s/\sqrt{n}}$		
3	Quyết định bác bỏ H_0 khi	$t_{tt} > t_{n-1,\alpha}$	$t_{tt} < -t_{n-1,\alpha}$	$t_{tt} > t_{n-1,\alpha/2}$ hoặc $t_{tt} < -t_{n-1,\alpha/2}$

2.2. Kiểm định giả thuyết về tỷ lệ của tổng thể với mẫu lớn

Trong thực tế, có những lúc cần kiểm định giả thuyết về tỷ lệ p nào đó của các phần tử trong một tổng thể. Một mẫu ngẫu nhiên có thể được chọn từ tổng thể. Giả sử khi cỡ mẫu đủ lớn (cả np và $n(1-p) \ge 5$), phân bố của tỷ lệ mẫu xấp xỉ phân bố chuẩn, khi đó để thực hiện kiểm định nhằm đánh giá mức độ khác biệt giữa tỷ lệ mẫu $\overline{p}$ và tỷ lệ tổng thể được giả thuyết là p_0, tiến hành tính toán giá trị kiểm định theo công thức:

$$Z_{tt} = \frac{\overline{p} - p_0}{\sqrt{\dfrac{p(1-p)}{n}}} \qquad (2a)$$

Trong đó:

p – Tỷ lệ của tổng thể;

$\overline{p}$ – Tỷ lệ của mẫu;

p_0 – Giá trị cụ thể nào đó của tỷ lệ p cần kiểm định.

Vì là giả định $p = p_0$ nên dùng p_0 thay thế vào mẫu số của công thức như một cách tính xấp xỉ:

$$Z_{tt} = \frac{\overline{p} - p_0}{\sqrt{p_0(1-p_0)/n}}, \qquad (2b)$$

Quyết định bác bỏ hay không bác bỏ H_0 theo quy tắc:

+ Với kiểm định phía phải: Bác bỏ H_0 khi $Z_{tt} > Z_\alpha$;

+ Với kiểm định phía trái: Bác bỏ H_0 khi $Z_{tt} < -Z_\alpha$;

+ Với kiểm định hai phía: Bác bỏ H_0 khi $Z > Z_{\alpha/2}$ hoặc $Z < -Z_{\alpha/2}$.

Các dạng kiểm định giả thuyết về tỷ lệ của tổng thể với mẫu lớn được cho trong bảng 4 [1-8].

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 4. Các trường hợp kiểm định giả thuyết về tỷ lệ của tổng thể với mẫu lớn

TT	Nội dung	Dạng kiểm định		
		1	2	3
		Phía phải	Phía trái	Hai phía
1	Giả thiết	$\begin{cases} H_0: p \le p_0 \\ H_1: p > p_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0: p \ge p_0 \\ H_1: p < p_0 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0: p = p_0 \\ H_1: p \ne p_0 \end{cases}$
2	Kiểm định	$Z_{tt} = \dfrac{\bar{p} - p_0}{\sqrt{p_0(1-p_0)/n}}$		
3	Quyết định bác bỏ H_0 khi	$Z_{tt} > Z_\alpha$	$Z_{tt} < -Z_\alpha$	$Z_{tt} > Z_{\alpha/2}$ hoặc $Z_{tt} < -Z_{\alpha/2}$

2.3. Kiểm định giả thuyết về phương sai của tổng thể có phân bố chuẩn

Khi một mẫu ngẫu nhiên với n phần tử được quan sát từ một tổng thể có phân bố chuẩn với phương sai σ^2, nếu phương sai mẫu là s^2, σ_0 là một giá trị cụ thể nào đó của phương sai cần kiểm định ở mức ý nghĩa α. Các giá trị $\chi^2_{n-1,\alpha}$, $\chi^2_{n-1,1-\alpha}$, $\chi^2_{n-1,\alpha/2}$ và $_{-1,1-\ /2}$ được xác định thông qua tra bảng phân bố khi bình phương (χ^2) theo bậc tự do n – 1 và lần lượt các giá trị α, 1 – α, α/2 và 1 – α/2. Các trường hợp kiểm định được thể hiện trong bảng 5 [1-8].

Bảng 5. Các trường hợp kiểm định giả thuyết về phương sai của tổng thể có phân bố chuẩn

TT	Nội dung	Dạng kiểm định		
		1	2	3
		Phía phải	Phía trái	Hai phía
1	Giả thuyết	$\begin{cases} H_0: \sigma^2 \le \sigma_0^2 \\ H_1: \sigma^2 > \sigma_0^2 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0: \sigma^2 \ge \sigma_0^2 \\ H_1: \sigma^2 < \sigma_0^2 \end{cases}$	$\begin{cases} H_0: \sigma^2 = \sigma_0^2 \\ H_1: \sigma^2 \ne \sigma_0^2 \end{cases}$
2	Kiểm định	$\chi^2_{tt} = \dfrac{(n-1)s^2}{\sigma_0^2}$		
3	Quyết định bác bỏ H_0 khi	$\chi^2_{tt} > \chi^2_{n-1,\alpha}$	$\chi^2_{tt} < \chi^2_{n-1,1-\alpha}$	$\chi^2_{tt} > \chi^2_{n-1,\alpha/2}$ hoặc $\chi^2_{tt} < \chi^2_{n-1,1-\alpha/2}$

3. KIỂM ĐỊNH GIẢ THUYẾT THỐNG KÊ TRONG ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA PHƯƠNG TIỆN ĐƯỜNG SẮT

3.1. Xây dựng các chương trình tính toán

Trên cơ sở lý thuyết trình bày trong mục 2, bằng ngôn ngữ lập trình Java, đã xây dựng được 05 chương trình tính toán tương ứng sau đây.

1) Chương trình kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi biết phương sai σ^2 của tổng thể.

2) Chương trình kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi không biết phương sai σ^2 của tổng thể, mẫu lớn $n \geq 30$.

3) Chương trình kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi không biết phương sai σ^2 của tổng thể, mẫu nhỏ $n < 30$.

4) Chương trình kiểm định giả thuyết về tỷ lệ của tổng thể với mẫu lớn.

5) Chương trình kiểm định giả thuyết về phương sai của tổng thể có phân bố chuẩn.

3.2. Ứng dụng một số bài toán kiểm định giả thuyết thống kê có tham số, một mẫu

Bằng các chương trình đã xây dựng, tiến hành kiểm định giả thuyết thống kê với 05 loại bài toán kiểm định tương ứng, được ký hiệu một cách quy ước là 1M1, 1M2, 1M3, 1M4 và 1M5. Vì khuôn khổ bài báo có hạn, dưới đây chỉ đơn cử hai loại bài toán là 1M1 và 1M5.

3.2.1. Bài toán kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi biết phương sai σ^2 của tổng thể

*** Bài toán 1M1**

Một dây chuyền sản xuất lò xo tròn tại một nhà máy chế tạo toa xe, nếu sản xuất ổn định thì khối lượng của các lò xo này có phân bố chuẩn với $\mu_0 = 5$ kg và độ lệch chuẩn $\sigma = 0,1$ kg. Một cán bộ kiểm tra chất lượng sản phẩm (KCS) cho rằng, có sự gia tăng về khối lượng trung bình μ của các lò xo được sản xuất ra, với độ lệch chuẩn σ không thay đổi. Để làm sáng tỏ điều này, người ta chọn ngẫu nhiên một mẫu gồm 16 lò xo để kiểm tra và đã xác định được khối lượng trung bình là $\overline{x} = 5,038$ kg. Hãy kiểm định giả thuyết H_0 cho rằng giá trị trung bình của toàn bộ các lò xo được sản xuất ra của nhà máy có khối lượng tối đa là 5 kg ở mức ý nghĩa $\alpha = 0,05$ và $\alpha = 0,1$.

Lưu đồ thuật toán của chương trình thể hiện trên hình 3.

Hình 3. Lưu đồ thuật toán kiểm định giả thuyết về trung bình tổng thể có phân bố chuẩn khi biết phương sai của tổng thể

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Quá trình kiểm định:

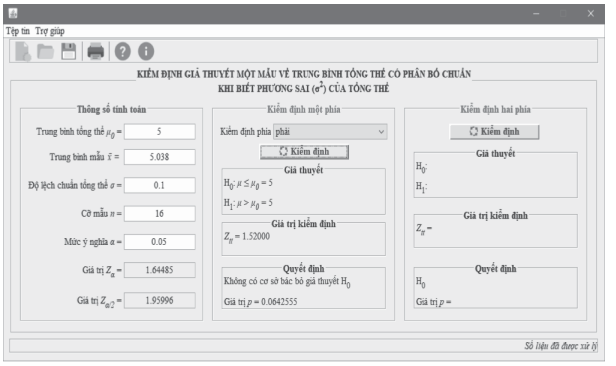
1) Đặt giả thuyết: $\begin{cases} H_0 : \mu \le \mu_0 = 5 \\ H_1 : \mu > \mu_0 = 5 \end{cases}$, đây là kiểm định phía phải.

2) Kiểm định giả thuyết:

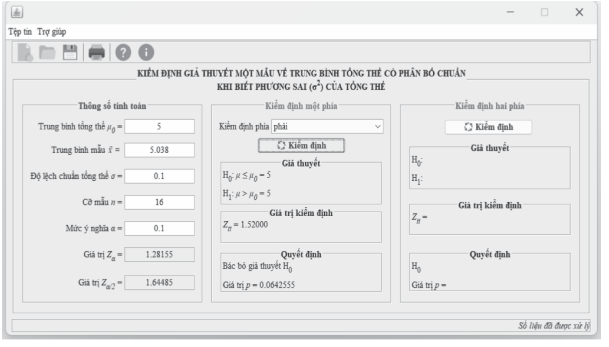
a. Nhập số liệu vào chương trình.

b. Tính toán kiểm nghiệm.

Kết quả tính toán với mức ý nghĩa α = 0,05 thể hiện trên giao diện hình 4a; với mức ý nghĩa α = 0,1 trên hình 4b.



Hình 4a. Giao diện hiển thị kết quả kiểm định bài toán 1M1



Hình 4b. Giao diện hiển thị kết quả kiểm định bài toán 1M1

3) Kết luận:

- Trường hợp 1:

Khi α = 5% thì $Z_{tt} = 1,52 < Z_\alpha = 1,645$, do đó không có cơ sở bác bỏ giả thuyết H_0, hay nói khác, với mức ý nghĩa α = 0,05, khối lượng trung bình thực tế của các lò xo trong tổng thể tối đa là 5 kg.

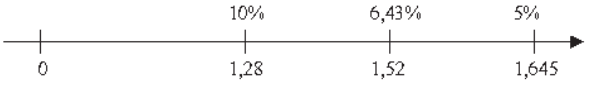
- Trường hợp 2:

Khi α = 10% thì $Z_{tt} = 1,52 > Z_\alpha = 1,282$, do đó bác bỏ giả thuyết H_0, hay nói khác, với mức ý nghĩa α = 0,1, khối lượng trung bình thực tế của các lò xo trong tổng thể là lớn hơn 5 kg.

Đến đây xuất hiện một vấn đề, là ở mức ý nghĩa nào giữa 5% và 10% thì giả thuyết H_0 bị bác bỏ. Giá trị tại mức đó được gọi là giá trị p (p value: probability value). Giá trị p là mức ý nghĩa α nhỏ nhất mà ở đó giả thuyết H_θ bị bác bỏ.

Như tính toán ở trên $Z_{tt} = 1,52$, như vậy giả thuyết H_0 bị bác bỏ ở bất cứ giá trị nào của α mà ở đó Z_α nhỏ hơn 1,52. Cụ thể, cần tìm giá trị p trong trường hợp $Z_{tt} = Z_\alpha = 1,52$. Với $Z_\alpha = 1,52$, ta được α = 0,0643 hay α = 6,43%.

Điều này cho phép suy luận rằng giả thuyết H_0 có thể bị bác bỏ ở bất kỳ giá trị α nào lớn hơn 6,43%, bởi vì khi α > 6,43% thì $Z_\alpha = 1,52$ nằm trong vùng bác bỏ giả thuyết (hình 4c).



Hình 4c. Sơ đồ miền bác bỏ giả thuyết H_0

3.2.2. Bài toán kiểm định giả thuyết về phương sai của tổng thể có phân bố chuẩn

*** Bài toán 1M5**

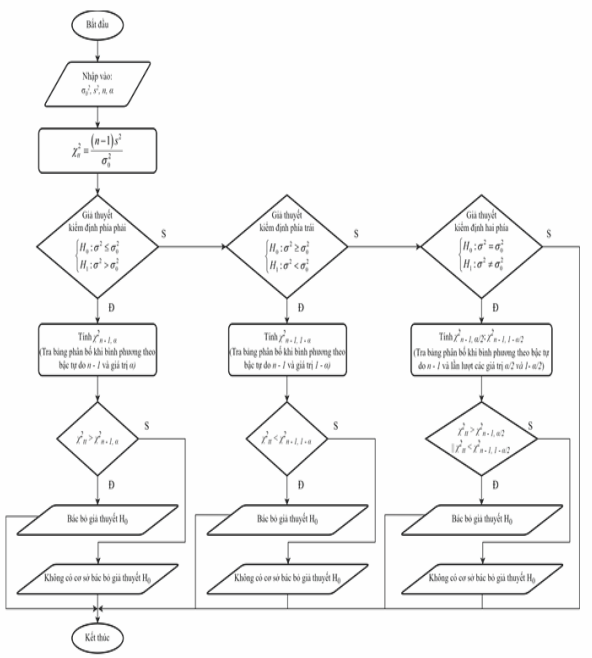
Tại một Xí nghiệp đầu máy, phương sai của hàm lượng tạp chất cơ học trong dầu bôi ☞

trơn động cơ của một loại đầu máy diesel được quy định theo tiêu chuẩn là không vượt quá 0,4% ($\sigma^2 \le 0,4\%$). Người ta tiến hành lấy ngẫu nhiên 20 mẫu dầu và đem phân tích hàm lượng tạp chất. Sau khi xử lý số liệu thí nghiệm, người ta xác định được phương sai về hàm lượng tạp chất của các mẫu dầu là 0,562%. Hãy kiểm định giả thuyết H_0 ở mức ý nghĩa $\alpha = 0,1$ rằng phương sai hàm lượng tạp chất trong dầu bôi trơn của tổng thể không vượt quá 4%.

1) Đặt giả thuyết:

$$\begin{cases} H_0 : \sigma^2 \le 0,4 \\ H_1 : \sigma^2 > 0,4 \end{cases}$$, đây là kiểm định bên phải.

Lưu đồ thuật toán của chương trình thể hiện trên hình 5.



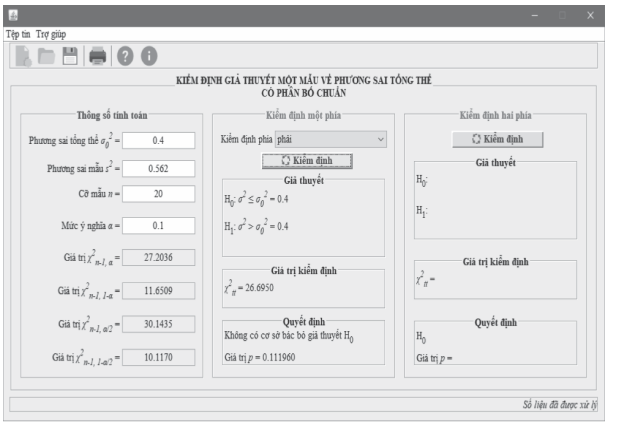
Hình 5. Lưu đồ thuật toán kiểm định giả thuyết về phương sai của tổng thể có phân bố chuẩn

2) Kiểm định giả thuyết:

a. Nhập số liệu vào chương trình.

b. Tính toán kiểm nghiệm.

Kết quả tính toán thể hiện trên giao diện hình 6.



Hình 6. Giao diện hiển thị kết quả kiểm định giả thuyết bài toán 1M5

3) Kết luận:

Ở mức ý nghĩa $\alpha = 0,1$, số liệu không đủ bằng chứng để bác bỏ giả thuyết H_0 cho rằng phương sai của hàm lượng tạp chất trong dầu bôi trơn động cơ diesel tối đa là 0,4%.

4. KẾT LUẬN

Trên cơ sở lý thuyết của phương pháp kiểm nghiệm giả thuyết thống kê có tham số một mẫu, đã xây dựng được 05 chương trình tính toán và ứng dụng các chương trình đó cho việc đánh giá độ tin cậy của phương tiện đường sắt thông qua các bài toán cụ thể. Các chương trình đã xây dựng có giao diện thuần Việt, thân thiện, dễ sử dụng, cho phép tính toán với các thông số đầu vào đa dạng, cho kết quả một cách nhanh chóng và tin cậy.

Các nội dung về kiểm định có tham số, hai mẫu sẽ được trình bày trong các nghiên cứu tiếp theo.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Giao thông Vận tải trong đề tài mã số T2023-CK-005.❖

Ngày nhận bài: **26/5/2023**
Ngày phản biện: **10/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Tống Đình Quỳ (2007); *Giáo trình xác suất thống kê,* NXB. Bách Khoa – Hà Nội.
[2]. Nguyễn Thống (1998); *Phương pháp định lượng trong quản lý,* NXB. Thống kê.
[3]. Nguyễn Thống (2001); *Thống kê ứng dụng trong quản lý kỹ thuật,* Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
[4]. Nguyễn Cao Văn, Trần Thái Ninh (2004); *Giáo trình lý thuyết xác suất và thống kê toán.* NXB. Thống kê, Hà Nội.
[5]. Soong T. T, (2004); *Fundamentals of Probability and Statistics for Engineers.* Wiley, The United States.
[6]. Moore D. S., McCabe G. P, Craig B. A. (2016); *Introduction to the Practice of Statistics.* W. H. Freeman, The United States.
[7]. Rice J. A. (2006); *Mathematical Statistics and Data Analysis.* Cengage Learning, The United States.
[8]. Papoulis A. (1989); *Probability and Statistics*. Pearson, The United Kingdom.

TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH HỆ THỐNG PHUN SƯƠNG DẬP BỤI CHO LÒ CHỢ KHAI THÁC THAN

CALCULATING, DESIGNING AND BUILDING A MODEL OF A DUST SUPPRESSION SYSTEM FOR A COAL MINING MARKET FURNACE

Nguyễn Văn Quang*, Nguyễn Thanh Tùng
Trường Đại học Mỏ – Địa chất

TÓM TẮT

Bài báo trình bày phương pháp tính toán thiết kế hệ thống phun sương dập bụi. Trên cơ sở toán học, nghiên cứu đã chỉ ra sơ đồ hệ thống phun sương dập bụi, từ đó xác định các thông số cơ bản của hệ thống như lưu lượng, cột áp. Kết quả bài báo đã xây dựng được mô hình hệ thống phun sương dập bụi sử dụng bơm cao áp. Quá trình thực nghiệm tại thực địa cho thấy nồng độ bụi giảm mạnh ở khu vực khai thác than.

Từ khóa: *Phun sương dập bụi; Bơm cao áp; Béc phun.*

ABSTRACT

This paper presents a method of calculating and designing a dust spray mist to suppress dust system. On the basis of mathematics, the study has shown a diagram of the dust suppression system, thereby determining the basic parameters of the system such as flow, pressure head. The results of the article have built a model of a dust suppression system using a high-pressure pump. Experimental process in the field showed that the dust concentration decreased sharply in the coal mining market furnace.

Keywords: *Mist spray dust; High-pressure pump; Nozzle.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

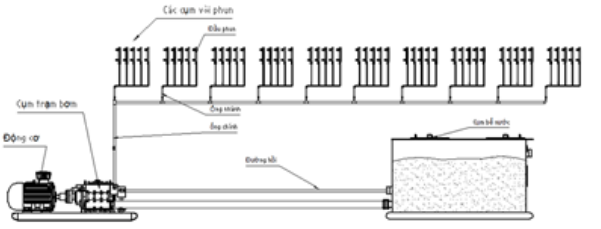
Bụi than trong khai thác hầm lò là nguyên nhân sinh ra các bệnh nghề nghiệp như: Bụi phổi, hen phế quản,… ảnh hưởng đến sức khỏe người lao động và chất lượng cuộc sống cộng đồng [1]. Nhiều hệ thống dập bụi đã được nghiên cứu và ứng trong khai thác than để giảm tác hại của bụi. Tác giả Lê Văn Thao [2, 3] đã tiến hành nghiên cứu, thiết kế hệ thống chống bụi bằng hộp trộn gió và nước tạo ra chùm nước nhỏ. Phương pháp này mới chỉ được áp dụng ở ngoài mặt bằng là chủ yếu. Tác giả Colinet JF, Spencer ER, Jankowski RA [4] đã đưa giải pháp thông gió nhằm hòa loãng bụi, giải pháp này có khả quan nhưng phải điều chỉnh tốc độ gió để hòa loãng bụi nhanh chóng. Giải pháp này được tác giả đề xuất sử dụng cho những gương lò chợ với đường lò có tiết diện lớn và cần phải có nguồn cung cấp nước cho máy hút bụi để dập bụi ngay tại máy hút bụi nên rất khó áp dụng ở Việt Nam, vì hầu hết các đường lò

trong các mỏ hầm lò của Việt Nam đều nhỏ, chỉ có một số ít các đường lò được đào trong thời gian xây dựng mỏ thì mới có diện tích lớn. Các phương pháp chống bụi tại các mỏ hầm lò hiện nay còn nhiều hạn chế, chi phí nhân công phát sinh nhiều; các phương pháp chống bụi chủ yếu là phương pháp làm ẩm vỉa than; chống bụi bằng các túi nước treo trước gương lò khi nổ mìn; sử dụng bua nước,... Các phương pháp chủ yếu là sử dụng phun tưới nước với cỡ hạt lớn không phù hợp để áp dụng trong khai thác hầm lò với yêu cầu cỡ hạt nhỏ để thuận lợi cho việc thoát nước và ít ảnh hưởng đến thiết bị trong mỏ. Từ những phân tích trên đây có thể nhận thấy việc chống bụi trong các mỏ than hầm lò là một vấn đề cần được quan tâm đúng mức, đặc biệt là tại các gương lò đào vẫn áp dụng phương pháp hòa loãng lượng bụi bằng phương pháp thông gió. Từ những thực tế trên, nhóm tác giả đi sâu vào việc xây dựng hệ thống phun sương dập bụi để làm giảm nồng độ bụi trong khai thác hầm lò.

