

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

4. Đặt vấn đề.

5. Vật liệu và phương pháp nghiên cứu.

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

7. Kết luận.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 330, tháng 7 năm 2025
cokhivietnam.vn

TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
ĐẶNG VĂN LONG

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

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

*Tạp chí Cơ khí Việt Nam:

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

TẠP CHÍ



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

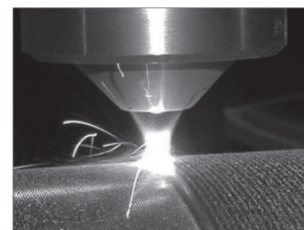
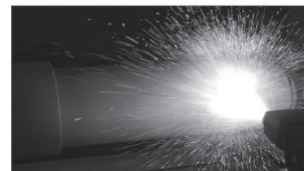
CƠ KHÍ

VIỆT NAM

VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING JOURNAL

CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM

• <http://cokhivietnam.vn>



- ❖ Thiết kế và chế tạo mô hình máy phân loại kim loại đen ra khỏi hỗn hợp
- ❖ Thiết kế hệ thống thủy lực nâng hạ của xe nâng hàng tải trọng nhỏ
- ❖ Phương pháp tính toán nghiệm bền chi tiết má phanh của giá khung thủy lực di động dùng trong khai thác mỏ hầm lò

Số 330, tháng 7 năm 2025

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 20 tháng 7 năm 2025

TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

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

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

Email: tcckvietnam@gmail.com

Website: cokhivietnam.vn

* * *

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

Văn phòng đại diện:

1. Tại TP. Hồ Chí Minh:

- PGS,TS. **Bùi Trung Thành**
Phòng T4.0, Nhà T, Trường Đại học Công nghiệp
TP. Hồ Chí Minh
Số 12 Nguyễn Văn Bào, phường 4, quận Gò Vấp,
TP. Hồ Chí Minh
Điện thoại: 0913 921 407
Email: tcck.tphcm@gmail.com

- GS,TS. Nguyễn Hữu Lộc

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

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

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

3. Tại Thái Nguyên:

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

Phòng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

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

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (5 – 41)

1. Trần Minh Tiến, Dương Thị Vân Anh, Hồ Đắc Huy, Hoàng Quốc Vinh, Lê Thành Huy, Nguyễn Chí Sinh: Thiết kế và chế tạo mô hình máy phân loại kim loại đen ra khỏi hỗn hợp.....	5
2. TS. Đào Mạnh Quyền, ThS. Đỗ Hữu Tuấn, ThS. Phùng Công Dũng: Thiết kế hệ thống thủy lực nâng hạ của xe nâng hàng tải trọng nhỏ.....	12
3. TS. Bùi Thanh Nhu, TS. Lê Quý Chiến, ThS. Nguyễn Mạnh Hùng, ThS. Vũ Hữu Quảng: Phương pháp tính toán nghiệm bền chi tiết mác chính của giá khung thủy lực di động dùng trong khai thác mỏ hầm lò.....	18
4. Nguyễn Thị Xuân Hương, Lê Thị Minh Phương: Ảnh hưởng của loại thiết bị căng băng đến sự ổn định làm việc của băng tải đai vận chuyển tuyến dài ở mỏ khai khoáng.....	26
5. Le Thanh Danh, Tran Dang Bong, Trinh Van Chon: Dynamic response analysis of vibration isolation model with quasi-zero stiffness characteristic.....	32
6. Hong-Linh Nguyen, Hung Quach: A study on the mechanical properties of high strength aluminum alloy 7075.....	37

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (42 – 44)

LILAMA 10: Tạo sự khác biệt tích cực vì mục tiêu phát triển bền vững.....	42
---	----

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẦN BIÊN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO KHOA HỌC
ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 330, THÁNG 7 NĂM 2025

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	PGS,TS. Nguyễn Dương Nam	Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
2	PGS,TS. Lưu Thanh Tùng	Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh
3	TS. Trần Minh Thế Uyên	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh
4	TS. Trần Thanh An	Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải
5	TS. Tạ Văn Kiên	Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh
6	TS. Nguyễn Trường Giang	Trường Đại học Điện lực

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÔ HÌNH MÁY PHÂN LOẠI KIM LOẠI ĐEN RA KHỎI HỖN HỢP

DESIGN AND MANUFACTURE OF A MODEL MACHINE FOR SEPARATING FERROUS METALS FROM A MIXTURE

Trần Minh Tiến, Dương Thị Vân Anh, Hồ Đắc Huy, Hoàng Quốc Vinh, Lê Thành Huy,
Nguyễn Chí Sinh

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh

Email: anhdvtv@hcmute.edu.vn; lethanh Huy.codia@gmail.com;
nguyenchisinh68@gmail.com; 21144130@student.hcmute.edu.vn;
21144386@student.hcmute.edu.vn; 21144138@student.hcmute.edu.vn