2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ SƠ ĐỒ CÔNG NGHỆ HỆ THỐNG PHUN SƯƠNG

2.1. Sơ đồ hệ thống phun sương

Hệ thống phun sương dập bụi hoạt động dựa trên nguyên lý bụi được làm rơi trọng lực thông qua áp lực cao làm cho sương dạng hạt nước và bụi thành quả cầu bụi nước, dưới tác dụng của bơm áp suất cao làm cho màn sương phun ra xa, tại nơi có nguồn phát sinh bụi hoặc môi trường xung quanh tiến hành phun sương bao phủ. Đặc điểm khai thác than hầm lò, các đường lò được phát triển theo hướng đào sâu xuống lòng đất. Hiện nay, một số mỏ khai thác than hầm lò ở Quảng Ninh đang khai thác ở độ sâu tới -250m và dự tính còn có thể xuống -450 m. Hệ thống phun sương gồm: Động cơ điện, trạm bơm tăng áp, bể nước, hệ thống đường ống và các béc phun sương.



Hình 1. Sơ đồ hệ thống phun sương dập bụi

2.2. Xác định các thông số công nghệ của hệ thống

2.2.1. Xác định lưu lượng

Trong khai thác than hầm lò sử dụng máy khấu liên hợp (cắt than, phá hoả và cào vận tải than sau khi cắt). Chiều dài chợ trung bình: L = 100 – 120 m. Ta chọn chiều dài lò chợ trong tính toán L = 120 m. Theo [3], góc phun của luồng bụi nước đạt tới 40^o, chiều dài luồng bụi nước đến 1,5 ÷ 2 m.

Diện tích mặt gương thực tế:
A = 10 ÷ 15 m^2, ta chọn A = 15 m^2.

Thể tích cần dập bụi:
V = L.A = 120.15 = 1800 m^3.

Theo [2], nồng độ bụi khu trong khoảng thì lưu lượng nước cần cho 1 đơn vị thể tích 1 m^3 là q = 0,175 lít/phút. Lưu lượng tổng cần để đáp ứng thể tích V là:

$$Q = q.V = 0,175.1800 = 315 \text{ lít/phút} \quad (1)$$

Khoảng cách lắp đặt vòi phun L = 2 m, đường kính hình tròn phạm vi ảnh hưởng D = 2000 mm. Để đạt hiệu quả dập bụi tốt do các yếu tố phương vòi phun và khoảng cách phun, chọn độ phủ chồng lấn O = 0,25. ☞

Khoảng cách E giữa 2 hàng vòi phun:

$E \geq D.(1 - O) = 2000.(1 - 0,25) = 1500$ mm → Chọn E = 2000 mm (2)

Để đảm bảo thể tích phun và chiều dài phun phủ hết vùng bụi, chúng ta bố trí $n_1 = 6$ đầu phun trên 1 cụm. Chiều dài làm việc hữu dụng L_1 của một cụm vòi phun:

$L_1 = E.n_1 = 2000.6 = 12000$ mm = 12 m (3)

Số vòi phun cần thiết cho 1 đường khấu:

$$N = \frac{L}{L_1} = \frac{120}{12} = 10 \text{ (cụm vòi phun)}$$

Lưu lượng qua mỗi cụm vòi phun:

$$Q_c = \frac{Q}{N} = \frac{315}{10} = 31,5 \text{ (Lít/phút)} \quad (4)$$

Lưu lượng cho 1 vòi phun:

$$Q_{vp} = \frac{Q_C}{n_1} = \frac{31,5}{6} = 5,25 \text{ (Lít/phút)} \quad (5)$$

Do nhu cầu phun sương dập bụi trong thời gian ngắn, thời gian khoảng 4-6 phút, thể tích cần thiết của bình chứa: V ≥ 6. 315 = 1890 lít.

Chọn thể tích bình chứa: V = 2000 lít.

2.2.2. Tính chọn áp suất làm việc

Áp suất trên đường ống:

$H = h_d + h_{đẩy}$ (6)

Trong đó: $H_{đẩy}$ là áp suất đẩy trên đường ống. Chọn chiều cao đẩy trung bình của bơm $h_{đẩy} = 360$ m; h_d là áp suất dọc đường.

Vận tốc trung bình mặt cắt của dòng chảy v = 2 m/s, đường kính tương ứng khoảng danh nghĩa của ống d = 32 mm. Khoảng cách từ vị trí đặt bơm tăng áp tới đầu đường lò là 50 m. Đường ống phun là 120 m nên tổng chiều dài tính toán: l = 50 + 120 = 170 m. Chọn λ = 0,025.

Theo [4], tổn thất dọc đường của ống:

$$h_d = \lambda.\frac{l}{d}.\frac{v^2}{2g} = 0,025.\frac{170}{0,032}.\frac{2^2}{2.9,81} = 27(bar)$$

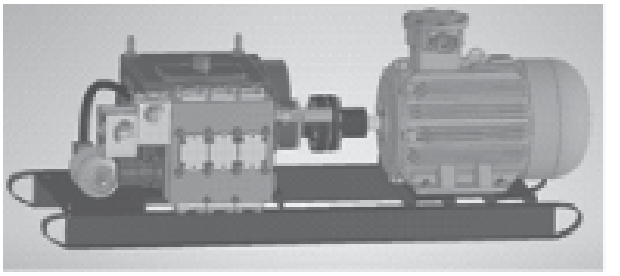
≈ 2,7 Mpa (7)

Cột áp bơm trên đường ống là:

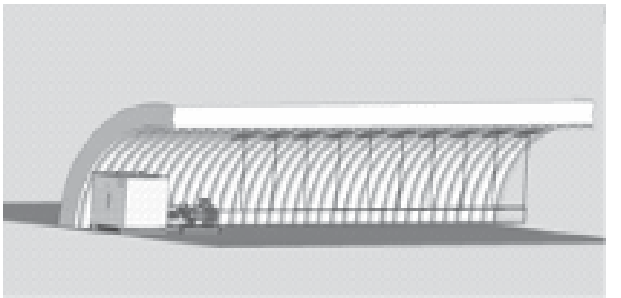
$H = h_d + h_{đẩy} = 2,7 + 3,6 = 6,3$ Mpa (8)

2.3. Mô hình hệ thống phun sương dập bụi

Dựa trên đặc điểm thông số hệ thống bơm như mục 2, ta lựa chọn mô hình trạm bơm như sau:



Hình 2. Sơ đồ trạm bơm



Hình 3. Hệ thống phun sương dập bụi

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Loại bơm cao áp: Bơm pistion; Cột áp bơm 6,3 Mpa; Lưu lượng bơm: 315 lít/phút; Công suất động cơ 45 KW; Tốc độ quay trục bơm: 517 vòng/phút; Thùng chứa: 2000 lít; Số cụm vòi phun: 10 cụm; Số béc phun trong 1 cụm: 6; Đường kính ống chính: 32 mm; Đường kính ống nhánh: 16 mm.

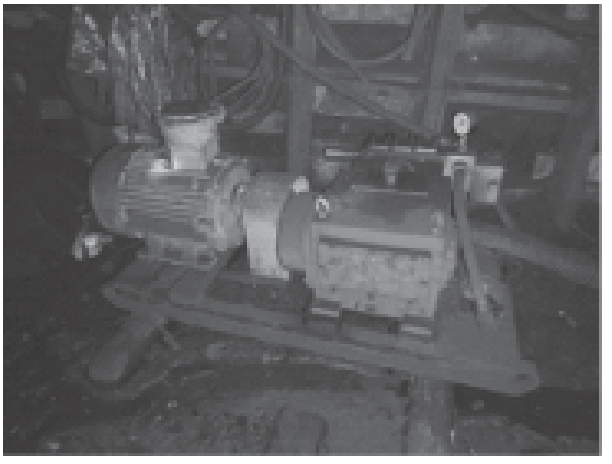
2.4. Thực nghiệm và kết quả

2.4.1. Chuẩn bị thực nghiệm

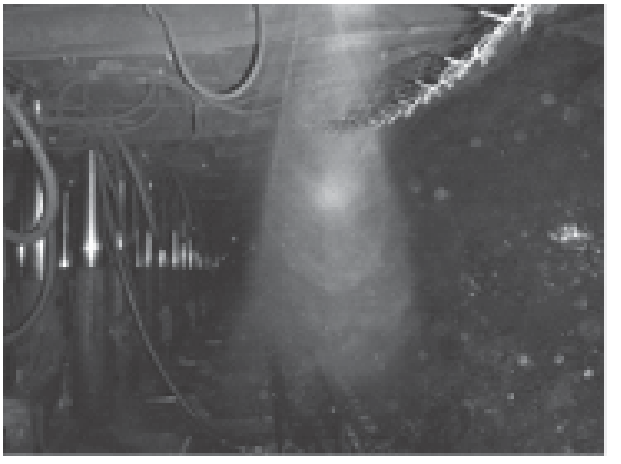
Vị trí lắp đặt hệ thống bơm: Lò chợ lựa chọn lắp đặt thử nghiệm hệ thống phun sương dập bụi là lò chợ cơ giới hóa VM L7-2C thuộc mỏ than Mông Dương. Tổng chiều dài lò chợ L = 120 m, tiết diện mặt cắt lò chợ 13,2 m^2.

2.4.2. Kết quả thực nghiệm

Nồng độ bụi hô hấp thời điểm liên tục cả ca làm việc, 8 giờ ở lò chợ cơ giới hóa và thời gian lấy mỗi mẫu 10 phút. Kết quả đo được thực hiện trong 9 ca làm việc trong lò chợ khai thác than. Mỗi ca làm việc lấy 48 mẫu phụ thuộc vào thời gian làm việc của từng công đoạn. Kết quả đo bụi được trình bày trong bảng sau:



Hình 4. Lắp trạm bơm



Hình 5. Lắp hệ thống vòi phun

Bảng 1. Kết quả đo bụi khi máy khấu hoạt động trước khi phun sương

Số TT	Lò chợ cơ giới hóa VM-L7-2C	Nồng độ bụi (mg/m^3), với 9 ca làm việc			Thời gian (phút)		
		Trung bình	Min	Max	Trung bình	Min	Max
1	Vào lò	5.49	4.17	6.81	19.61	16.67	22.56
2	Máy khấu hoạt động	182.83	114.33	251.33	52.89	36.33	69.44
3	Ra khỏi lò	25.17	16.49	33.84	29.06	24.56	33.56

Bảng 2. Kết quả đo bụi tại lò chợ khi tải than trước khi phun sương

Số TT	Lò chợ cơ giới hóa VM-L(7)-1	Nồng độ bụi (mg/m³), với 9 ca làm việc			Thời gian (phút)		
		Trung bình	Min	Max	Trung bình	Min	Max
1	Vào lò	5.29	4.17	6.41	23.33	20.83	25.83
2	Tải than	155.50	150.67	160.33	37.08	30.83	43.33
3	Ra khỏi lò	5.05	4.20	5.91	28.75	27.50	30.00

Bảng 3. Kết quả đo bụi khi máy khấu hoạt động sau khi phun sương

Số TT	Lò chợ cơ giới hóa VM-L7-2C	Nồng độ bụi (mg/m³), với 9 ca làm việc			Thời gian (phút)		
		Trung bình	Min	Max	Trung bình	Min	Max
1	Vào lò	5.59	4.23	6.95	20.78	17.78	23.78
2	Máy khấu hoạt động	22.44	12.62	32.27	44.33	25.89	62.78
3	Ra khỏi lò	5.41	4.07	6.75	26.06	22.78	29.33

Bảng 4. Kết quả đo bụi tại lò chợ khi tải than sau khi phun sương

Số TT	Lò chợ cơ giới hóa VM-L7-2C	Nồng độ bụi (mg/m³), với 9 ca làm việc			Thời gian (phút)		
		Trung bình	Min	Max	Trung bình	Min	Max
1	Vào lò	5.40	4.21	6.59	22.08	17.50	26.67
2	Tải than	20.98	12.02	29.93	35.83	26.67	45.00
3	Ra khỏi lò	5.15	4.14	6.15	26.67	21.67	31.67

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 1 và 3 thể hiện nồng độ bụi khu vực máy khấu làm việc giảm đi rõ rệt trước và sau khi sử dụng hệ thống phun sương. Giá trị nồng độ bụi giảm từ 182,83 xuống 22,44 mg/m^3, thời gian duy trì nồng độ bụi cũng giảm xuống từ 52,89 phút xuống 44,33 phút. Bảng 2 và 4 thể hiện nồng độ bụi tại lò chợ giảm từ 155,50 xuống 20,98 mg/m^3. Chỉ số nồng độ bụi đánh giá hiệu quả của hệ thống phun sương.

3. KẾT LUẬN

Dựa trên cơ sở lý thuyết và thực nghiệm về hệ thống phun sương dập bụi, bài báo đã xây dựng được hệ thống phun sương dập bụi áp dụng cho lò chợ khai thác than. Kết quả quá trình tính toán cho thấy hệ thống phun sương có công suất 45 Kw, lưu lượng bơm 315 lít/phút và cột áp bơm 6,3 Mpa đáp ứng yêu cầu quá trình phun sương dập bụi. Kết quả thực nghiệm tại Công ty cổ phần Than Mông Dương cho thấy hiệu quả rõ rệt của hệ thống phun sương. Nồng độ bụi đã giảm được 5-7 lần trước khi sử dụng hệ thống phun sương.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Bộ Giáo dục và Đào tạo, mã số đề tài: B2022-MDA-11.❖

Ngày nhận bài: **20/7/2023**
Ngày phản biện: **17/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Trần Xuân Hà, Đặng Vũ Chí và nnk (2012); *An toàn vệ sinh lao động trong khai thác mỏ hầm lò*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.

[2]. Lê Văn Thao (1995); *Nghiên cứu chống bụi lò đá các mỏ than hầm lò*, Đề tài nghiên cứu khoa học, Bộ Công nghiệp, Hà Nội.

[3]. Lê Văn Thao (1998); *Khảo sát, thiết kế chống bụi khu máy sàng mỏ Khánh Hòa,* Viện Khoa học và Công nghệ Mỏ, Hà Nội.

[4]. Colinet JF, Spencer ER, Jankowski RA [1997]; *Status of dust control technology on U.S. long-walls. In: Ramani RV, ed. Proceedings of the Sixth International Mine Ventilation Congress.* Littleton, CO: Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc., pp. 345-351.

PHÂN TÍCH UỐN TĨNH CỦA VỎ HAI ĐỘ CONG CÓ LỖ RỖNG SỬ DỤNG PHẦN TỬ HỮU HẠN

STATIC BENDING ANALYSIS OF FGP DOUBLY-CURVED SHELL USING FEM

Nguyễn Thị Hải Vân
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

TÓM TẮT

Bài báo trình bày kết quả phân tích bài toán uốn tĩnh của vỏ hai độ cong bằng phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH), trong đó vỏ thỏa mãn lý thuyết biến dạng cắt bậc nhất, vỏ làm bằng vật liệu FGM có lỗ rỗng vi mô. Lý thuyết tính toán được lập trình trong môi trường Matlab, có so sánh với các kết quả đã công bố để kiểm chứng độ tin cậy. Trên cơ sở thuật toán và chương trình đã lập, bài báo tiến hành khảo sát ảnh hưởng của một số tham số như về vật liệu, đặc trưng hình học của vỏ FGM hai độ cong đến đáp ứng uốn tĩnh của vỏ.

Từ khóa: *FGM; Vỏ hai độ cong; Lỗ rỗng vi mô.*

ABSTRACT

This paper presents the analysis results of the static bending of doubly-curved shells by the finite element method, in which the shell satisfies the first-order shear strain theory, the shell is made of FGM material with porosity. Calculation theory is programmed in Matlab environment, compared with published results to verify reliability. On the basis of the established algorithm and program, the article investigates the influence of some parameters such as material, geometrical characteristics of the two-curvature FGM shell on the static bending response of the shell.

Keywords: *FGM; Doubly-curved shell; Porosity.*

1. MỞ ĐẦU

Các kết cấu dạng vỏ thường được sử dụng rộng rãi trong kỹ thuật, chúng thường được sử dụng để làm bể chứa, ống dẫn. Vật liệu composite có cơ tính biến thiên (Functionaly Graded Material, viết tắt là FGM) là loại vật liệu được chế tạo bằng cách pha trộn hai thành phần bao gồm kim loại (metal) và gốm (ceramic) theo một tỷ lệ thể tích nhất định được phân bố theo chiều dày của lớp vật liệu với dạng hàm số mũ của biến chiều dày. Tính chất cơ học của vật liệu sẽ biến thiên một cách liên tục từ mặt này đến mặt kia của vỏ, cho phép khắc phục được nhược điểm của vỏ composite lớp là hiện tượng bong tách lớp, do đó vật liệu FGM ngày càng được sử dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp quan trọng như xây dựng lò phản ứng hạt nhân, vũ trụ,... Trong quá trình chênh lệch nhiệt độ của các pha vật liệu thành phần, các lỗ rỗng vi mô thường hình thành trong quá trình chế tạo vật liệu FGM. Trong luật phối trộn

này, thể tích lỗ rỗng được giả định phân chia đều cho cả hai pha, pha gốm và pha kim loại. Các nghiên cứu về vỏ có thể tìm thấy trong các nghiên cứu [1-3].

Tuy nhiên, các nghiên cứu sử dụng phương pháp số cho các kết cấu vỏ hai cong vẫn còn hạn chế, chủ yếu là sử dụng các phương pháp giải tích cho các điều kiện biên và hình dạng vỏ đơn giản. Chính vì lý do trên, bài báo này trình bày phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để phân tích uốn tĩnh của vỏ hai độ cong có cơ tính biến thiên theo chiều dày và lỗ rỗng tế vi. Ảnh hưởng của độ cong, điều kiện hình học, lỗ rỗng tế vi đến đáp ứng chuyển vị thẳng đứng của vỏ được khám phá. Các kết quả này có thể sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu tiếp theo về dao động riêng, ổn định và các bài toán phi tuyến.

2. CÁC CÔNG THỨC CƠ BẢN

2.1. Vỏ hai độ cong làm bằng vật liệu FGM có lỗ rỗng vi mô

Giả sử vật liệu cơ tính biến thiên được sử dụng tính toán trong bài báo này được làm từ hai loại vật liệu thành phần là gốm và kim loại, sự phân bố tỷ lệ thành phần của hai vật liệu này tuân theo quy luật của hàm số mũ. Tỷ lệ thành phần thể tích của chúng giả thiết như sau [2]:

$$V_c(z)=\left(\frac{1}{2}+\frac{z}{h}\right)^k,\ V_m=1-V_c \qquad (1)$$

Trong đó: V_c, V_m tương ứng là tỷ lệ thể tích của gốm và kim loại; z là tọa độ theo phương chiều dày vỏ; h là chiều dày vỏ; k là hệ số mũ thể tích; c, m tương ứng là chỉ số kí hiệu cho gốm và kim loại.

Trong trường hợp chưa kể đến sự xuất hiện của các lỗ rỗng vi mô bên trong vật liệu, mô đun đàn hồi Young (E) và hệ số Poát Xông (v) của vật liệu FGM phụ thuộc vào tỷ lệ thành phần vật liệu theo biểu thức [2]:

$$E(z)=(E_c-E_m)V_c+E_m;\nu(z)=(\nu_c-\nu_m)V_c+\nu_m \qquad (2)$$

Trong trường hợp có kể đến các lỗ rỗng vi mô bên trong vật liệu, giả sử hệ số tỷ lệ lỗ rỗng vi mô là α, các đặc trưng cơ tính của vật liệu lúc này phụ thuộc cả vào tỷ lệ thể tích vật liệu và hệ số lỗ rỗng như sau:

$$E(z)=(E_c-E_m)V_c+E_m-\frac{\alpha}{2}(E_c+E_m);\nu(z)=(\nu_c-\nu_m)V_c+\nu_m-\frac{\alpha}{2}(\nu_c+\nu_m) \qquad (3)$$

2.2. Công thức phần tử hữu hạn tính toán vỏ hai độ cong có lỗ rỗng vi mô chịu tác dụng của tải trọng tĩnh

Xét vỏ thoải hai độ cong có hình chiếu bằng hình chữ nhật, với các kích thước vỏ lần lượt là a, b và chiều dày h; các thành phần chuyển vị tại điểm có tọa độ (x,y,z) được biểu diễn dưới dạng [2]:

$$u(x,y,z)=u_0+z\theta_x;v(x,y,z)=v_0+z\theta_y;w(x,y,z)=w_0 \qquad (4)$$

Trong đó: u_0, v_0, w_0 là các thành phần chuyển vị của điểm trên mặt trung bình của vỏ; θ_x, θ_y là các góc xoay của pháp tuyến mặt trung bình quanh x, y.

Các biến dạng uốn và biến dạng cắt ngang của vỏ được lấy là [3]:

$$\varepsilon_u=\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\dfrac{\partial u_0}{\partial x}+\dfrac{w_0}{R_x}+z\dfrac{\partial\theta_x}{\partial x}\\ \dfrac{\partial v_0}{\partial y}+\dfrac{w_0}{R_y}+z\dfrac{\partial\theta_y}{\partial y}\\ -\dfrac{1}{2}\left(\dfrac{1}{R_x}-\dfrac{1}{R_y}\right)\left(\dfrac{\partial v_0}{\partial x}-\dfrac{\partial u_0}{\partial y}\right)+z\left(\dfrac{\partial\theta_y}{\partial x}+\dfrac{\partial\theta_x}{\partial y}\right)\end{Bmatrix}$$

$$\varepsilon_c=\begin{Bmatrix}\gamma_{xz}\\ \gamma_{yz}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\dfrac{\partial w}{\partial x}+\theta_x-\dfrac{u_0}{R_x}\\ \dfrac{\partial w}{\partial y}+\theta_y-\dfrac{v_0}{R_y}\end{Bmatrix} \qquad (5)$$

Ở đây: R_x, R_y là các bán kính cong theo phương trục x và trục y.

Quan hệ giữa ứng suất và biến dạng theo định luật Hook có dạng [1]:

$$\boldsymbol{\sigma}_u = \boldsymbol{D}_u\boldsymbol{\varepsilon}_u;\boldsymbol{\sigma}_c = \boldsymbol{D}_c\boldsymbol{\varepsilon}_c \tag{6}$$

Để giải quyết bài toán đặt ra, bài báo sử dụng phần tử đẳng tham số 8 nút, mỗi nút có 5 bậc tự do, chuyển vị tại một điểm bất kỳ trong phần tử vỏ được xác định như sau [1]:

$$u_0 = \sum_{i=1}^{8} N_i(r,s)u_{0i},\ v_0 = \sum_{i=1}^{8} N_i(r,s)v_{0i},$$
$$w = \sum_{i=1}^{8} N_i(r,s)w_i;\theta_x = \sum_{i=1}^{8} N_i(r,s)\theta_{xi},$$
$$\theta_y = \sum_{i=1}^{8} N_i(r,s)\theta_{yi} \tag{7}$$

Trong đó, N_i (r, s) là các hàm dạng tương ứng của phần tử 8 nút. Viết gọn biểu thức trên dưới dạng ma trận, ta có:

$$\{u_0, v_0, w_0, \theta_x, \theta_y\}^T = \boldsymbol{N}.\boldsymbol{q}_e \tag{8}$$

Thay biểu thức (6) vào biểu thức biến dạng ở trên, ta thu được:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_u = \boldsymbol{B}_u.\boldsymbol{q}_e;\boldsymbol{\varepsilon}_c = \boldsymbol{B}_c.\boldsymbol{q}_e \tag{9}$$

Với:

$$\boldsymbol{B}_u = \sum_{i=1}^{8}\begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{N_i}{R_x} & z\frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{N_i}{R_y} & 0 & z\frac{\partial N_i}{\partial y} \\ -\beta\frac{\partial N_i}{\partial y} & \beta\frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & z\frac{\partial N_i}{\partial y} & z\frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix};\boldsymbol{B}_c = \sum_{i=1}^{8}\begin{bmatrix} -\frac{N_i}{R_x} & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial x} & N_i & 0 \\ 0 & -\frac{N_i}{R_y} & \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 & N_i \end{bmatrix} \tag{10}$$

Với: $\beta = -\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_x} - \frac{1}{R_y}\right)$

Thế năng của phần tử vỏ khi kể đến ngoại lực tác dụng có dạng:

$$U_e = \frac{1}{2}\int_{V_e}\boldsymbol{\varepsilon}_u^T\boldsymbol{D}_u\boldsymbol{\varepsilon}_u dV + \frac{1}{2}\int_{V_e}\frac{5}{6}\boldsymbol{\varepsilon}_c^T\boldsymbol{D}_c\boldsymbol{\varepsilon}_c dV - \int_{V_e}\boldsymbol{u}_e^T\boldsymbol{f}_e dV =$$
$$= \frac{1}{2}\boldsymbol{q}_e^T\left(\int_{V_e}\boldsymbol{B}_u^T\boldsymbol{D}_u\boldsymbol{B}_u dV + \frac{5}{6}\int_{V_e}\boldsymbol{B}_c^T\boldsymbol{D}_c\boldsymbol{B}_c dV\right)\boldsymbol{q}_e - \boldsymbol{q}_e^T\int_{V_e}\boldsymbol{N}^T\boldsymbol{f}_e dV \tag{11}$$

Cực tiểu thế năng, ta thu được phương trình cân bằng tĩnh của phần tử vỏ chịu tác dụng của tải trọng tĩnh như sau:

$$\boldsymbol{K}_e\boldsymbol{q}_e = \boldsymbol{F}_e \tag{12}$$

Trong đó, ma trận độ cứng phần tử và véc tơ tải trọng nút phần tử được xác định như sau:

$$\begin{cases} \boldsymbol{K}_e = \int_{V_e}\boldsymbol{B}_u^T\boldsymbol{D}_u\boldsymbol{B}_u dV + \frac{5}{6}\int_{V_e}\boldsymbol{B}_c^T\boldsymbol{D}_c\boldsymbol{B}_c dV \\ \boldsymbol{F}_e = \int_{V_e}\boldsymbol{N}^T\boldsymbol{f}_e dV \end{cases} \tag{13}$$

Sau khi ghép nối ma trận và khử điều kiện biên, ta thu được phương trình cân bằng tĩnh của vỏ:

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{q} = \boldsymbol{F} \tag{14}$$

Tiến hành giải phương trình (14) trong môi trường Matlab, thu được chuyển vị, ứng suất, nội lực của điểm bất kỳ thuộc vỏ.

3. KHẢO SÁT SỐ

3.1. Kiểm tra độ tin cậy của chương trình tính

Xét vỏ cầu ($R = R_x = R_y$) phân lớp chịu liên kết tựa đơn trên 4 cạnh (SSSS) chịu tác dụng của lực phân bố đều trên toàn bộ bề mặt với cường độ q_0. Thông số kết cấu và vật liệu như sau: $a = b; E_1 = 25E_2, G_{23} = 0.2E_2, G_{13} = G_{12} = 25E_2, \nu_{12} = 0.25$. Góc xếp lớp 0°/90°/90°/0°. Kết quả điểm chuyển vị không thứ nguyên $\overline{w} = 1000w_0E_2h^3/(q_0a^4)$, khi thay đổi tỷ số R/a với tỷ lệ h/a khác nhau so sánh với Reddy trong tài liệu [1] như bảng dưới đây:

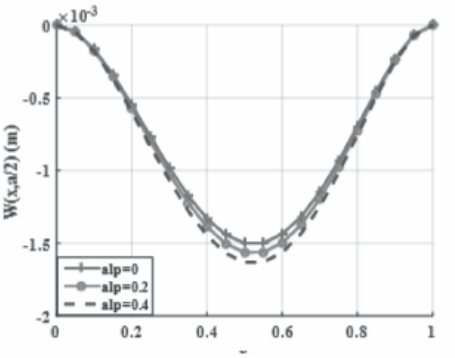
R/a	h/a = 100		h/a = 10	
	Tác giả	[1]	Tác giả	[1]
1	0.0715	0.0715	4.8369	4.8366
2	0.2844	0.2844	8.0513	8.0517
3	0.6246	0.6246	9.1456	9.1463
4	1.0558	1.0559	9.5992	9.5999
5	1.5357	1.5358	9.8241	9.8249
10	3.7207	3.7208	10.140	10.141
10^{30}	6.8330	6.8331	10.252	10.251

Nhận xét: Các kết quả so sánh chuyển vị tại điểm không thứ nguyên của tác giả so với [1] hầu như trùng khớp nhau, điều đó chứng tỏ chương trình tính tác giả đã lập đảm bảo độ tin cậy.

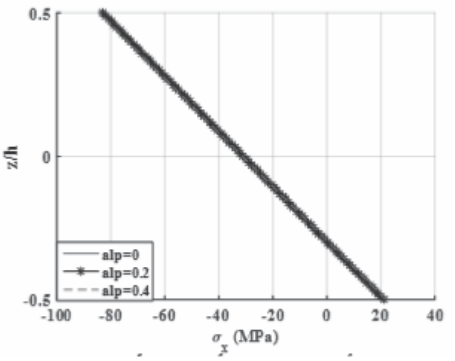
3.2. Phân tích uốn tĩnh của vỏ FGM hai độ cong có lỗ rỗng tế vi

Xét vỏ FGM hai độ cong có các thông số vật liệu và kết cấu như sau: a = b = 1m, h = a/100; R = R_x = R_y =10a; $E_c = 300GPa$, $E_m = 200GPa$, $v_c = v_m = 0.3$; chỉ số mũ k = 1; thể tích lỗ rỗng tế vi: α (trong đồ thị ký hiệu là alp) chịu liên kết ngàm 4 cạnh (CCCC) dưới tác dụng của lực phân bố đều với cường độ $q_0 = 10^5$ (N/m^2) trên bề mặt vỏ. Kết quả điểm chuyển vị của đường giữa tấm W(x,a /2), ứng suất pháp tuyến σ_x tại mặt cắt điểm giữa tấm như trong hình 1.

Gọi $W^* = \dfrac{\min(w).10^3.E_m.h^3}{P_0.a^4}$ là chuyển vị không thứ nguyên lớn nhất của tấm.



a) Đường chuyển vị



b) Ứng suất pháp tuyến

Hình 1. Đồ thị đường chuyển vị và ứng suất pháp tuyến của vỏ.

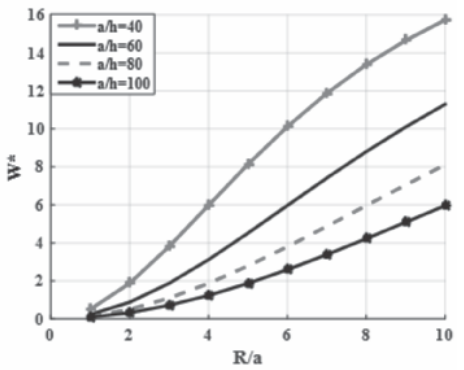
Nhận xét: Từ các đồ thị trên, ta thấy ảnh hưởng của lỗ rỗng tế vi làm cho chuyển vị và ứng suất tăng khi thể tích lỗ rỗng tăng, vì nó làm cho cơ tính của tấm thay đổi, mô đun đàn hồi E và hệ số Poát xông của tấm nhỏ đi.

3.3. Khảo sát các yếu tố ảnh hưởng đến uốn tĩnh của vỏ FGM

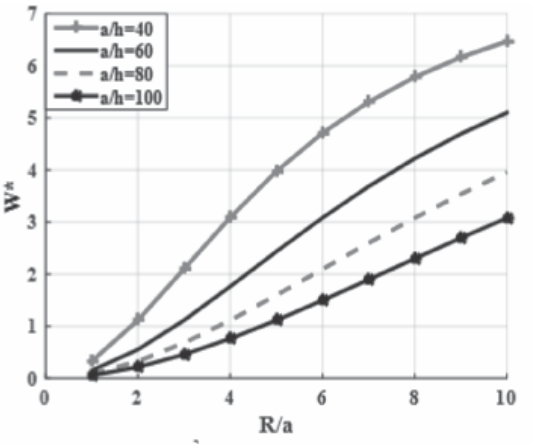
3.3.1. Khảo sát ảnh hưởng của độ dày vỏ theo bán kính R

Để đánh giá ảnh hưởng của độ dày của vỏ đến chuyển vị lớn nhất của điểm giữa vỏ, ta lần lượt cho tỷ lệ chiều dày vỏ thay đổi từ $\frac{a}{h} = [40;\ 60;\ 80;\ 100]$, tỷ lệ thể tích lỗ rỗng $\alpha = 0.1$. Với hai trường hợp tấm chịu liên kết là tựa đơn bốn cạnh (SSSS) và ngàm bốn cạnh (CCCC), ta thu được kết quả chuyển vị W* điểm chính giữa tấm như trên hình 2.

Nhận xét: Từ các đồ thị ta thấy, khi tỷ lệ a/h càng lớn, với kích thước a không đổi thì độ dày vỏ càng mỏng, làm cho giá trị chuyển vị lớn nhất W* của điểm chính giữa càng giảm. Bán kính vỏ R càng tăng, làm cho giá trị chuyển vị lớn nhất W* điểm chính giữa cũng tăng lên, nhưng có xu hướng bằng nhau khi R càng lớn do lúc này vỏ biến thành tấm phẳng khi R tiến ra vô cùng.



a) Điều kiện biên SSSS

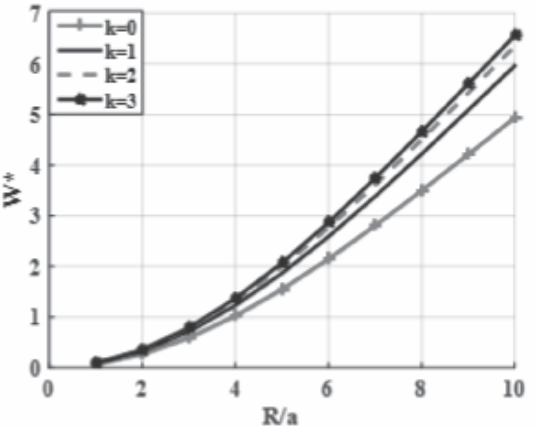


b) Điều kiện biên CCCC

Hình 2. Đồ thị ảnh hưởng của độ dày vỏ theo bán kính R

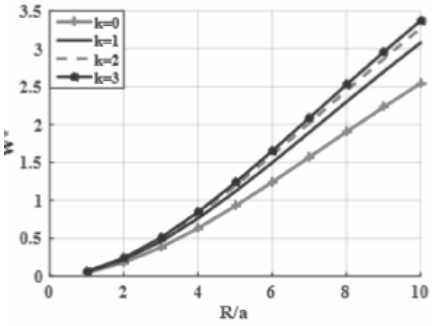
3.3.2. Khảo sát ảnh hưởng của chỉ số mũ k của vỏ theo bán kính R

Đối với vật liệu FGM, hệ số chỉ số mũ vật liệu n là hệ số quyết định rất lớn đến cơ tính của vật liệu do cơ tính vật liệu biến đổi theo hàm mũ k của chiều dày z. Do đó, để đánh giá ảnh hưởng của hệ số k đến giá trị chuyển vị lớn nhất của vỏ FGM khi phân tích uốn tĩnh, ta cho k thay đổi từ 1 đến 10, với các giá trị khác của kết cấu vỏ giữ nguyên như trong bài toán cơ bản. Kết quả chuyển vị W* được thể hiện như các Hình 3a và Hình 3b.



a) Điều kiện biên SSSS

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



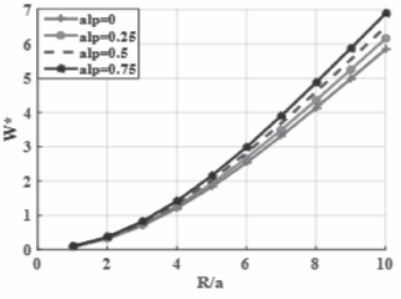
b) Điều kiện biên CCCC

Hình 3. Đồ thị ảnh hưởng của chỉ số mũ vật liệu theo bán kính R

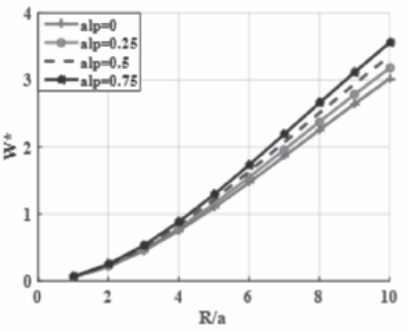
Từ các đồ thị trên ta thấy, chỉ số mũ k càng tăng, làm cho tỷ lệ gốm trong vật liệu FGM càng giảm dẫn đến cơ tính của vật liệu giảm đi, do đó nhìn vào đồ thị ta thấy k tăng làm cho chuyển vị W* tăng theo lên. Với xu hướng tăng này, ta có thể thấy khi k tiến đến giá trị đủ lớn thì tỉ lệ kim loại trong vật liệu FGM sẽ chiếm hầu hết và lúc này chuyển vị W* sẽ tiến đến giá trị hằng số.

3.3.3. Khảo sát ảnh hưởng của thể tích lỗ rỗng α của vỏ theo bán kính R

Vật liệu FGM có lỗ rỗng tế vi, làm cho cơ tính của nó thay đổi rất nhiều, nên để đánh giá sự ảnh hưởng đó, ta cho tỷ lệ lỗ rỗng α thay đổi từ 0; 0,25; 0,50; 0,75. Với các tham số khác giữ nguyên, kết quả ảnh hưởng của α đến chuyển vị W* được thể hiện như Hình 4a và Hình 4b.



a) Điều kiện biên SSSS



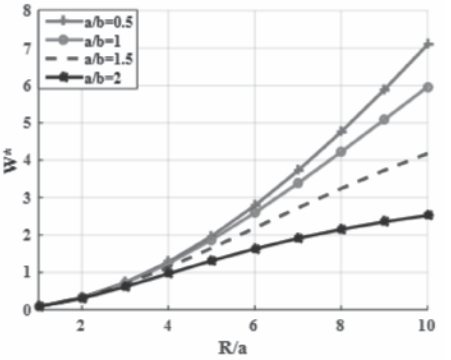
b) Điều kiện biên CCCC

Hình 4. Đồ thị ảnh hưởng của thể tích lỗ rỗng theo bán kính R

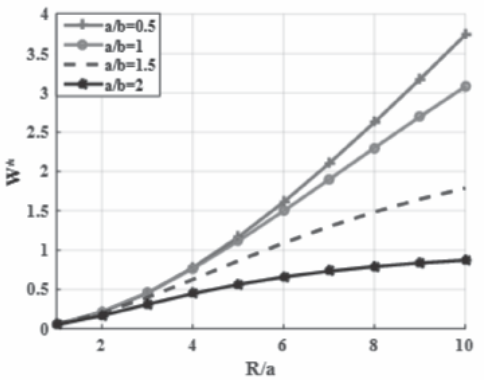
Từ các đồ thị ta thấy, khi tỷ lệ lỗ rỗng tế vi α tăng lên, làm cho cho chuyển vị W* cũng tăng theo. Sự khác biệt này càng rõ rệt hơn khi mà bán kính R tăng. Điều đó có thể giải thích rằng khi tỷ lệ lỗ rỗng tăng lên mà các tham số khác không thay đổi sẽ làm cho các thuộc tính của vật liệu FGM giảm đi, vỏ trở lên mềm hơn, dưới tác dụng của lực không đổi thì làm cho chuyển vị tăng lên.

3.3.4. Khảo sát ảnh hưởng của tỷ số a/b của vỏ theo bán kính R

Tiếp theo, ta đánh giá sự ảnh hưởng của tỷ lệ a/b đến chuyển vị W* của vỏ. Ta cho a/b thay đổi từ 0,5; 1; 1,5; 2,0. Các tham số khác giữ nguyên như kết cấu vỏ của bài toán cơ bản. Kết quả chuyển vị W* như Hình 5a và Hình 5b.



a) Điều kiện biên SSSS



b) Điều kiện biên CCCC
Hình 5. Đồ thị ảnh hưởng của tỷ lệ a/b theo bán kính R

Từ các đồ thị trên ta thấy, khi tỷ lệ a/b tăng lên làm cho chuyển vị W* giảm đi, sự khác biệt này càng rõ rệt khi mà tỷ lệ R/a tăng dần lên. Với điều kiện biên CCCC làm chuyển vị W* nhỏ nhất.

4. KẾT LUẬN

Dựa trên phương pháp PTHH, lý thuyết cắt bậc nhất, tác giả đã xây dựng các phương trình lý thuyết, từ đó viết chương trình tính trên ngôn ngữ Matlab. Bài báo đã khảo sát, đánh giá được ảnh hưởng của các tham số như bán kính cong của vỏ, hệ số mũ thể tích k, tỷ lệ lỗ rỗng α… đến chuyển vị của vỏ dưới tác dụng của tải trọng tĩnh, từ đó làm cơ sở cho việc tính toán thiết kế vỏ FGM hai độ cong phục vụ cho các nhu cầu kỹ thuật trong thực tiễn.

Với thuật toán, chương trình tính đã lập, có thể làm cơ sở cho việc tính toán phân tích dao động riêng của vỏ FGM hai độ cong, bài toán ổn định, bài toán đáp ứng động của vỏ dưới tác dụng của xung nổ, v.v…❖

Ngày nhận bài: **10/7/2023**
Ngày phản biện: **03/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Reddy, J.N., *Mechanics of Laminated Composite Plate and Shell, 2nd ed.*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2004.

[2]. Quoc-Hoa Pham, Phu-Cuong Nguyen, Van-Ke Tran and Trung Nguyen-Thoi. *Finite element analysis for functionally graded porous nano-plates resting on elastic foundation.* Steel and Composite Structures, Vol. 41, No. 2 (2021) 000-000.

[3]. Trung Thanh Tran et al., *Forced Vibration Analysis of Laminated Composite Shells Reinforced with Graphene Nanoplatelets Using Finite Element Method.* Advances in Civil Engineering, 2020, Volume 2020.