TÓM TẮT

Hiện nay, quản lý chất thải công nghiệp đang nhận được sự quan tâm ngày càng cao nhằm giảm thiểu ô nhiễm môi trường và tối ưu hóa việc sử dụng tài nguyên. Điều này đã thúc đẩy sự phát triển của các hệ thống phân tách kim loại đen ngày càng hiện đại hóa và có năng suất cao. Các loại máy phân loại kim loại đen trong công nghiệp đa dạng về mẫu mã. Việc lựa chọn thiết bị phù hợp phụ thuộc vào khối lượng cần phân loại, kích thước vật liệu, và khả năng tài chính của doanh nghiệp. Bên cạnh đó, thời gian phân loại là một yếu tố quan trọng ảnh hưởng đáng kể đến hiệu quả của quá trình phân loại kim loại tự động. Một trong những thành phần quyết định đến thời gian này là cụm phân loại tự động (Automated Classification Separator - ACS). ACS đóng vai trò quan trọng trong việc tách kim loại đen ra khỏi hỗn hợp tạp chất phức tạp, đảm bảo quá trình phân loại diễn ra liên tục và linh hoạt.

Từ khóa: Máy tách từ; Magnetic separator; Băng tải nam châm; Kim loại đen; Máy phân loại kim loại đen.

ABSTRACT

Currently, industrial waste management is receiving increasing attention to mitigate environmental pollution and optimize resource utilization. This has driven the advancement of high-efficiency and modernized ferrous metal separation systems. Industrial ferrous metal sorting machines vary in design and functionality, and the selection of appropriate equipment depends on factors such as sorting capacity, material dimensions, and financial constraints of the enterprise. Moreover, sorting time is a critical parameter that significantly influences the efficiency of automated metal classification processes. A key component in determining this duration is the Automated Classification Separator (ACS). The ACS plays a pivotal role in separating ferrous metals from complex impurity mixtures, ensuring continuous and flexible classification operations.

Keywords: Magnetic separator; Conveyor belt magnet; Ferrous metal; Automated metal sorting system. 

1. GIỚI THIỆU

Trong bối cảnh công nghiệp hóa và hiện đại hóa ngày nay, rác thải công nghiệp đã trở thành một vấn đề môi trường và kinh tế cấp bách. Các hoạt động sản xuất, gia công cơ khí và chế tạo liên tục tạo ra một lượng lớn phế liệu, bao gồm kim loại, nhựa, thủy tinh, phế liệu điện tử, tro đáy, cát phân xưởng và nhiều loại chất thải khác [1]. Trong số đó, kim loại đen (chủ yếu là sắt và thép) chiếm tỷ lệ đáng kể và mang giá trị tái chế cao, đóng vai trò quan trọng trong việc cung cấp nguyên liệu thô cho các ngành công nghiệp [2]. Việc tách và phân loại kim loại đen ra khỏi hỗn hợp rác thải công nghiệp không chỉ giúp tối ưu hóa quá trình tái chế mà còn mang lại lợi ích kinh tế, giảm thiểu tác động tiêu cực đến môi trường và thúc đẩy phát triển bền vững [3].

(*) Thực trạng và ý nghĩa của phân loại rác thải công nghiệp

Rác thải công nghiệp là sản phẩm phụ không thể tránh khỏi trong các quá trình sản xuất. Theo nghiên cứu, khối lượng rác thải công nghiệp toàn cầu đang gia tăng nhanh chóng, với hàng tỷ tấn được tạo ra mỗi năm [4]. Đặc biệt, kim loại đen, do tính chất vật lý và giá trị kinh tế, là mục tiêu chính trong các chiến lược tái chế. Tuy nhiên, hỗn hợp rác thải công nghiệp thường rất phức tạp, bao gồm các vật liệu có kích thước, hình dạng và đặc tính khác nhau, khiến việc phân loại trở nên khó khăn [5]. Các phương pháp phân loại thủ công hiện nay không chỉ tốn thời gian, công sức mà còn kém hiệu quả, dễ bỏ sót kim loại có giá trị hoặc gây ô nhiễm thứ cấp [6]. Do đó, việc phát triển các thiết bị tự động hóa để phân loại kim loại đen là một nhu cầu cấp thiết, nhằm cải thiện hiệu suất, giảm chi phí lao động và bảo vệ môi trường.

Phân loại kim loại đen mang lại nhiều lợi ích thiết thực. Thứ nhất, nó hỗ trợ tái chế, giúp giảm sự phụ thuộc vào khai thác tài nguyên thiên nhiên, vốn đang cạn kiệt [7]. Thứ hai, việc tái sử dụng kim loại đen góp phần giảm lượng rác thải chôn lấp, từ đó giảm thiểu ô nhiễm