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO VẢI ĐAY TẠI VIỆT NAM

RESEARCH FOR DESIGN OF TECHNOLOGY PROCESS OF JUTE FABRIC IN VIETNAM

Nguyễn Thu Thủy
Khoa Dệt May Thời trang, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Các vật dụng, đồ dùng được làm từ sợi đay hay vải đay trên thị trường hiện nay xuất hiện khá nhiều. Ngoài kiểu dáng độc đáo, chất lượng cao, giá thành rẻ đã và đang đáp ứng được nhu cầu của nhiều người. Đặc biệt, khi con người ngày càng nâng cao nhận thức về môi trường, xu hướng sử dụng sản phẩm được làm từ chất liệu thiên nhiên, thân thiện môi trường. Để sản xuất được sợi đay hay vải đay thì qua rất nhiều công đoạn phức tạp, từ thủ công đến sử dụng công nghệ máy móc thiết bị hỗ trợ, tuy nhiên sản lượng tạo ra chưa cao cũng như tiêu tốn công sức và năng lượng. Trong nghiên cứu này, tác giả đưa ra quy trình công nghệ sản xuất vải đay phù hợp với điều kiện tình hình thực tế tại Việt Nam nhằm nâng cao năng suất và chất lượng sản phẩm làm vải đay, đáp ứng được nhu cầu ngày càng lớn của thị trường trong nước và thế giới.

Từ khóa: *Cây đay; Sợi đay; Vải đay; Chất lượng.*

ABSTRACT

The current market offers a wide variety of objects and articles made of jute or jute fabric. Besides unique designs, high quality and affordable prices, they are meeting the needs of many people. Especially as people become more and more environmentally conscious, the trend of using products made from natural and eco-friendly materials is increasing. The production of jute or jute fabric involves a complex process, ranging from manual labor to the use of machinery and assistive equipment. However, the production output is still relatively low, and it consumes a large amount of effort and energy. In this study, the author presents the technological process of jute fabric production suitable to the current conditions of Vietnam, in order to increase productivity and improve the quality of jute fabric products to meet the increasing demands of the market in the country and the world.

Keywords: *Jute; Jute yarn; Jute fabric; Quality.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vải đay là một loại vải được sản xuất từ xơ của vỏ cây đay. Trong đó, cây đay được biết đến là một loại cây có sự phát triển mạnh mẽ ở vùng nhiệt đới [1-3], nơi có độ ẩm khoảng 60-90%, một cây đay thông thường có thể hấp thu đến 15 tấn carbon và giải phóng 11 tấn oxy ra môi trường. Về năng suất, cứ mỗi ha sẽ cho khoảng 2 tấn sợi đay. Sợi đay thường có chiều dài khoảng 1-4m, đường kính 17-20 micro mét, chất sợi mềm mại và sáng bóng. Sợi đay được đánh giá là một trong các loại sợi thực vật mạnh nhất trong tự nhiên, chỉ đứng sau bông về số lượng sản xuất. Đặc tính nổi bật của sợi đay có thể kể đến là chống tĩnh điện tốt, có khả năng hút ẩm vừa phải và cho khả năng dẫn nhiệt thấp.

Về nguồn gốc hình thành, từ cuối thế kỷ XVII, các nước phương Tây đã sử dụng đay để sản xuất hàng dệt may giống người Đông Bangladesh đã sử dụng từ hàng thế kỷ trước. Sợi đay, vải đay còn được người dân đồng bằng sông Hằng gọi với cái tên mỹ miều là "sợi vàng" vì tính hữu dụng cùng giá trị tiền mặt của nó. Ngày nay, đay đang dần trở lại ở những nước phương Tây như một loại sợi hữu ích cho sự phát triển nông nghiệp và thương mại. Theo đó, vải đay thường được sử dụng trong sản xuất các loại túi hàng hóa thay cho túi giấy, túi nhựa,… Sử dụng túi được làm từ vải đay chính là sự lựa chọn hoàn hảo, vô cùng thân thiện với môi trường trong số các loại túi mang lại hiệu quả về chi phí lâu dài.

Vấn đề đặt ra là làm thế nào để nâng cao hơn nữa giá trị kinh tế cũng như chất lượng sản phẩm từ cây đay. Để đạt được điều này, ngoài việc chọn các giống đay có chất lượng cao thì các nhà sản xuất cũng cần phải quan tâm đầu tư công nghệ, để đưa sản phẩm đến người tiêu dùng không những ở thị trường trong nước mà còn xuất khẩu đi các nước trên thế giới. Trong nghiên cứu này, tác giả đi sâu vào việc nghiên cứu thiết kế quy trình công nghệ chế tạo vải đay tại Việt Nam.

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

2.1. Tính chất của sợi đay

Sợi đay dạng sợi xơ, mềm, có độ bóng bề mặt cao, có tính đồng nhất của các sợi đay.

Cây đay cho ra sợi có chiều dài tương đối cao.

Sợi đay còn được gọi là sợi vàng do tính chất rất linh hoạt của nó.

Sợi đay có khả năng hút ẩm tốt phụ thuộc vào nhiều nhóm OH phân cực, có giá trị phục hồi độ ẩm từ 36% đến 100%.

Sợi đay trở nên yếu khi tiếp xúc với kiềm do quá trình chiết xuất hemicellulose trong cấu trúc sợi. Ngoài ra, khi đạt 18% soda, sợi sẽ yếu và mềm đi. Nếu sợi đay chạm vào axit sẽ yếu đi và bị phá hủy.

Thuốc tẩy thúc đẩy sự thay đổi màu sắc trong sợi đay, nhưng với việc loại bỏ một chút lignin, chúng sẽ trở nên yếu và mịn.

2.2. Đặc tính cây đay

- Rễ cọc đâm sâu từ 0,5-1,5m, rễ con phát triển ngang, tập trung ở tầng đất 30-35cm.

- Hình thái rễ khác nhau, tùy thuộc vào chủng và giống đay.

+ Đay xanh quả dài: Rễ cọc dài, rễ con ít, có khả năng chịu hạn.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

+ Đay xanh quả tròn: Rễ cọc ngắn, rễ con phân bố rộng, nhiều có khả năng chịu úng.

- Thân: Có tiết diện tròn, đường kính gốc 1-3cm hoặc hơn, cao từ 1,5-5m, có 40-50 lóng, có khi trên 100 lóng. Thân trơn bóng hoặc có gai, tùy vào giống mà mầm nách, cành tăm nhiều hay ít.

+ Đay xanh: Khi cây ra hoa mới phân cành, thường có 2-3 cành.

+ Đay cách: Hoa mọc đơn trên thân, nên không có hiện tượng phân cành khi cây ra hoa.

+ Đay xanh quả dài: Hình thuôn đều, quả tròn hình thuôn thót gọn, phiến lá dài 10-25cm, rộng 4-6cm, mép lá có răng cưa.

+ Đay xanh quả tròn: Có chứa chất Corchorin, nên thường có vị đắng.

2.3. Nguyên lý rút sợi đay

Tiền xử lý: Nguyên liệu ban đầu cần được xử lý trước khi chuyển đổi thành sợi, làm sạch, làm mềm và phơi khô sợi đay.

Quá trình kéo sợi: Quá trình này thường được sử dụng để tạo ra sợi từ nguyên liệu. Trong quá trình kéo sợi, nguyên liệu được đưa qua các ống nhỏ dẫn đến việc kéo và căng sợi. Điều này làm cho sợi mỏng hơn và kéo dài.

Tạo thành dây đay: Sau khi tạo thành sợi, các sợi đó có thể được kết hợp lại với nhau để tạo thành dây đay. Quá trình này thường bao gồm việc đan, xoắn, hoặc liên kết các sợi với nhau để tạo ra dây đay có độ bền và tính linh hoạt cao.

Xử lý bề mặt: Dây đay có thể được xử lý bề mặt để cải thiện tính chất chống mài mòn, chống tia cực tím, chống cháy, chống tĩnh điện.

3. XÂY DỰNG QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT SỢI TỪ CÂY ĐAY

3.1. Quy trình dệt sợi từ cây đay

Ngày nay, đã có nhiều doanh nghiệp ngành dệt may và thời trang quan tâm đầu tư cho sản phẩm được chế tạo từ sợi đay. Tuy nhiên, để dệt được tấm vải sợi từ cây đay thì toàn bộ quy trình sản xuất chưa được tự động hóa, từ việc bắt đầu thu hoạch cây, bóc đay, kéo thành sợi và dệt thành vải đay rất vất vả, tốn nhiều thời gian và công sức. Điều này cũng hạn chế số lượng vải được sản xuất.

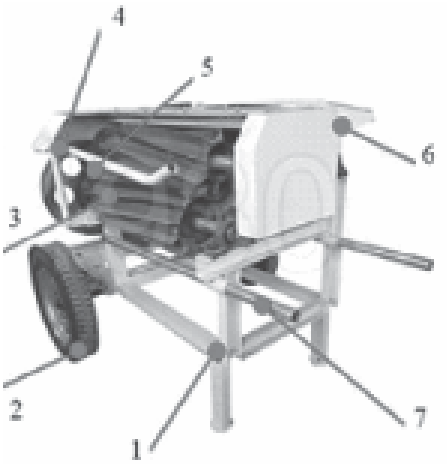
a. Lấy thân cây đay

Ở Việt Nam, đay thường phát triển và sinh trưởng vào tháng 5, tháng 6. Đây là thời gian lý tưởng và thích hợp để thu hoạch đay. Sau khi đay đã được thu hoạch, bỏ đi phần lá, ngọn và phần rễ, chỉ giữ lại phần thân để tiến hành lấy vỏ đay. Phần thân phải được rửa sạch, ngâm nước để vỏ đay được trắng đẹp và mềm hơn.

Hình 2.1. Thu hoạch thân cây đay

b. Bóc tách vỏ cây đay

Đây là công đoạn khó nhất và cũng tốn nhiều thời gian nhất. Để bóc tách vỏ đay tươi ra khỏi thân đay, ta dùng máy bóc tách (hình 2.2) với thông số kỹ thuật: Tự trọng 250kg; Động cơ 10HP; Tốc độ 1000-1200v/p; Công suất 500kg cây đay tươi/giờ.



Hình 2.2. Máy bóc tách vỏ cây đay [4]
1. Khung máy; 2. Bánh xe; 3. Quả lô; 4. Bánh đai; 5. Bánh răng;
6. Cửa nạp nguyên liệu; 7. Tay đẩy

Các công đoạn bóc tách làm sạch vỏ:

+ Khởi động máy bóc tách, qua truyền động bánh đai 4, bánh răng 5, 2 quả lô 3 sẽ quay, đưa thân cây đay vào cửa 6, 2 quả lô sẽ quấn thân đay vào trong. Tại đây, các cánh trên quả lô sẽ bóc tách vỏ với xương cây đay và tuốt lá.

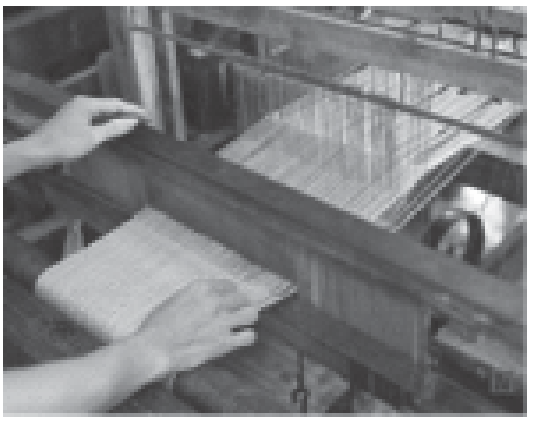
Hình 2.3. Vỏ đay được tước nhỏ và phơi khô

+ Vỏ đay sau khi được bóc tách sẽ mang ngâm nước cho mềm ra, bước tiếp theo vỏ được đưa vào máy cạo và làm sạch bên ngoài. Vỏ đay được phơi khô, tước nhỏ và đều sau đó đưa vào máy xoắn sợi thành từng cuộn.

Hình 2.4. Vỏ đay được xoắn thành cuộn

c. Dệt vải đay

Sau khi đã tách thành công vỏ đay từ cây đay, chúng được quay thành từng ống và móc lên trục con thoi để dệt thành vải đay. Mỗi tấm vải thường được dệt có chiều rộng khoảng 60-150 cm. Điểm đặc biệt của sợi đay đó là trong quá trình dệt, sợi cần được làm ẩm để giữ mát.



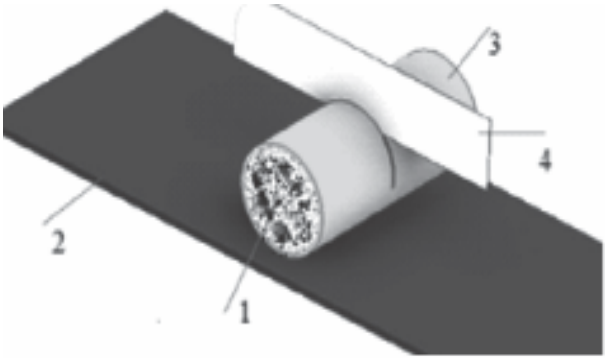
Hình 2.5. Dệt vải từ sợi đay

3.2. Xây dựng mô hình thiết kế

Từ nguyên lý bóc tách vỏ đay, có thể xây dựng mô hình bộ phận tách vỏ đay như sơ đồ hình 2.6.

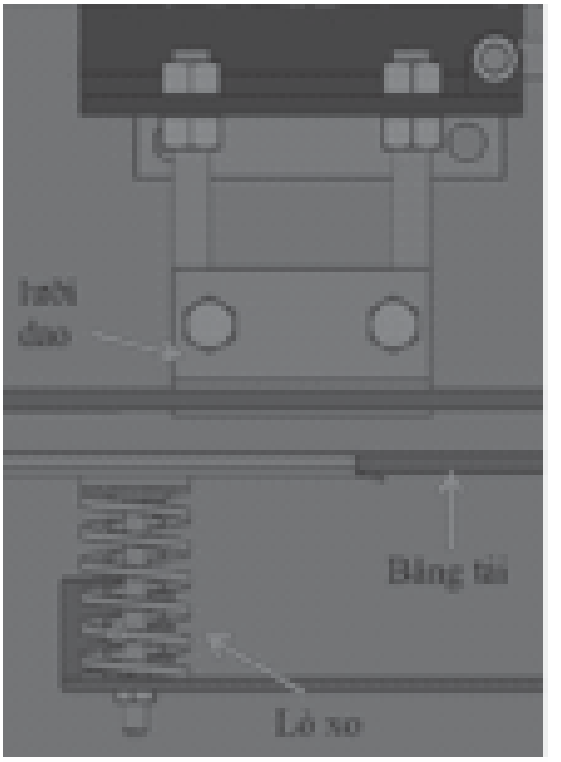
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Để tách vỏ đay một cách tự động, thân cây đay phải được lựa chọn đạt tiêu chuẩn hình dáng, kích thước. Đồng thời, cũng dùng một lưỡi dao cắt một vòng xung quanh thân đay tương tự như khi thực hiện tách vỏ thủ công. Dao được gắn trên thiết bị và có thể điều chỉnh được chiều sâu vết cắt sao cho vừa bằng với chiều sâu của lớp vỏ bên ngoài của thân đay, tránh cắt vào xương đay.



Hình 2.6. Sơ đồ cắt vỏ đay xung quanh thân đay [5-7]
1. Thân cây đay; 2. Băng tải; 3. Vỏ đay; 4. Dao cắt

Để thuận lợi cho quá trình tách vỏ đay, dao cắt được bố trí cách đầu gốc cây đay khoảng 30mm, chiều dài lưỡi dao được thiết kế lớn hơn chu vi của thân đay để có thể cắt hết xung quanh vỏ đay. Đồng thời, phải đảm bảo vỏ đay luôn tiếp xúc với lưỡi dao trong vùng cắt và không xảy ra hiện tượng trượt tương đối. Để đáp ứng được yêu cầu này, lưỡi dao và băng tải được bố trí như hình 2.7. Trong đó, ở khu vực lưỡi cắt, thân đay sẽ được ép ngược từ dưới lên trên bởi các lò xo đặt phía dưới băng tải với một lực vừa đủ, giúp cho thân đay sẽ tỳ vào bề mặt đã được tạo nhám của giá đỡ dao, làm tăng khả năng ma sát giữa thân đay với giá đỡ dao và giúp thân đay lăn đều trên băng tải mà không xảy ra hiện tượng trượt.



Hình 2.7. Khu vực cắt vỏ thân đay tươi [5-7]

Sau khi cắt hết chu vi, thân đay được băng tải đẩy vào cơ cấu kẹp, khi cơ cấu kẹp nhận đủ 6 thân đay thì hệ thống sẽ được kích hoạt cơ cấu để kẹp chặt hai đầu, đồng thời chuyển động quay tịnh tiến sang hai bên nhằm tách vỏ ra khỏi thân đay. Trong quá trình tách vỏ, đầu được cắt dài 30mm sẽ kết thúc trước, trước khi phần chiều dài cắt bị loại bỏ cơ cấu sẽ kẹp cố định, đầu còn lại tiếp tục chuyển động hết hành trình của băng máy để tách vỏ ra khỏi thân. Kết thúc một hành trình, sợi đay đã được tách từ thân đay, tước nhỏ để đưa vào quy trình xoắn thành từng cuộn.

4. LẬP QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO VẢI ĐAY TỪ CÂY ĐAY

Từ mô hình thiết kế rút sợi đay, có thể xây dựng quy trình công nghệ chế tạo vải đay theo sơ đồ hình 2.8. ☞

Hình 2.8. Quy trình công nghệ chế tạo vải đay từ cây đay

5. KẾT LUẬN

Đã xây dựng được mô hình thiết kế thiết bị rút sợi đay tự động công suất từ 700 đến 800 cây đay mỗi ngày.

Lập được quy trình công nghệ chế tạo vải đay từ cây đay giúp giảm chi phí nhân công, tăng năng suất và chất lượng sản phẩm mang lại hiệu quả kinh tế cao cho các cơ sở sản xuất, góp phần không nhỏ vào sự phát triển ngành may thời trang trong nước và trên thế giới.❖

Ngày nhận bài: **08/6/2023**
Ngày phản biện: **30/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. https://scholar.google.com.vn/scholar?q=Propagation+Techniques+for+Pandanus+tectorius%22+(2017)&hl=vi&as_sdt=0&as_vis=1&oi=scholart.

[2]. https://scholar.google.com.vn/scholar?q=The+effect+of+different+growth+media+on+the+growth+and+development+of+Pandanus+tectorius%22+(2019)&hl=vi&as_sdt=0&as_vis=1&oi=scholart.

[3]. https://scholar.google.com.vn/scholar?q=Pandanus+tectorius+in+coastal+protection+and+ecological+restoration:+A+review%22+(2020)&hl=vi&as_sdt=0&as_vis=1&oi=scholart.

[4]. Giản Tư Hòa, Nguyễn Quang Lịch, Trần Võ Văn May, Trần Đức Hạnh, Phan Tôn Thanh Tâm, "*Thiết kế và chế tạo máy bóc vỏ lụa hạt lạc rang tự động LR – K50*", Tạp chí Khoa học Đại học Huế, Tập 127, Số 2A, 2018, Tr. 19–29.

[5]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí 1*, NXB. Giáo dục, 2006.

[6]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí 2*, NXB. Giáo dục, 2006.

[7]. Phạm Văn Hùng, Nguyễn Phương, *Cơ sở máy công cụ*, NXB. Khoa học Kỹ thuật, 2007.

THIẾT BỊ HỖ TRỢ QUÉT CẲNG BÀN CHÂN BA CHIỀU VỚI MÁY QUÉT QUAY 360 ĐỘ SỬ DỤNG ÁNH SÁNG TRẮNG

THREE-DIMENSIONAL ANKLE FOOT SCANNING DEVICE WITH ROTATIONAL 360 DEGREE SCANNER USING WHITE-LIGHT

Lê Phan Hoàng Chiêu[1,2]
[1]Bộ môn Quá trình và Thiết bị, Khoa Kỹ thuật Hóa học,
Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh
[2]DCSELab, Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Kỹ thuật quét 3D vùng cẳng bàn chân là rất quan trọng để thiết kế và sản xuất nẹp cổ bàn chân (AFO) phù hợp với từng bệnh nhân. Nẹp không phù hợp là một trong những nguyên nhân gây đau và các bệnh liên quan đến chấn thương ở chân. Bài báo này tập trung trình bày một thiết bị mới để đo hình dạng 3D của vùng cẳng bàn chân sử dụng ánh sáng cấu trúc. Phần chính của thiết bị bao gồm một máy quét 3D, cụm cơ cấu cơ khí xoay 360 độ và cụm giá đỡ chân bệnh nhân. Các phép thử cũng đã được thực hiện để chứng minh hiệu quả khi sử dụng thiết bị hỗ trợ quét 3D.

Từ khóa: *Máy quét 3D xoay 360 độ; Nẹp cổ bàn chân.*

ABSTRACT

3D scanning of the ankle foot is crucial for the correct design and manufacture of an Ankle Foot Orthosis (AFO) for each patient. Not suitable orthosis are one of the major causes of pain and injuries relate to the legs. This paper focuses on presenting a new device to measure the 3D shape of the ankle foot region using structural-light. The main part of device includes a 3D scanner, a 360 degree rotating mechanical assembly and a supporting assembly for the patient. Tests have also been performed to demonstrate the effective of using the device that supports 3D scanning.

Keywords: *360 degree rotating scanner; Ankle Foot Orthosis.*

1. TỔNG QUAN

Dụng cụ chỉnh hình cổ bàn chân (AFO) được sử dụng rộng rãi trong điều trị phục hồi chức năng ở người. Nẹp tác dụng lực lên chi thể của bệnh nhân giúp điều chỉnh và phục hồi tầm vận động và các hoạt động hàng ngày, đặc biệt là dáng đi [1].

Nẹp cổ bàn chân được sản xuất truyền thống bao gồm các bước chính như bó bột, đúc thạch cao, hút nhựa và tinh chỉnh, đòi hỏi kỹ năng và kinh nghiệm. Ngoài ra, toàn bộ quá trình sản xuất này phải được lặp lại nếu nẹp AFO bị hư hỏng hoặc tình trạng của bệnh nhân bị thay đổi [2]. Việc lặp lại quá trình sản xuất dẫn đến nhiều hạn chế như gây khó chịu cho bệnh nhân khi bó bột nhiều lần; việc lưu trữ ☞

khuôn thạch cao khó khăn và ảnh hưởng môi trường.

Để giảm thiểu công việc bó bột nhiều lần và lưu trữ hình dạng chi thể của bệnh nhân, công nghệ quét 3D đã được ứng dụng để giải quyết vấn đề này.

Hình dạng 3D chính xác của vùng cẳng bàn chân là vô cùng quan trọng trong việc chế tạo nẹp AFO. Sự vừa vặn giữa nẹp AFO và chi thể của từng bệnh nhân là một yếu tố thoải mái quan trọng khi sử dụng [3].

Hiện nay, có nhiều loại máy quét 3D cầm tay có sẵn trên thị trường, sử dụng một số phương pháp phổ biến như máy chiếu và camera. Máy chiếu ánh sáng trắng được sử dụng để chiếu các điểm ảnh lên bề mặt cẳng bàn chân và thu thập hình dạng của chi thể bệnh nhân. Phương pháp này được gọi là phương pháp ánh sáng cấu trúc.

Máy quét cầm tay thường có độ chính xác cao, tốc độ thu thập dữ liệu tương đối nhanh và có tính linh hoạt cao. Tuy nhiên, đối với đối tượng quét là chi thể của bệnh nhân, việc sử dụng máy quét cầm tay cũng gặp một số hạn chế: (1) phạm vi và không gian quét bị giới hạn; (2) việc di chuyển máy quét xung quanh vùng cẳng bàn chân của bệnh gặp khó khăn; (3) trong một số trường hợp phụ thuộc vào kinh nghiệm của kỹ thuật viên, dữ liệu quét có thể không đạt chất lượng do bị rung động hoặc nhiễu.

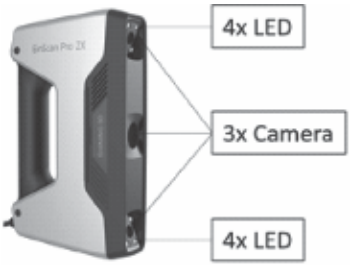
Với những hạn chế như trên, tác giả Munan Yuan cùng cộng sự đã sử dụng 4 cảm biến camera Intel RealSense đặt xung quanh 4 góc của vật thể cần quét biên dạng [4]. Tuy nhiên, để giảm thiểu chi phí sản xuất, tác giả Ju-hwan Lee và cộng sự đã nghiên cứu thiết kế chế tạo thiết bị quét 3D bàn chân với cơ cấu tịnh tiến và xoay 360 độ sử dụng cảm biến laser [3]. Sau đó, một thiết bị bao gồm cả cảm biến laser và camera kết hợp với cơ cấu xoay 360 độ đã được nghiên cứu bởi tác giả Bostjan Novak và các cộng sự [5].

Nhiều nghiên cứu ở nước ngoài tập trung vào vùng bàn chân trong thiết kế giày dép. Việc phát triển thiết bị quét cho vùng cẳng bàn chân phục vụ cho sản xuất dụng cụ chỉnh hình cũng đang được nghiên cứu ở các nước phát triển. Tuy nhiên, tại Việt Nam, nhóm nghiên cứu chưa tìm thấy công bố nào về thiết bị quét này, cũng như đơn vị nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị này.

Bài báo này tập trung trình bày một thiết bị mới để đo hình dạng 3D của vùng cẳng bàn chân sử dụng ánh sáng cấu trúc. Phần chính của thiết bị bao gồm một máy quét 3D, cụm cơ cấu cơ khí xoay 360 độ và cụm giá đỡ chân bệnh nhân. Các phép thử cũng đã được thực hiện để chứng minh hiệu quả khi sử dụng thiết bị hỗ trợ quét 3D.

Bài toán thiết kế:

Thiết kế thiết bị hỗ trợ quét 3D vùng cẳng bàn chân giúp cho việc lấy hình dạng 3D dễ dàng và nhanh chóng. Thiết bị có thể điều chỉnh chiều cao sao cho phù hợp với từng bệnh nhân. Thời gian quét tối đa cho một bệnh nhân là 2 phút. Thiết bị có chế độ vận hành thủ công và tự động được thiết lập sẵn.



Hình 1. Máy quét 3D cầm tay, Model Einscan Pro 2X

2. THIẾT KẾ THIẾT BỊ HỖ TRỢ QUÉT 3D VÙNG CẲNG BÀN CHÂN

2.1. Máy quét 3D cầm tay

Phương pháp được đề xuất dựa trên máy quét 3D cầm tay, Model Einscan Pro 2X thuộc hãng Shining. Thiết bị, như hình 1, bao gồm 8 đèn LED và 3 camera.

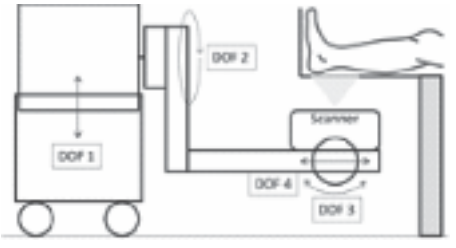
Máy quét này có thể cung cấp dữ liệu với độ chính xác tối đa là 0,05 mm, tốc độ quét là 30 fps hoặc 1,5 triệu điểm/giây trong diện tích quét tối đa là 225 x 170 mm. Khoảng cách hiệu dụng đạt 100 mm [6].

Để có thể điều chỉnh dữ liệu quét và xây dựng mô hình, nhóm nghiên cứu đã sử dụng phần mềm Einscan Pro.

Máy quét được kết nối tới máy tính thông qua phần mềm Einscan Pro đã được cài đặt.

2.2. Sơ đồ thiết bị

Sơ đồ thiết bị được thể hiện như hình 2, bao gồm nhiều cụm cơ cấu cơ khí với chức năng riêng biệt được lắp ráp thành thiết bị hoàn chỉnh.



Hình 2. Sơ đồ thiết bị

Trong đó, DOF 1 thể hiện bậc tự do điều chỉnh chiều cao; DOF 2 thể hiện bậc tự do xoay 360 độ; DOF 3 và DOF 4 thể hiện bậc tự do góc quét.

a. Cụm điều chỉnh chiều cao

Việc điều chỉnh chiều cao giúp cho thiết bị có thể quét nhiều đối tượng và điều chỉnh tiêu cự phù hợp với đối tượng quét.

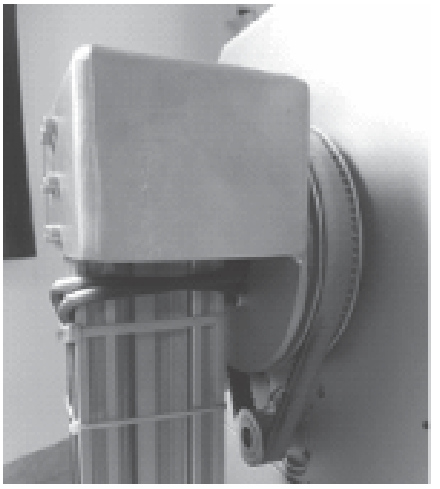
Để dễ sử dụng và điều khiển, cơ cấu cơ khí được sử dụng cho cụm điều chỉnh chiều cao là xy lanh điện, như hình 3. Xy lanh điện sẽ phụ thuộc chủ yếu vào tải trọng của hệ.

Xy lanh điện được điều khiển thủ công bằng nút nhấn. Kết hợp với các ổ bi trượt xung quanh, giúp cho hệ có thể di chuyển dễ dàng hơn trong quá trình làm việc.

Hình 3. Xy lanh điện

b. Cụm xoay 360

Như đã được đề cập về hạn chế trong phần Tổng quan, cụm xoay 360 sẽ khắc phục được hạn chế so với sử dụng máy quét bằng tay. Cụm xoay sử dụng động cơ servo và cơ cấu bánh đai giảm tốc để tăng mô-men xoắn và điều khiển chính xác vị trí của tay quay, như hình 4. Ngoài ra, tốc độ quay của tay quay có thể được điều chỉnh trong khoảng 1-3 vòng/phút. Khi chạy không tải, tốc độ quay sẽ đạt tối đa. Trong quá trình quét, tốc độ quay tùy thuộc vào mức độ ánh sáng trong môi trường làm việc. ☞



Hình 4. Cụm tay quay xoay 360

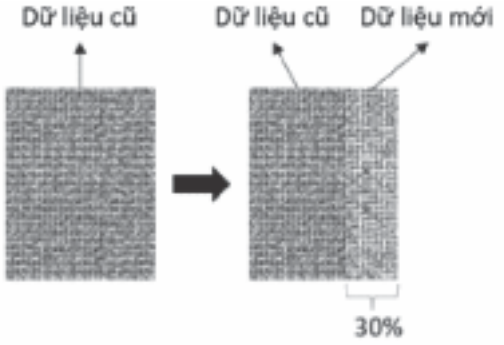
Công suất động cơ:

- Khối lượng máy quét là m_s = 1,13 kg.
- Khối lượng tay quay là m_{tq} = 5 kg.

⇨ Công suất động cơ (KW) là P = 0,963 KW.

Tốc độ quay của tay quay ảnh hưởng đến tốc độ di chuyển của máy quét xung quanh chi thể. Nguyên tắc chung khi di chuyển vùng lấy mẫu là phần trăm diện tích dữ liệu mới không nên vượt quá 30% so với tổng diện tích vùng lấy mẫu, biểu diễn như hình 5.

Trong một số trường hợp, việc di chuyển quá nhanh hoặc bị cản bởi vật cản, dữ liệu sẽ bị gián đoạn.

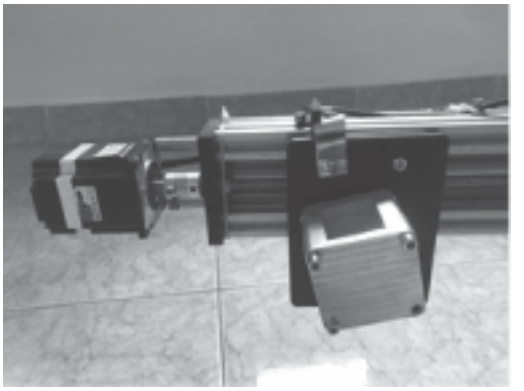


Hình 5. Nguyên tắc sử dụng máy quét

Tuy nhiên, khi sử dụng phần mềm Einscan Pro, dữ liệu có thể bổ sung tiếp tục nhưng vẫn theo nguyên tắc quét ở trên. Tính năng này chỉ có trên một số phần mềm của các hãng.

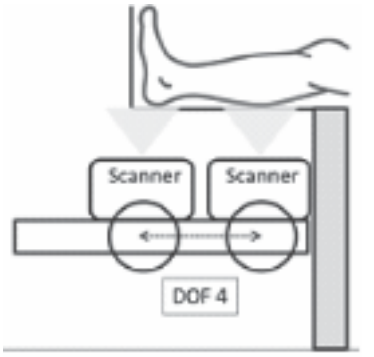
c. Cụm điều chỉnh góc quét

Đây là cụm quan trọng nhất của thiết bị. Cụm này sẽ được lắp đặt máy quét và có 2 bậc tự do bao gồm tịnh tiến và xoay, như hình 6.



Hình 6. Cụm điều chỉnh góc quét

Bậc tự do tịnh tiến được thực hiện bằng trục vít me kết hợp với các cảm biến hành trình, giúp cho máy quét có thể di chuyển từ cẳng chân cho đến bàn chân.



Hình 7. Hành trình tịnh tiến của máy quét

Việc điều chỉnh hành trình của máy quét vẫn còn một số hạn chế nhất định. Do vậy, bậc

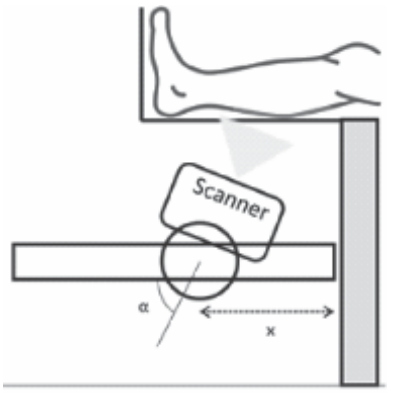
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

tự do xoay cũng được tích hợp. Khi đó, phạm vi quét có thể được điều chỉnh đến toàn bộ vùng cẳng bàn chân và mặt lòng bàn chân.

Hình 8. Góc xoay của máy quét

Do máy quét sử dụng ánh sáng trắng nên để có thể lấy được dữ liệu hình dạng 3D của mặt lòng bàn chân, tấm vật liệu thủy tinh đã được lắp đặt vào cụm hỗ trợ chi thể. Ánh sáng trắng sẽ xuyên qua tấm thủy tinh và lấy được hình dạng 3D của mặt lòng bàn chân.

Sau quá trình nghiên cứu thử nghiệm, 3 vị trí góc quét tối ưu nhất được sử dụng cho chương trình quét tự động như bảng 1.



Hình 9. Biến số góc quét

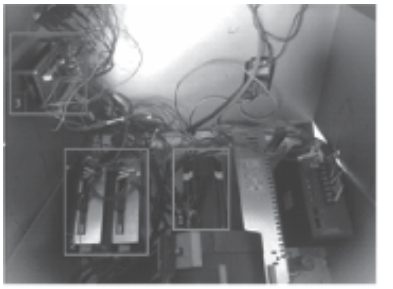
Trong đó: x là biến số khoảng cách tính từ đầu của tay quay; α là biến số góc nghiêng tính từ trục ngang của tay quay.

Bảng 1. Vị trí tối ưu góc quét

Vị trí	x (mm)	α (deg)
1	0	10
2	95	90
3	200	45

d. Bộ điều khiển

Mạch điều khiển sử dụng vi điều khiển STM32 series làm bộ xử lý trung tâm.

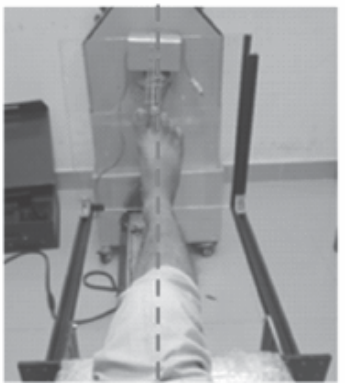


Hình 10. Sơ đồ bộ điều khiển

Trong đó: (1) là động cơ servo; (2) là driver cho động cơ; (3) là bộ xử lý STM32.

3. QUY TRÌNH QUÉT 3D KHI SỬ DỤNG THIẾT BỊ

Bước 1: Cho bệnh nhân ngồi vào ghế. Đặt chân bệnh nhân lên cụm gác chân sao cho chân bệnh nhân vào vị trí tâm máy.



Hình 11. Căn chỉnh vị trí

Bước 2: Sử dụng phần mềm quét 3D, tạo dự án mới với cấu hình như sau:

- Chế độ quét: Cầm tay – Handheld Rapid Scan.

- Không hiển thị màu – Non-texture.

- Chế độ ghép nối dữ liệu: đặc tính của vật – Feature.

- Chế độ sáng: Bình thường – Classic.

- Chế độ phân giải: Trung bình – Medium.

Bước 3: Nhấn nút Start trên phần mềm máy tính xem trước chế độ quét, vùng quét. Căn chỉnh vị trí chân người sao cho vùng quét được nhiều dữ liệu nhất.

Bước 4: Nhấn nút Start trên phần mềm máy tính để bắt đầu lấy dữ liệu quét.

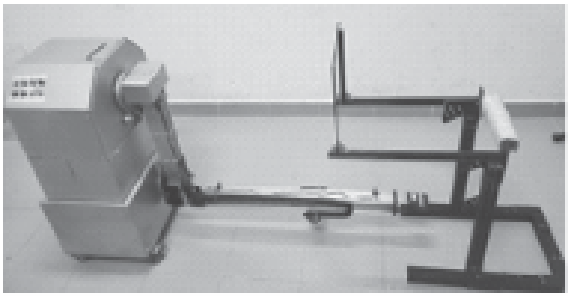
Bước 5: Nhấn nút Start trên thiết bị để tiến hành chạy chương trình tự động tại ba vị trí quét.

Bước 6: Kiểm tra dữ liệu quét trên phần mềm.

Trường hợp dữ liệu thể hiện đầy đủ, đạt khoảng 95% diện tích của vùng cẳng bàn chân, tiến hành lưu dữ liệu.

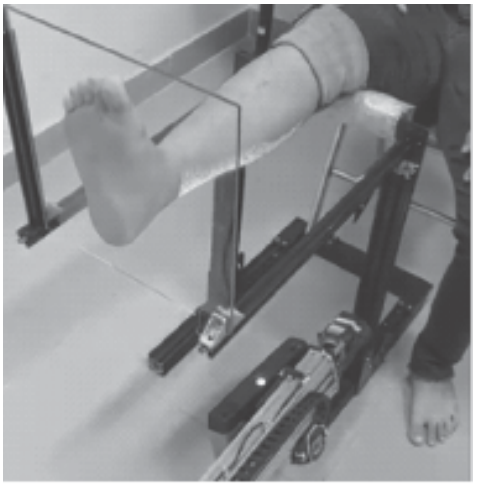
4. KẾT QUẢ THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ

Thiết bị đã được chế tạo và kiểm tra tại DCSELab, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.



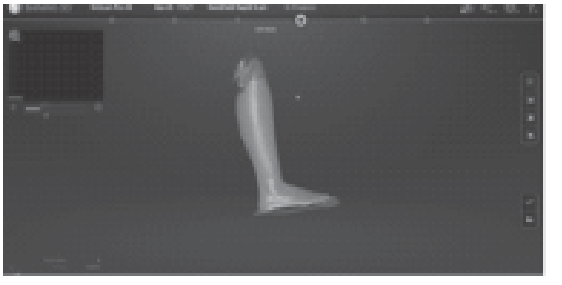
Hình 12. Thiết bị hỗ trợ quét 3D

Sau đó, thiết bị đã được thử nghiệm tại Xưởng Dụng cụ chỉnh hình thuộc Bệnh viện Phục hồi chức năng và Điều trị Bệnh Nghề nghiệp TP. Hồ Chí Minh.



Hình 13. Thử nghiệm thiết bị

Kết quả thời gian quét được cải thiện đáng kể, giảm chỉ còn 2 phút 22 giây so với cách quét cầm tay truyền thống. Dữ liệu quét được đảm bảo chất lượng đồng đều.



Hình 14. Dữ liệu quét cẳng bàn chân sau khi quét

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày một thiết bị mới hỗ trợ quét 3D vùng cẳng bàn chân, phục vụ cho quá trình thiết kế, chế tạo nẹp cổ bàn chân. Một số yêu cầu thiết kế đã được đặt ra để khắc phục các hạn chế đang tồn đọng. Ba vị trí góc quét tối ưu đã được xây dựng từ kết quả thực nghiệm. Bộ điều khiển của thiết bị bao gồm chế độ thủ công và chế độ tự động sử dụng ba vị trí góc quét đã tìm được. Thiết bị cũng đã được thử nghiệm trên một số chi thể khác nhau và đạt được một số kết quả nhất định.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Sở Khoa học và Công nghệ Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ Đề tài "Nghiên cứu thiết kế, chế tạo nẹp cổ bàn chân bằng công nghệ in 3D".❖

Ngày nhận bài: **01/8/2023**
Ngày phản biện: **30/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Albert Shih et. al. (2017), *Cloud-based Design and Additive Manufacturing of Custom Orthoses,* Elsevier, Vol. 63, pp. 156-160.
[2]. Yong Ho Cha et. al. (2017), *Ankle-Foot Orthosis Made by 3D Printing Technique and Automated Design Software,* Applied Bionics and Biomechanics, Vol. 2017, pp. 1-6.
[3]. Ju-hwan Lee et. al. (2021), *Complete 3D Foot Scanning System Using 360 Degree Rotational and Translational Laser Triangulation Sensors,* Springer, pp. 1-13.
[4]. Munan Yuan et. al. (2020), *3D Foot Scanning Using Multiple RealSense Cameras, Springer.*
[5]. Bostjan Novak et. al. (2014), *Three-Dimension Foot Scanning System with a Rotational Laser-Based Measuring Head,* Journal of Mechanical Engineering.
[6]. Shining 3D Company (2021), *"User Manual Einscan Pro 2X&HD Series".*

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ ĐO CHẤT LƯỢNG VẢI ĐŨI BẰNG THIẾT BỊ TESTER

RESEARCH FOR DESIGN OF TECHNOLOGY PROCESS TO PLAY FABRIC WITH TESTER EQUIPMENT

Nguyễn Thu Thủy, Nguyễn Thị Lan Anh
Khoa Dệt May Thời trang, Trường Đại học Kinh tế – Kỹ thuật Công nghiệp

TÓM TẮT

Trong những năm qua, ngành Công nghiệp Dệt May Việt Nam đã có những bước phát triển mạnh mẽ và ngày càng đóng vai trò quan trọng trong tăng trưởng của nền kinh tế. Trong tất cả các mặt hàng công nghiệp xuất khẩu hiện nay, Dệt May là ngành có kim ngạch xuất khẩu và tốc độ tăng trưởng cao và là một trong những ngành hàng xuất khẩu chủ lực, giữ vai trò quan trọng đối với sự tăng trưởng của nền kinh tế, chiếm 12-16% tổng kim ngạch xuất khẩu của cả nước. Để đảm bảo được chỉ số này thì ngành công nghiệp sản xuất nguyên liệu đầu vào phải đảm bảo được các chỉ tiêu về chất lượng của sản phẩm sau khi thành phẩm, do đó cần phải có những thiết bị công nghệ cao để kiểm tra sản phẩm đảm bảo các tiêu chuẩn của Việt Nam cũng như thế giới. Bài báo này, tác giả nghiên cứu thiết bị Tester để đưa ra quy trình công nghệ kiểm tra sản phẩm vải đũi sau khi sản xuất, để đánh giá chất lượng vải trước khi đưa ra thị trường trong nước và quốc tế.

Từ khóa: *Vải đũi; Dệt sợi; Tơ tằm; Chất lượng.*

ABSTRACT

Over the years, Vietnam's Textile and Garment Industry has made strong development steps and plays an increasingly important role in the growth of the economy. Of all the current export industries, Textile and Garment is the industry with high export turnover and growth rate and is one of the key export industries, playing an important role in the growth. of the economy, accounting for 12-16% of the total export turnover of the country. To ensure this index, the input material manufacturing industry must ensure the quality criteria of the finished product, so it is necessary to have high-tech equipment to check the product. products ensure the standards of Vietnam as well as the world. In this article, the author researches the Tester device to provide a technological process for testing linen products after production, to evaluate the quality of fabrics before launching into domestic and international markets.

Keywords: *Cotton fabric; Textile yarn; Silk; Quality.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Vải đũi, trên thế giới có tên Tussah Silk (Tussar silk, Tushar silk, Tassar silk hoặc Tusser silk…). Đã có nhiều nghiên cứu về lụa, lụa Tussah (vải đũi). Nghiên cứu về lụa có các bài báo như "The preparation and processing of Tussah silk" của tác giả Subrata Das [1], nghiên cứu đã chỉ ra những phương pháp chế biến vải đũi để đảm bảo chất lượng của vải đạt tiêu chuẩn cao; "Textile Properties of Tussah Silk Fabric by Eco-Friendly Crosslinking Agents Modification" của tác giả Zhi Mei Liu, Gang Li, De Hong Cheng, Yan Hua Lu [2], nghiên cứu đã chỉ ra đặc tính dệt của vải đũi từ tơ tằm là phương pháp tốt nhất để đảm bảo chất lượng của vải đũi; "A Comparison of Color Fastness Properties of Mulberry Silk and Tussah Silk Fabrics in Blends with Cellulosic Fibers" của tác giả Memik Bunyamin Uzumcu [3], nghiên cứu đã so sánh các đặc tính bền màu của vải tơ dâu tằm và tơ tằm Tussah trong hỗn hợp với xơ xenlulô.

Có rất nhiều các công trình nghiên cứu về vải đũi trong nước, điển hình như "Nghiên cứu một số tính chất của vải đũi tơ tằm nhuộm bằng chất màu tự nhiên" của tác giả Nguyễn Trọng Tuấn, Hoàng Thị Lĩnh, Hoàng Thị Thu Lan [4],… Tuy nhiên, chưa có nghiên cứu nào đi chuyên sâu về kiểm tra chất lượng vải đũi sau khi thành phẩm. Vì vậy, nghiên cứu này sẽ nghiên cứu quy trình kiểm tra chất lượng của vải đũi trên các thiết bị hiện đại để đánh giá chất lượng vải đũi là một khâu quan trọng của ngành Dệt May.

2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

2.1. Tính chất của vải đũi

Vải đũi thực chất là một loại lụa tơ tằm và có tên gọi khác là vải lanh (do được dệt bằng sợi lanh).

Vải đũi thường có bề mặt thô ráp, vải có trọng lượng nhẹ, chất vải khá xốp và được làm từ sợi đũi. Sợi đũi là phần thừa ra từ quá trình ươm tơ hay còn được gọi là phế liệu tơ tằm. Như vậy, vải đũi thực chất là một loại lụa tơ tằm và nó còn có một tên gọi khác là vải lanh. Vải đũi gần giống với vải thô và vải bố nhưng chất vải mềm mịn hơn nhiều.

2.2. Quy trình sản xuất vải đũi

Bước 1: Nấu sợi đũi

Cho kén tằm vào nấu đến khi kén tằm mềm ra, dùng đũa vớt thử xem kén tằm đã bung sợi tơ ra chưa.

Hình 2.1. Nấu sợi đũi

Bước 2: Kéo thành sợi

Sau khi kén mềm ra, người thợ sẽ dùng tay để kéo những sợi kén trong một chậu nước. Công đoạn kéo sợi được làm hoàn toàn bằng thủ công, là công đoạn quan trọng nhất trong quá trình sản xuất vải đũi.

Bước 3: Phơi sợi ☞

Sau khi kéo thành sợi xong, những sợi đũi sẽ được guồng lại và đem đi phơi khô. Cần phải phơi khô sợi đũi hoàn toàn để sợi đũi không bị ẩm mốc sau đó mang sợi vào để tiến hành dệt vải.

Hình 2.2. Phơi sợi đũi

Bước 4: Dệt vải

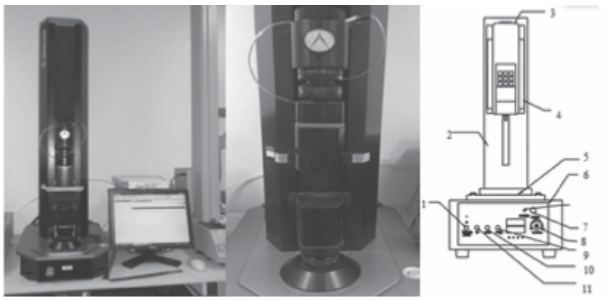
Để dệt thành vải đũi, người thợ phải dùng vun đũi để dệt.

Hình 2.3. Dệt vải đũi

3. XÂY DỰNG QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ KIỂM TRA CHẤT LƯỢNG VẢI ĐŨI

3.1. Thiết bị kiểm tra Tester

- Cấu tạo:



Hình 3.1. Cấu tạo thiết bị kiểm tra Tester [5]
1. Công tắc đo thủ công/tự động; 2. Trụ đứng; 3. Thiết bị lực; 4. Màn hình hiển thị lực; 5. Thông số chuẩn; 6. Bảng điều khiển; 7. Tín hiệu đầu vào; 8. Bộ điều chỉnh tốc độ; 9. Công tắc giảm tốc; 10. Công tắc dừng; 11. Công tắc tăng tốc

- Thông số kỹ thuật thiết bị Tester:

Thông số mục	**Chỉ số kỹ thuật**
Cung cấp điện	AC(100 ~ 240)V, (50/60) Hz, 100W
Môi trường làm việc	Nhiệt độ (10 ~ 35)°C, Humidity ≤ 85%
Hiển thị	10 inch màn hình cảm ứng màu
Đo phạm vi	(0.15 ~ 30)N/(1 ~ 300)N/ (3 ~ 1000)N
Độ phân giải màn hình	0.001N(L30A)/0.01N(L300A)/0.01N(L1000A)
Lỗi chỉ định	± 0.5% (Range 5% ~ 100%)
Làm việc đột quỵ	350mm/900mm (tùy chỉnh)
Mẫu chiều rộng	15mm (25mm, 50mm Optional)
Kéo dài tốc độ	(1 ~ 500) mm/min (Có thể được điều chỉnh tùy tiện)
In	Được xây dựng – in nhiệt máy in
Giao diện truyền thông	RS232 (Mặc định) (USB, WIFI tùy chọn)
Kích thước	550 × 530 × 900mm
Net (Trọng lượng)	95kg xung quanh

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

- Chức năng của các bộ phận chi tiết:

Closed-Loop servo động cơ bước; Bóng vít và ba hướng dẫn trục cung cấp ổn định và chính xác truyền; Màn hình 10 inch màu LCD, màn hình cảm ứng được sử dụng để hiển thị kéo dài đường cong trong thời gian thực; Các bộ vi xử lý ARM và 24-bit Analog-to-Kỹ thuật số chuyển đổi cải thiện tốc độ phản ứng của các nhạc cụ và đảm bảo các hiệu suất thời gian thực của các phép đo; Mất điện đột ngột dữ liệu chức năng lưu trữ, dữ liệu trước khi mất điện sau khi điện bật (on) được giữ lại và thử nghiệm có thể được tiếp tục; Các tính năng của thiết lập lại tự động; Bộ nhớ dữ liệu, bảo vệ quá tải và lỗi tự chẩn đoán; ECooperate với phần mềm máy tính cho thông tin liên lạc.

3.2. Quy trình kiểm tra chất lượng vải đũi

Nghiên cứu sử dụng bốn mẫu vải đũi dệt thoi vân điểm dệt từ sợi phế phẩm của tơ tằm trên máy dệt Han Jin của Hàn Quốc tại Công ty TNHH Xe tơ Dệt lụa Hà Bảo (Lâm Đồng) với độ mảnh sợi dọc không đổi 15,5x3D, độ mảnh sợi ngang lần lượt là: 182D, 233D, 276D, 337D; Mật độ sợi dọc 510 sợi/10cm; Mật độ sợi ngang 260 sợi/10cm. Đây là các loại vải đũi được sử dụng phổ biến trên thị trường. Các thí nghiệm được thực hiện trong điều kiện tiêu chuẩn: nhiệt độ 20±2°C, độ ẩm tương đối 65±4% tại Trung tâm thí nghiệm – Phân viện Dệt May TP. Hồ Chí Minh.

Bảng 3.1. Thông số kỹ thuật của các mẫu vải đũi

STT	Thông số	Đơn vị đo	Mẫu 1	Mẫu 2	Mẫu 3	Mẫu 4
1	Nguyên liệu sợi dọc	Denier	15,5 x 3	15,5 x 3	15,5 x 3	15,5 x 3
	Nguyên liệu sợi ngang	Denier	182	233	276	337
2	Mật độ dọc	Sợi/10cm	510	510	510	510
	Mật độ ngang	Sợi/10cm	260	260	260	260
3	Kiểu dệt		Vân điểm	Vân điểm	Vân điểm	Vân điểm
4	Khổ vải	cm	125	125	125	125

Trong bảng trên, bốn mẫu vải đũi được tạo nên từ sợi dọc có chi số độ mảnh giống nhau là 15,5Dx3, độ mảnh sợi ngang thay đổi tăng dần từ mẫu M1 đến mẫu M4. Cho nên chủ yếu các giá trị thực nghiệm phụ thuộc vào yếu tố độ mảnh sợi ngang của vải đũi.

Bảng 3.2. Kết quả thí nghiệm thông số kỹ thuật của các mẫu vải đũi

STT	Thông số	Đơn vị đo	Mẫu 1	Mẫu 2	Mẫu 3	Mẫu 4
1	Nguyên liệu sợi dọc	Denier	15,5 x 3	15,5 x 3	15,5 x 3	15,5 x 3
	Nguyên liệu sợi ngang	Denier	182,2	232,9	276,1	337
2	Trọng lượng vải	g/m^2	82,8	103,2	108,2	125,3
3	Mật độ dọc	Sợi/10cm	512	511	508	508
	Mật độ ngang	Sợi/10cm	259	261	261	259

Kết quả thí nghiệm xác định khối lượng, độ mảnh sợi ngang và mật độ của vải đũi, nhận thấy các thông số của vải đũi tăng phù hợp với yêu cầu đặt ra.

Nghiên cứu sử dụng phương pháp nghiên cứu thực nghiệm xác định một số đặc trưng cơ lý của vải đũi. Xác định khối lượng vải g/m^2 theo tiêu chuẩn ISO 7211-6-84; xác định mật độ sợi của vải theo tiêu chuẩn ISO 7211-2-84; xác định độ bền kéo đứt và độ giãn đứt của vải theo tiêu chuẩn ISO 13934-1-13; xác định độ bền xé của vải theo tiêu chuẩn ISO 13937-1-00; xác định sự thay đổi kích thước sau giặt của vải theo tiêu chuẩn ISO 6330-12; nghiên cứu ảnh hưởng của độ mảnh sợi ngang đến khối lượng vải, độ bền kéo đứt, độ giãn đứt, độ bền xé, độ co sau giặt của vải đũi.

Qua các kết quả nghiên cứu thực nghiệm đã được thực hiện tại Phân viện Dệt May tại TP. Hồ Chí Minh cho thấy: khi thay đổi độ mảnh sợi ngang của vải đũi có kiểu dệt vân điểm sẽ ảnh hưởng nhiều đến các tính chất cơ lý của vải.

- Khối lượng vải đũi tăng tỷ lệ thuận với mức độ tăng độ mảnh sợi ngang.

- Độ bền kéo đứt vải đũi theo hướng dọc và hướng ngang đều tăng khi tăng độ mảnh sợi ngang tăng, mức độ tăng độ bền kéo đứt vải đũi theo hướng ngang lớn hơn mức độ tăng độ bền kéo đứt vải đũi theo hướng dọc.

- Độ bền xé vải đũi theo hướng dọc tăng tỷ lệ thuận với mức độ tăng độ mảnh sợi ngang.

- Độ co sau giặt cũng thay đổi khi mật độ thay đổi, co dọc ít, giãn ngang tăng dần. Kết quả nghiên cứu là cơ sở khoa học nhằm lựa chọn độ mảnh sợi ngang phù hợp để sản xuất vải đũi đáp ứng yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm.

4. KẾT LUẬN

- Đã phân tích được cấu tạo, chức năng của thiết bị kiểm tra Tester;

- Đã xây dựng, đưa ra được quy trình kiểm tra chất lượng vải đũi;

- Kiểm tra được chất lượng vải đũi với các số liệu trên bảng 3.2 đảm bảo theo tiêu chuẩn ISO:

+ Đạt chuẩn khối lượng vải g/m^2 theo tiêu chuẩn ISO 7211-6-84;

+ Đạt chuẩn mật độ sợi của vải theo tiêu chuẩn ISO 7211-2-84;

+ Đạt chuẩn độ bền kéo đứt và độ giãn đứt của vải theo tiêu chuẩn ISO 13934-1-13;

+ Đạt chuẩn độ bền xé của vải theo tiêu chuẩn ISO 13937-1-00;

+ Đạt chuẩn thay đổi kích thước sau giặt của vải theo tiêu chuẩn ISO 6330-12.❖

Ngày nhận bài: **05/6/2023**
Ngày phản biện: **30/6/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Subrata Das, "*The preparation and processing of Tussah silk*", 108(11):481 – 486 10.1111/j.1478-4408.1992.tb01393.x 2008.

[2]. Zhi Mei Liu, Gang Li, De Hong Cheng, Yan Hua Lu, "*Textile Properties of Tussah Silk Fabric by Eco-Friendly Crosslinking Agents Modification*", Applied Mechanics and Materials, 685:68-71, October 2014.

[3]. Memik Bunyamin Uzumcu, "*A Comparison of Color Fastness Properties of Mulberry Silk and Tussah Silk Fabrics in Blends with Cellulosic Fibers",* Journal of Natural Fibers 18(4), December 2019.

[4]. Nguyễn Trọng Tuấn, Hoàng Thị Lĩnh, Hoàng Thị Thu Lan, "*Nghiên cứu một số tính chất của vải đũi tơ tằm nhuộm bằng chất màu tự nhiên*", Viện Công nghệ Dệt May, 2014.

[5]. https://www.google.com/search?egzjahjvbwuybggaeeuyotihcaeqirigadibdje3mta5otm4mwowaje1qaiasaia&sourceid=chrome&ie=utf-8.

PHÂN TÍCH ĐỘ ỔN ĐỊNH CHUỖI: ỨNG DỤNG CHO HỆ THỐNG THEO DÕI XE TỰ ĐỘNG

STRING STABILITY ANALYSIS: APPLICATION TO AUTOMATED VEHICLE FOLLOWING SYSTEMS

TS. **Phạm Hữu Truyền**[1], TS. **Lưu Đức Lịch**[2,*]
[1]Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh
[2]Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng

TÓM TẮT

Gần đây, việc phát triển các phương tiện kết nối và tự lái đã có sự quan tâm đáng kể. Trong bài viết này, chúng tôi đánh giá về độ ổn định chuỗi của hai nhóm xe với các xe được trang bị hệ thống điều khiển thích nghi hành trình ACC và các xe được trang bị hệ thống phối hợp điều khiển thích nghi hành trình CACC, trong đó các xe có khả năng kết nối với nhau thông qua kênh V2V. Điều kiện độ ổn định chuỗi được đánh giá thông qua đồ thị đáp ứng tần số.

Từ khóa: *Hệ thống hỗ trợ lái xe tiên tiến; Hệ thống điều khiển thích nghi hành trình; Ổn định chuỗi; Ô tô tự lái; Hệ thống giao thông thông minh.*

ABSTRACT

Recently there has been considerable interest in the development of connected and autonomous vehicles. In this paper, we evaluate the string stability for two platoon, in which vehicles equipped with Adaptive Cruise Control and vehicles equipped with Cooperative Adaptive Cruise Control with the vehicles are connected to each other through the V2V channel. The string stability condition is evaluated through the frequency response graph.

Keywords: *ADAS; ACC; String stability; Self-driving cars; Intelligent transportation system.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong vài thập kỷ qua, số lượng phương tiện ngày càng tăng và năng lực đường bộ hạn chế đã gây ra các vấn đề giao thông nghiêm trọng, chẳng hạn như tắc nghẽn giao thông và tai nạn đường bộ. Hệ thống giao thông thông minh (ITS) là một trong những giải pháp nhằm cải thiện điều kiện giao thông hiện nay [1]. Nhóm phương tiện là một trong những công nghệ ITS. Ý tưởng đầu tiên về tổ chức các xe thành một đội hình cùng nhau di chuyển được tác giả [2] đưa ra: Việc hình thành một nhóm xe di chuyển trên đường cao tốc được gọi là một đội hình xe, bao gồm xe dẫn đầu và các xe theo sau đi theo xe dẫn đầu bằng cách giữ khoảng cách nhất định, trong đó xe đi sau trong đội hình được điều khiển tự động. ☞

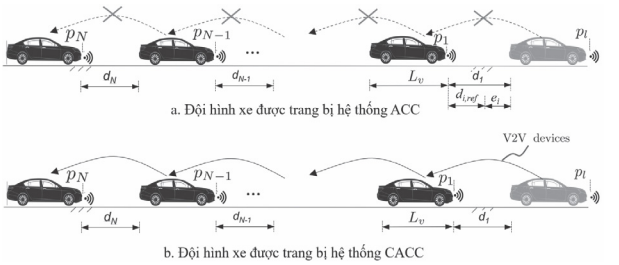
Hiệu suất của một đội hình xe có thể được đánh giá bằng hai đặc điểm chính: ổn định bên trong và ổn định chuỗi. Một đội hình không ổn định dẫn đến lỗi khoảng cách giữa các ô tô sẽ ngày càng lớn [3]. Sự khuếch đại liên tục này có thể dẫn đến việc mất kiểm soát đối với đội hình xe, có khả năng dẫn đến tai nạn hoặc tình trạng mất an toàn. Nói chung, rất dễ chứng minh độ ổn định bên trong của các đội hình xe này và thách thức thường là chứng minh độ ổn định chuỗi của đội hình xe. Vì vậy, trong bài báo này, chúng tôi chỉ tập trung vào phân tích độ ổn định chuỗi.

Công nghệ kết nối các phương tiện với nhau (V2V) tạo điều kiện phát triển các cấu trúc liên kết khác nhau [4]. Lợi ích của các cấu trúc liên kết này trong việc giảm khoảng cách giữa các xe trong một đội hình, đồng thời đảm bảo độ ổn định chuỗi.

Trong bài báo này, chúng tôi phân tích độ ổn định chuỗi cho hai nhóm xe, trong đó nhóm xe thứ nhất, xe theo sau trang bị hệ thống ACC và nhóm xe thứ hai, xe theo sau được trang bị hệ thống phối hợp điều khiển thích nghi hành trình CACC. Hai nhóm xe này di chuyển cùng một tốc độ lúc đồng thời duy trì một khoảng cách nhỏ giữa các xe liên kề trong nhóm.

2. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CỦA MỘT NHÓM PHƯƠNG TIỆN

Giả sử nhóm phương tiện di chuyển từ trái sang phải bao gồm N + 1 xe như minh họa ở hình 1, trong đó các xe được liệt kê với chỉ số i = 0; ...; N, i = 0 biểu thị xe dẫn đầu. Vị trí của xe thứ i so với điểm quy chiếu cố định trên lề đường được ký hiệu là là p_i, khoảng cách giữa xe i và xe i – 1 được ký hiệu là d_i, được đo bởi cảm biến đặt ở xe thứ i và L_i là chiều dài xe. Đội hình xe thứ nhất, các xe theo sau được trang bị hệ thống điều khiển thích nghi hành trình ACC (hình 1a), đội hình xe thứ hai, các xe theo sau được trang bị hệ thống phối hợp điều khiển thích nghi hành trình CACC (hình 1b), tức là các xe theo sau có khả năng kết nối V2V để nhận thông tin từ xe phía trước.



Hình 1. Cấu trúc hệ thống

Tham chiếu cho các cấu trúc hệ thống điều khiển ACC của xe theo sau là khoảng cách mong muốn $d_{i,ref}$ được xác định bằng cách sử dụng chiến lược thời gian di chuyển mong muốn:

$$d_{i,\mathrm{ref}} = r_0 + h_i v_i \tag{1}$$

Trong đó, r_0 là khoảng cách mong muốn khi dừng lại, h_i là thời gian di chuyển mong muốn và v_i là vận tốc đo được của phương tiện i.

Xem xét khoảng cách thực tế d_i là dữ liệu nhận từ cảm biến radar và khoảng cách mong muốn $d_{i,ref}$, L_v là chiều dài xe. Lỗi khoảng cách e_i giữa xe i và i – 1 được định nghĩa trong [5] là:

$$e_i = d_{i,\mathrm{ref}} - d_i = d_{i,\mathrm{ref}} - (p_{i-1} - L_v - p_i) \tag{2}$$

Mô hình tuyến tính hóa cho động lực học theo phương dọc của ô tô thu được như sau [5]:

$$\tau_v \dot{a}_i(t) + a_i(t) = u_i(t) \tag{3}$$

Trong đó, a_i là gia tốc của xe thứ i, u_i là gia tốc mong muốn của xe thứ i, τ_v là tham số động lực học của bộ truyền động.

Thuật toán kiểm soát khoảng cách cho hệ thống ACC của phương tiện đi theo sau trong đội hình xe thứ nhất có thể được mô tả bằng:

$$u_{i,ACC} = k_v(v_{i-1} - v_i) + k_e e_1 \quad (4)$$

Sử dụng phương trình (1), (2), cùng với mô hình động lực học ô tô (3) và luật kiểm (5), ta thu được hàm truyền sai số khoảng cách giữa các xe liền kề của đội hình xe trang bị hệ thống ACC:

$$H_{i,ACC}(s) := \frac{E_i(s)}{E_{i-1}(s)} := \frac{k_v s + k_e}{\tau_v s^3 + s^2 + (k_v + k_e h_i)s + k_e} \quad (5)$$

Trong đó, $E_i(s)$, $E_{i-1}(s)$ là biến đổi Laplace của e_i, e_{i-1} tương ứng.

Thuật toán kiểm soát khoảng cách cho hệ thống CACC của phương tiện đi theo sau trong đội hình xe thứ hai có thể được mô tả bằng:

$$u_{i,CACC} = k_1 a_{i-1} - k_2 a_i + k_3(v_{i-1} - v_i) + k_4 e_1 \quad (6)$$

Dựa vào phương trình (1), (2), cùng với mô hình động lực học ô tô (3) và luật kiểm (6), ta thu được hàm truyền liên quan đến sai số khoảng cách giữa các xe liền kề của đội hình xe trang bị hệ thống CACC:

$$H_{i,CACC}(s) := \frac{E_i(s)}{E_{i-1}(s)} := \frac{k_1 s^2 + k_3 s + k_4}{\tau_v s^3 + (1+k_2)s^2 + (k_3 + k_4 h_i)s + k_4} \quad (7)$$

3. PHÂN TÍCH ỔN ĐỊNH CHO HỆ THỐNG

Một đội hình xe được trang bị hệ thống ACC/CACC di chuyển cùng lúc có thể gặp phải sự mất ổn định chuỗi, vấn đề yêu cầu là phải phát triển một phương pháp để xác định sự ổn định chuỗi cho một đội hình xe. Hệ thống được coi là ổn định chuỗi nếu các lỗi khoảng cách e_i không được khuếch đại khi chúng lan truyền đến xe cuối cùng của đội hình. Nếu chuỗi không ổn định, điều đó có nghĩa là lỗi khoảng cách giữa các xe sẽ ngày càng lớn. Sự khuếch đại liên tục này có thể dẫn đến việc mất kiểm soát, và có khả năng dẫn đến tai nạn hoặc tình trạng mất an toàn. Vì vậy, điều cốt yếu là phải đảm bảo độ ổn định chuỗi để duy trì hành vi an toàn và phối hợp của các xe.

Điều kiện để đáp ứng ổn định chuỗi của xe được mô tả bởi mối quan hệ được trình bày trong [3]:

$$\|H_i(s)\| \le 1 \Rightarrow \|e_1\|_\infty \ge \|e_2\|_\infty \ge \ldots \ge \|e_N\|_\infty \quad (8)$$

Một giải pháp heuristic được đề xuất để phân tích sự ổn định chuỗi cho một nhóm xe đồng nhất dựa trên điều kiện (8). Các giá trị thời gian $h_i \ge 0$ được đưa ra theo thứ tự tăng dần và đồ thị đáp ứng tần số của hàm truyền $H_i(j\omega)$ tương ứng được vẽ, kiểm tra điều kiện $\|H_i(j\omega)\| \le 1$ với $\omega > 0$ bằng cách kiểm tra độ lớn của đồ thị đáp ứng tần số, nếu độ lớn cực đại nhỏ hơn hoặc bằng 1 thì hệ thống đảm bảo ổn định chuỗi, tức là điều kiện (8) được thỏa mãn. Ngược lại, độ lớn cực đại lớn hơn 1 thì hệ thống không ổn định chuỗi tức là điều kiện (8) không được thỏa mãn.

Dựa vào kết quả trong [6], hàm truyền liên quan đến sai số khoảng cách giữa các xe liền kề của 2 đội hình tương ứng các xe được trang bị 2 hệ thống ACC và CACC thu được như sau:

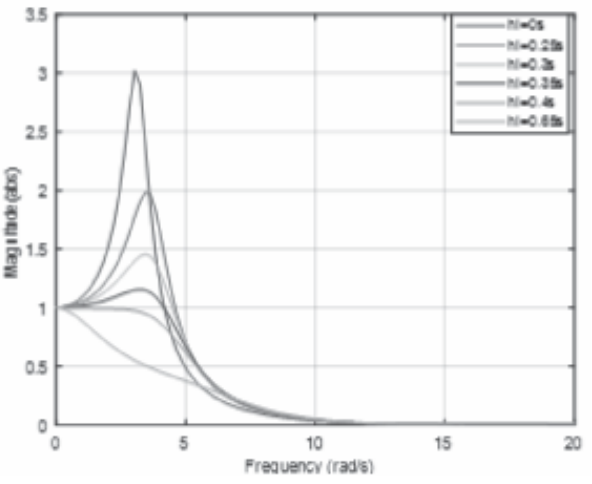
$$H_{i,ACC}(s) := \frac{0.8s + 2}{0.25s^3 + s^2 + (0.8 + 2h_i)s + 2} \quad (9)$$

$$H_{i,CACC}(s) := \frac{0.125s^2 + 0.4s + 22.5}{0.25s^3 + 2s^2 + (0.4 + 22.5h_i)s + 22.5} \quad (10)$$

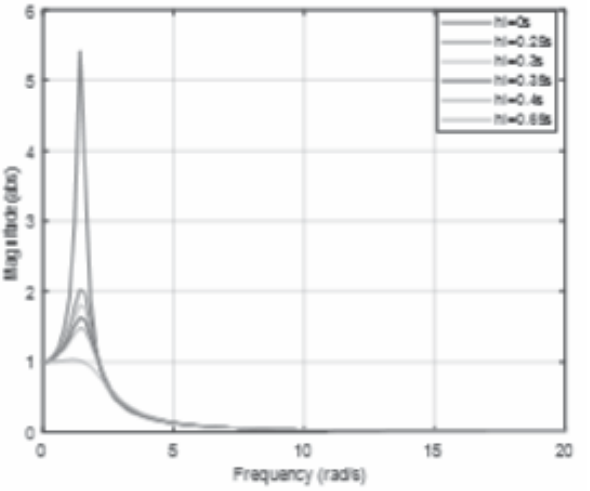
Điều kiện ổn định chuỗi từ phương trình (8) đã được áp dụng cho hàm $h_i(s)$ bằng cách tăng h_i từ 0 đến giá trị thỏa mãn điều kiện ổn định chuỗi. ☞

Tăng giá trị thời gian h_i từ 0s đến 0.65s, đối với hệ thống ACC, $0s \le h_i < 0.65s$, ta thấy rằng đồ thị đáp ứng tần số lớn hơn 1, do đó không thỏa mãn điều kiện ổn định (8), hệ thống không ổn định. Tuy nhiên, giá trị thời gian h_i = 0.65s, đồ thị đáp ứng tần số nhỏ hơn 1, thỏa mãn điều kiện (8), hệ thống đảm bảo ổn định chuỗi.

Đối với hệ thống CACC, $0s \le h_i < 0.4s$, ta thấy rằng đồ thị đáp ứng tần số lớn hơn 1, do đó không thỏa mãn điều kiện ổn định (8), hệ thống không ổn định chuỗi. Tiếp tục tăng giá trị h_i, giá trị thời gian $h_i \ge 0.4$s, đồ thị đáp ứng tần số nhỏ hơn 1, điều đó cho thấy hệ thống đảm bảo ổn định chuỗi. Nếu giá trị h_i càng lớn thì đồ thị đáp ứng tần số càng nhỏ hơn 1, hệ thống càng ổn định, tuy nhiên giá trị h_i càng lớn dẫn đến khoảng cách mong muốn càng lớn hơn như thể hiện trong công thức (1), và do đó sẽ tạo ra khoảng cách lớn giữa các xe trong đội hình.



Hình 2. Đồ thị của đội hình xe CACC



Hình 3. Đồ thị của đội hình xe ACC

Thông qua kết quả phân tích độ ổn định chuỗi, rõ ràng đội hình xe trang bị hệ thống CACC có giá trị thời gian h_i nhỏ hơn nhiều so với đội hình xe trang bị hệ thống ACC, điều đó chứng minh rằng khoảng cách giữa các xe trang bị hệ thống CACC nhỏ hơn khoảng cách giữa các xe trang bị hệ thống ACC, tức là chiều dài nhóm xe CACC ngắn hơn, khả năng tăng lưu lượng xe tốt hơn.

4. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, một phương pháp phân tích độ ổn định chuỗi cho một đội hình thứ nhất trong đó các xe được trang bị hệ thống ACC và cho một đội hình thứ hai trong đó các xe được trang bị hệ thống CACC đã được triển khai. Giá trị thời gian h_i nhỏ nhất thỏa mãn điều kiện ổn định chuỗi được quan tâm. Dựa vào kết quả phân tích, chúng ta thấy rằng độ ổn định chuỗi xe trang bị hệ thống CACC có thể đáp ứng được với h_i nhỏ nhất là 0,4s, trong khi nhóm xe trang bị hệ thống ACC đảm bảo ổn định nhóm với giá trị h_i =0.65s. Điều này cho thấy rằng đội hình xe trang bị hệ thống CACC cải thiện lưu lượng xe lưu thông tốt hơn do khoảng giữa các xe nhỏ hơn như thể hiện trong

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

công thức (1), trong khi vẫn duy trì độ ổn định của nhóm. Hướng nghiên cứu tương lai, tác giả sẽ mô phỏng, đánh giá hiệu quả của hệ thống CACC.❖

Ngày nhận bài: **02/8/2023**
Ngày phản biện: **23/8/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Darbha Swaroop and KR Rajagopal (2001), "*A review of constant time headway policy for automatic vehicle following*", IEEE Intelligent Transportation Systems. Proceedings (Cat. No. 01TH8585), IEEE, pp. 65–69.

[2]. Steven E Shladover (1979). *Operation of automated guideway transit vehicles in dynamically reconfigured trains and platoons (extended summary)*. Tech. rep.

[3]. Swaroop, D., and Hedrick, J. K. (1996). *String Stability of Interconnected Systems,* IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 41, No. 3, pp. 349-357.

[4]. Darbha, S., Konduri, S., & Pagilla, P. R. (2018), *Benefits of V2V communication for autonomous and connected vehicles*, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 20(5), 1954-1963.

[5]. Luu, D. L., Lupu, C., Ismail, L. S., & Alshareefi, H. (2020), *Spacing control of cooperative adaptive cruise control vehicle platoon,* IEEE International Conference on Automation, Quality and Testing, Robotics (AQTR), pp. 1-6.

[6]. Luu, L. D., Lupu, C., & Alshareefi, H. D. (2022), *A Comparative Study of Adaptive Cruise Control System based on Different Spacing Strategies,* Journal of Control Engineering and Applied Informatics, 24(2), 3-12.

DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA TẤM CÓ CHIỀU DÀY BIẾN ĐỔI

FREE VIBRATIONS OF PLATES WITH VARIABLE THICKNESS

Thân Văn Toản[1], Nguyễn Mạnh Dũng[1], Vũ Tú Nam[1], Đào Mạnh Lân[2]
[1]Học viện Kỹ thuật Quân sự
[2]Nhà máy Z131

TÓM TẮT

Dựa trên phương pháp phần tử hữu hạn, bài báo nghiên cứu dao động của tấm có chiều dày biến đổi tựa trên nền đàn hồi hai hệ số, các công thức được thiết lập dựa trên lý thuyết biến dạng cắt bậc nhất của Mindlin, trong đó chiều dày tấm biến đổi theo cả quy luật tuyến tính và phi tuyến. Dựa trên lý thuyết tính toán, bài báo đã đưa ra so sánh để kiểm chứng độ tin cậy, trên cơ sở đó bài báo tiến hành khảo sát ảnh hưởng của một số tham số như quy luật biến đổi chiều dày, nền đàn hồi đến đáp ứng dao động riêng của tấm. Đây là nghiên cứu tiền đề để phát triển tính toán những bài toán phức tạp hơn trong cơ học vật rắn, cũng như làm tài liệu tham khảo có giá trị khi thiết kế và sử dụng những kết cấu có chiều dày biến đổi trong thực tế.

Từ khóa: *Dao động riêng; Tấm; Chiều dày biến đổi; Phương pháp phần tử hữu hạn.*

ABSTRACT

Based on the finite element method, the article studies the vibration of plates with variable thickness based on a two-factor elastic foundation, the formulas are established based on Mindlin's first-order shear strain theory, in the plate thickness varies according to both linear and nonlinear laws. Based on the theory of computation, the paper has made a comparison to verify the reliability, on that basis the article investigates the influence of some parameters such as the rule of thickness variation, elastic foundation on response to specific vibrations of the plate. This is a prerequisite study for the development of more complex problems in solid mechanics, as well as a valuable reference when designing and using structures of variable thickness in practice.

Keywords: *Specific oscillations; Plate; Variable thickness; Extended finite element method.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các kết cấu dạng tấm được sử dụng rộng rãi trong nhiều ngành kỹ thuật như đóng tàu, vách ngăn lò phản ứng,… Tuy nhiên, để tối ưu hóa vật liệu hoặc tận dụng không gian làm việc, các kỹ sư đã thiết kế các tấm có chiều dày thay đổi, việc nghiên cứu đáp ứng cơ học của các kết cấu tấm có chiều dày biến đổi là yêu cầu cấp thiết. Kết quả nghiên cứu là tài liệu quan trọng để định hướng cho việc thiết kế, chế tạo và sử dụng chúng một cách hiệu quả nhất.

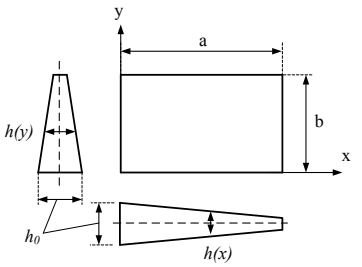
Cũng đã có một số nghiên cứu đáp ứng cơ học của tấm có chiều dày biến đổi như: P. Gagnon và C. Gosselin [1] phân tích uốn tĩnh

của tấm hình chữ nhật có chiều dày biến đổi sử dụng phương pháp dải phần tử (Finite Strip Method); tác giả Mạnh và nhóm cộng sự [2] nghiên cứu uốn tĩnh và ổn định tĩnh của tấm composite có chiều dày biến đổi; Thành và nhóm nghiên cứu [3] đã sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để nghiên cứu uốn tĩnh của tấm có chiều dày biến đổi.

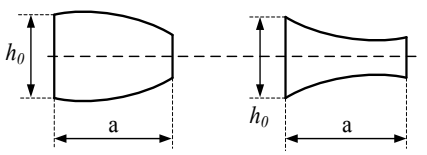
Các nghiên cứu đã có mới chỉ đề cập rất hạn chế đến bài toán dao động riêng của tấm có chiều dày biến đổi theo cả quy luật biến đổi tuyến tính và phi tuyến, do vậy bài báo này tập trung nghiên cứu và làm sáng tỏ vấn đề có ý nghĩa thiết thực này.

2. CÔNG THỨC PHẦN TỬ HỮU HẠN TÍNH TOÁN TẤM NANO CÓ CHIỀU DÀY BIẾN ĐỔI VÀ CÓ VẾT NỨT VÀ CÓ KỂ ĐẾN ẢNH HƯỞNG CỦA HIỆU ỨNG FLEXO

Xét tấm nano có chiều dày biến đổi và có vết nứt như trên hình 1, tấm có chiều dài và chiều rộng là a và b, tấm có chiều dày biến đổi tuyến tính và phi tuyến, trong đó chiều dày tấm tại gốc tọa độ là h_0.



a. Chiều dày biến đổi tuyến tính



b. Chiều dày biến đổi phi tuyến

Hình 1. Mô hình tấm có chiều dày biến đổi

Bài báo sử dụng lý thuyết biến dạng cắt bậc nhất của Mindlin, các thành phần chuyển vị được viết ở dạng sau:

$$u_x = u_0 + z\beta_x;\ u_y = v_0 + z\beta_y;\ u_z = w_0 \quad (1)$$

Trong đó, u_0, v_0, và w_0 là các thành phần chuyển vị dọc theo các trục x, y, z trong mặt phẳng trung bình của tấm, và β_x, β_y là các góc xoay quanh các trục y và x.

Tấm được chia thành các phần tử hữu hạn 3 điểm nút, mỗi nút có 5 bậc tự do chuyển vị là $\{u_0, v_0, w_0, \beta_x, \beta_y\}^T$. Các thành phần này được nội suy theo phương pháp phần tử hữu hạn như sau:

$$u_0 = \sum_{i=1}^{n} N_i u_{0i};\ v_0 = \sum_{i=1}^{n} N_i v_{0i};\ \beta_x = \sum_{i=1}^{n} N_i \beta_{xi};$$

$$\beta_y = \sum_{i=1}^{n} N_i \beta_{yi};\ w_0 = \sum_{i=1}^{n} N_i w_{0i} \quad (2)$$

Trong đó, n = 3 là số nút của phần tử, N_i là các hàm nội suy.

Trường biến dạng uốn của tấm:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \partial u_0/\partial x + z\partial\beta_x/\partial x \\ \partial v_0/\partial y + z\partial\beta_y/\partial y \\ \partial u_0/\partial y + \partial v_0/\partial x + z\left(\partial\beta_x/\partial u + \partial\beta_y/\partial x\right) \end{Bmatrix}$$

$$= \boldsymbol{\varepsilon}_0 + z\boldsymbol{\varepsilon}_1 = \boldsymbol{A}_0\boldsymbol{q}_e + z\boldsymbol{A}_1\boldsymbol{q}_e \quad (3)$$

Trong đó, $q_e = \{u_0, v_0, w_0, \beta_x, \beta_y\}^T$ là véc tơ chuyển vị nút phần tử, và các ma trận vi phân hàm dạng:

$$\boldsymbol{A}_0 = \sum_{i=1}^{n} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};\ \boldsymbol{A}_1 = \sum_{i=1}^{n} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Trường biến dạng cắt của tấm:

$$\boldsymbol{\gamma}=\begin{Bmatrix}\gamma_{xz}\\ \gamma_{yz}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\beta_x+\dfrac{\partial w_0}{\partial x}\\ \beta_y+\dfrac{\partial w_0}{\partial y}\end{Bmatrix}=\boldsymbol{A}_s\boldsymbol{q}_e;$$

$$\boldsymbol{A}_s=\sum_{i=1}^{n}\begin{bmatrix}0 & 0 & \dfrac{\partial N_i}{\partial x} & 1 & 0\\ 0 & 0 & \dfrac{\partial N_i}{\partial y} & 0 & 1\end{bmatrix} \quad (5)$$

Quan hệ ứng suất – biến dạng được tính toán theo định luật Hooke như sau:

$$\boldsymbol{\sigma}=\begin{bmatrix}c_{11} & c_{12} & 0\\ c_{12} & c_{11} & 0\\ 0 & 0 & c_{66}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{Bmatrix}=\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{\varepsilon} \quad (6)$$

$$\boldsymbol{\tau}=\begin{Bmatrix}\tau_{xz}\\ \tau_{yz}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}c_{66} & 0\\ 0 & c_{66}\end{bmatrix}\boldsymbol{\gamma}=\boldsymbol{F}_\tau\boldsymbol{\gamma} \quad (7)$$

Trong đó:

$$\boldsymbol{F}_\sigma=\begin{bmatrix}c_{11} & c_{12} & 0\\ c_{12} & c_{11} & 0\\ 0 & 0 & c_{66}\end{bmatrix};\boldsymbol{F}_\tau=\begin{bmatrix}c_{66} & 0\\ 0 & c_{66}\end{bmatrix} \quad (8)$$

Thế năng biến dạng của tấm được tính toán như sau:

$$U_e=\frac{1}{2}\int_{V_e}\left(\boldsymbol{\varepsilon}^T\boldsymbol{\sigma}+\boldsymbol{\gamma}^T\boldsymbol{\tau}\right)dV$$

$$=\frac{1}{2}\int_{V_e}\left(\boldsymbol{\varepsilon}_0^T\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{\varepsilon}_0+\boldsymbol{\varepsilon}_0^T z\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{\varepsilon}_1+\boldsymbol{\varepsilon}_1^T z\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{\varepsilon}_0+\boldsymbol{\varepsilon}_1^T z^2\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{\varepsilon}_1+\boldsymbol{\gamma}^T\boldsymbol{F}_\tau\boldsymbol{\gamma}\right)dV$$

$$=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}_e^T\left\{\int_{S_e}\int_{-h(x,y)/2}^{h(x,y)/2}\begin{pmatrix}\boldsymbol{A}_0^T\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{A}_0+\boldsymbol{A}_0^T z\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{A}_1+\boldsymbol{A}_1^T z\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{A}_0\\ +\boldsymbol{A}_1^T z^2\boldsymbol{F}_\sigma\boldsymbol{A}_1+\boldsymbol{A}_s^T\boldsymbol{F}_\tau\boldsymbol{A}_s\end{pmatrix}dzdS\right\}\boldsymbol{q}_e$$

$$=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}_e^T\boldsymbol{K}_e\boldsymbol{q}_e \quad (9)$$

Trong đó, K_e là ma trận khối lượng của phần tử.

Động năng của tấm được tính toán như sau:

$$T_e=\frac{1}{2}\int_{s_e}\int_{-h(x,y)/2}^{h(x,y)/2}\rho\left(\dot{u}^2+\dot{v}^2+\dot{w}_0^2\right)dzdS$$

$$=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}_e^T\boldsymbol{M}_e\boldsymbol{q}_e \quad (10)$$

Trong đó, M_e là ma trận khối lượng của phần tử.

Phương trình xác định tần số dao động riêng và các dạng dao động riêng của tấm được tính toán từ phương trình:

$$\left(\boldsymbol{K}_e-\omega^2\boldsymbol{M}_e\right)\boldsymbol{q}_e \quad (11)$$

Giải phương trình (11) sẽ thu được các tần số dao động riêng và các dạng dao động riêng tương ứng.

3. VÍ DỤ TÍNH TOÁN

3.1. Ví dụ kiểm chứng

Ví dụ 1: Tấm vuông có cạnh a = b = 1 m, chiều dày tấm biến đổi tuyến tính theo tọa độ x với biểu thức $h(x)=h_0\left(1+\beta\dfrac{x}{a}\right)$ với β = 0.1, h_0 = a/100. Các đặc trưng cơ tính vật liệu E = 2.1 GPa, ν = 0.3, ρ = 7850 kg/m^3. Kết quả tính toán và so sánh tần số không thứ nguyên $\Omega_i=\left(\dfrac{12\rho a^4\omega_i^2}{Eh_0^2}\right)^{1/4}$ được thể hiện như trong bảng 1. Từ các kết quả so sánh này, có thể kết luận sự tin cậy của lý thuyết tính toán.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 1. So sánh Ω_i của tấm có chiều dày biến đổi.

Nguồn	Tần số				
	Ω_1	Ω_2	Ω_3	Ω_4	Ω_5
Bài báo	4.65	7.36	7.36	9.31	10.40
[4]	4.67	7.44	7.44	9.43	10.69
Sai lệch %					

3.1.1. Khảo sát số

Tấm có các kích thước a = b = 0.5m, tấm tựa trên nền đàn hồi hai hệ số với các tham số của nền đàn hồi:

$$k_1 = k_w \frac{12a^4}{Eh_0^3},\ k_2 = k_s \frac{12a^2}{Eh_0^3}.$$

Chiều dày tấm biến đổi theo quy luật tuyến tính và phi tuyến theo các dạng sau:

+ Tấm có chiều dày chỉ biến đổi tuyến tính theo trục x: $h = h_0(1-\beta x/a)$.

+ Tấm có chiều dày biến đổi tuyến tính theo cả trục x và y: $h = h_0(1-\beta x/a)(1-\beta y/b)$

+ Tấm có chiều dày biến đổi phi tuyến theo trục x: $h = h_0\left(1-\beta\left(x/a\right)^2\right)$

+ Tấm có chiều dày biến đổi phi tuyến theo cả trục x và y:

$$h = h_0\left(1-\beta\left(x/a\right)^2\right)\left(1-\beta\left(y/b\right)^2\right)$$

Với h_0 = a/100. Các đặc trưng cơ tính vật liệu tấm: E = 70 GPa, ν = 0.3, ρ = 2700 kg/m^3.

Kết quả tính toán là tần số không thứ nguyên $\tilde{\Omega}_i = \omega_i \frac{a^2}{h_0}\left(\frac{\rho}{E}\right)^{1/2}$.

- Ảnh hưởng của quy luật biến đổi chiều dày tấm

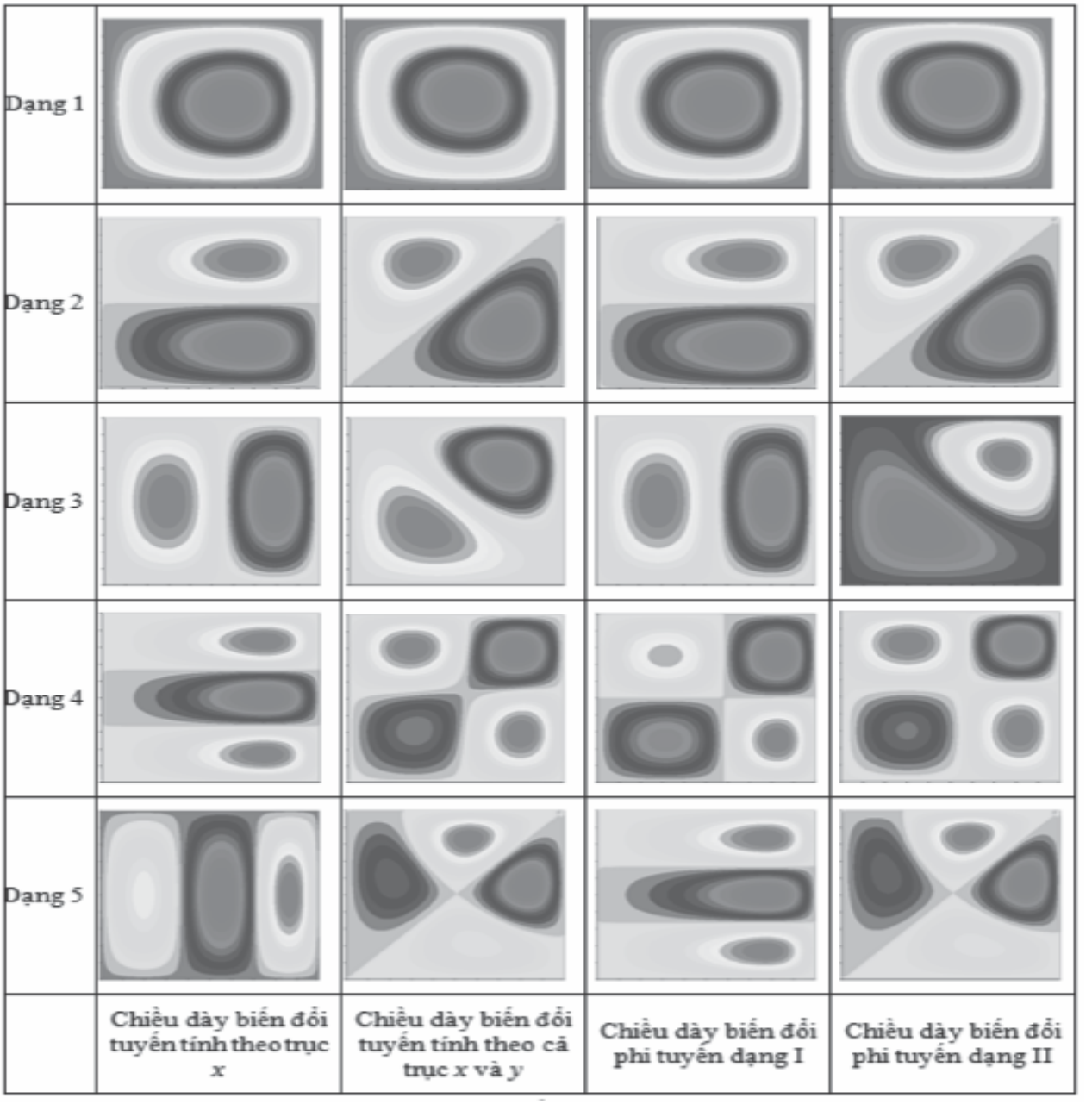
Để thấy rõ ảnh hưởng của quy luật biến đổi chiều dày tấm đến đáp ứng dao động riêng của tấm, tham số β của chiều dày tăng từ 0.2 đến 0.6. Kết quả tính toán năm tần số dao động riêng đầu tiên được thể hiện trong bảng 2. Từ kết quả này, có thể thấy rằng khi tham số β tăng lên, tần số dao động riêng của tấm giảm xuống, điều này được giải thích rằng tham số β làm thay đổi cả khối lượng và độ cứng của tấm, nhưng khi giá trị của tham số này tăng lên, độ cứng tăng chậm hơn so với sự tăng lên của khối lượng, nên tần số giảm xuống. Tấm có chiều dày biến đổi phi tuyến theo trục x có tần số lớn nhất và tấm có chiều dày biến đổi tuyến tính theo cả trục x và trục y có tần số dao động nhỏ nhất.

Bảng 2. Sự phụ thuộc của năm tần số dao động riêng đầu tiên vào tham số β, $k_1 = 20$, $k_2 = 5$

β	$\tilde{\Omega}_i$	Tấm có chiều dày biến đổi theo các quy luật			
		Chiều dày biến đổi tuyến tính theo trục x	**Chiều dày biến đổi tuyến tính theo cả trục x và y**	**Chiều dày biến đổi phi tuyến theo trục x**	**Chiều dày biến đổi phi tuyến theo cả trục x và y**
0.2	1	6.313	5.968	6.441	6.174
	2	14.289	13.128	14.763	13.931
	3	14.302	13.147	14.746	13.956
	4	22.332	20.369	23.058	21.668
	5	27.568	25.064	28.606	26.894
	6	27.659	25.064	28.666	26.900
0.6	1	5.668	5.524	5.894	5.460
	2	11.672	10.022	12.872	11.130
	3	11.792	10.348	12.903	11.239
	4	17.940	14.638	19.922	16.783
	5	21.001	17.035	23.893	19.965
	6	21.816	17.150	24.413	20.047

Trên hình 2 thể hiện năm tần số dao động riêng của tấm có các quy luật biến đổi chiều dày khác nhau, nhìn vào các dạng dao động riêng, có thể thấy rằng quy luật biến đổi chiều dày làm thay đổi đáng kể các dạng dao động riêng của tấm.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 2. Năm dạng mất ổn định của tấm phụ thuộc quy luật biến đổi chiều dày tấm

- Khảo sát ảnh hưởng của độ cứng nền đàn hồi

Phần này sẽ xem xét ảnh hưởng của độ cứng nền đàn hồi, tham số k_1 và k_2 thay đổi từ 0 đến 100, kết quả tính toán tần số dao động riêng đầu tiên được thể hiện như trong bảng 3. Các kết quả tính toán cho thấy khi tăng độ cứng của nền đàn hồi, tần số dao động của tấm tăng lên, điều này là do độ cứng của tấm được tăng lên do bổ sung nền đàn hồi, nhưng khối lượng của tấm không thay đổi, do vậy tần số dao động của tấm tăng lên. ☞

Bảng 3. Sự phụ thuộc của tần số dao động riêng đầu tiên vào tham số k_1, k_2, $\beta = 0.6$

k_1	k_2	Tấm có chiều dày biến đổi theo các quy luật			
		Chiều dày biến đổi tuyến tính theo trục x	Chiều dày biến đổi tuyến tính theo cả trục x và y	Chiều dày biến đổi phi tuyến theo trục x	Chiều dày biến đổi phi tuyến theo cả trục x và y
0	0	4.084	2.799	4.666	3.654
	1	4.396	3.462	4.897	4.034
	2	4.684	3.987	5.116	4.370
	10	6.491	6.668	6.575	6.339
	100	15.945	18.471	14.942	15.971
100	0	5.415	5.166	5.687	5.164
	1	5.649	5.514	5.875	5.426
	2	5.872	5.833	6.057	5.670
	10	7.376	7.855	7.320	7.262
	100	16.309	18.906	15.272	16.337

4. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày nghiên cứu về dao động tự do của tấm có chiều dày biến đổi theo nhiều quy luật khác nhau. Các công thức phần tử hữu hạn được xây dựng dựa trên lý thuyết biến dạng cắt bậc nhất và tấm tựa trên nền đàn hồi hai hệ số, chiều dày tấm giả thiết biến đổi theo cả quy luật tuyến tính và phi tuyến. Các kết quả so sánh được thực hiện nhằm kiểm chứng độ tin cậy của lý thuyết tính toán. Trên cơ sở đó, bài báo tiến hành khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố như ảnh hưởng của quy luật biến đổi của chiều dày, nền đàn hồi đến đáp ứng dao động tự do của tấm nano. Các kết quả tính toán chỉ ra rằng khi tăng hệ số độ cứng của nền đàn hồi thì tấm trở nên cứng hơn, nên tần số dao động của tấm tăng lên. Quy luật biến đổi chiều dày không chỉ ảnh hưởng tới giá trị của các tần số dao động riêng đầu tiên mà còn ảnh hưởng tới các dạng dao động riêng của tấm. Các kết quả tính toán này là tài liệu tham khảo có giá trị khi thiết kế, chế tạo và sử dụng tấm có chiều dày biến đổi trong thực tế.❖

Ngày nhận bài: **28/8/2023**
Ngày phản biện: **06/9/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. P. Gagnon, C. Gosseln (1997). *The Finite Strip Element for the Analysis of Variable Thickness Rectangular Plat*e. Computers Structures, 63(2), 349-362.

[2]. T. Le-Manh, Q. Huynh-Van, Thu D. Phan, Huan D. Phan, H. Nguyen-Xuan (2017), *Isogeometric Nonlinear Bending and Buckling Analysis of Variable-Thickness Composite Plate Structures*. Composite Structures, 159, 818-826.

[3]. Tran Trung Thanh, Do Van Thom, Doan Trac Luat, Tran Van Ke (2018). *Static Bending Analysis of Variable-thickness FGM Plates Based on Mindlin Theory and Finite Element Method.* Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X, tập 3, quyển 2, 1038-1045.

[4]. Sakiyama, M. Huang. *Free Vibration Analysis of Rectangular Plate with Variable Thickness.* Reports of the Faculty of Engineering, Nagasaki University, 28(5l).

Hoàn thành EPC dự án kênh đào "Panama" Việt Nam, LILAMA 10 viết tiếp truyền thống vẻ vang

Cụm công trình kênh nối sông Đáy – sông Ninh Cơ tại Nam Định có giá trị 2.300 tỷ đồng đáp ứng tàu trọng tải 2.000-3.000 tấn đã chính thức được mở luồng trong ngày 25/7. Là đơn vị thiết kế, chế tạo, lắp đặt, chạy thử và hướng dẫn vận hành toàn bộ thiết bị của dự án, Công ty Cổ phần Lilama10 (LILAMA10) tiếp tục ghi dấu ấn thương hiệu LILAMA 10 trên cụm công trình thủy lớn và quan trọng bậc nhất khu vực phía Bắc nước ta.

Ngày 25/7/2023, Bộ Giao thông Vận tải đã công bố mở luồng đường thuỷ nội địa Quốc gia – kênh Nghĩa Hưng (Cụm công trình kênh đào nối sông Đáy – Ninh Cơ) thuộc Dự án Phát triển giao thông vận tải khu vực đồng bằng Bắc Bộ (Dự án WB6), nằm trên địa bàn huyện Nghĩa Hưng, tỉnh Nam Định.

Toàn cảnh Dự án kênh Nghĩa Hưng (Cụm công trình kênh đào nối sông Đáy – Ninh Cơ) thuộc Dự án Phát triển giao thông vận tải khu vực đồng bằng Bắc Bộ (Dự án WB6), nằm trên địa bàn huyện Nghĩa Hưng, tỉnh Nam Định.

Dự án WB6 là dự án lớn nhất từ trước đến nay được đầu tư vào hạ tầng đường thủy nội địa ở khu vực phía Bắc, được thực hiện trên phạm vi 14 tỉnh, thành phố. Đây là bước đột phá trong cải tạo hệ thống hạ tầng đường thủy nội địa, kết nối vận tải thủy nội địa khu vực với vận tải ven biển, phục vụ phát triển kinh tế – xã hội, giảm gánh nặng cho đường bộ.

Kênh đào nối sông Đáy – Ninh Cơ nằm ở huyện Nghĩa Hưng, được khởi công cuối năm 2020, trên diện tích khoảng 45 ha. Dự án có tổng mức đầu tư 101 triệu USD (khoảng 2.300 tỷ đồng), từ nguồn vốn của Ngân hàng Thế giới.

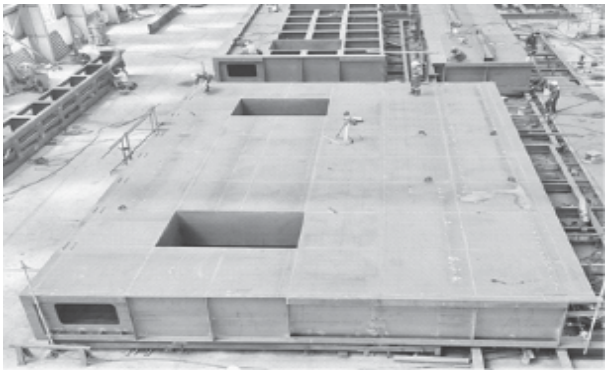
Cụm công trình kênh nối sông Đáy – Ninh Cơ, gồm các hạng mục chính:

Tuyến kênh nối giữa sông Đáy và sông Ninh Cơ với chiều dài khoảng 1km; chiều rộng đáy kênh 90-100m;

Âu tàu với kích thước trong buồng âu rộng 17m, dài 179m và độ sâu đáy 7m; hệ thống neo cố định 3 mức nước vận hành gồm 12 cụm neo; 2 khu chờ tàu đầu hai sông, mỗi đầu có 7 trụ neo, 3 cầu bộ hành;

Cầu vượt kênh nối sông Đáy – Ninh Cơ với tĩnh không 15m, kết cấu bê tông cốt thép, chiều dài cầu 777,9m, bao gồm 18 nhịp dầm Super-T, chiều dài đường dẫn 1.497m. Điểm đầu cầu tại Km31+285, điểm cuối tại Km33+260 đường tỉnh 490C;

Một số hạng mục phụ trợ như: Hệ thống phao tiêu báo hiệu, trồng cây, đê hoàn trả, hệ thống thủy lợi, điện và thông tin liên lạc…



Công ty Cổ phần LILAMA 10 gia công, chế tạo thiết bị cơ khí, kết cấu thép theo hợp đồng đã được ký tại Nhà máy Cơ khí Chế tạo Thiết bị Hải Dương. ☞

Dự án gồm 5 gói thầu xây lắp chính, trong đó, gói thầu CV-A2.6-NDTDP xây dựng đầu âu, tường chắn và tường dẫn hướng, nhà điều hành, nhà kho và thiết bị cơ khí; thiết bị điện là Liên danh Công ty Cổ phần LILAMA10 – Công ty Cổ phần Tư vấn và Xây dựng Phú Xuân – Công ty Cổ phần Xây dựng Đê kè và Phát triển Nông thôn Hải Dương trúng thầu 418,329 tỷ đồng (giá gói thầu 419,203 tỷ đồng).

Cán bộ, công nhân viên Công ty Cổ phần LILAMA 10 thi công tại dự án với mục tiêu an toàn, chất lượng và tiến độ.

Ngay sau khi có kết quả lựa chọn nhà thầu, LILAMA 10 đã phối hợp cùng các đối tác tiến hành thực hiện đầy đủ các thủ tục triển khai thi công công trình và nỗ lực thực hiện các giải pháp đồng bộ để đẩy nhanh tiến độ thi công. Dự án đã hoàn thành đúng tiến độ vào ngày 30/6.

Công trình hoàn thành và đưa vào khai thác đã góp phần giảm thiểu khoảng cách vận chuyển khoảng 100km so với đường bộ, giảm chi phí vận tải hàng hóa so với trước đây, góp phần thúc đẩy tăng trưởng kinh tế – xã hội của các tỉnh khu vực đồng bằng Bắc Bộ, trong đó có tỉnh Nam Định và Ninh Bình.

Kỹ sư LILAMA10 tại phòng điều khiển trung tâm – điều khiển đóng mở cửa âu tàu.

Các kỹ sư thực hiện thao tác giám sát, hướng dẫn tàu thuyền ra vào khu vực âu tàu được đảm bảo an toàn.

Qua hơn 40 năm xây dựng và phát triển, Công ty Cổ phần Lilama10 đã tham gia lắp đặt và đưa vào sử dụng hàng trăm công trình lớn nhỏ thuộc các lĩnh vực công nghiệp, dân dụng, văn hoá, quốc phòng…, ghi dấu ấn thương hiệu LILAMA10 trên nhiều công trình trọng điểm của đất nước. Với việc hoàn thành vai trò EPC dự án Cụm công trình kênh đào nối sông Đáy – Ninh Cơ được ví là kênh đào "Panama Việt Nam", tập thể cán bộ công nhân viên, người lao động LILAMA10 tiếp tục viết nên những trang sử vẻ vang của đơn vị Anh hùng Lao động.❖

NGÂN GIANG

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 306, tháng 8 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn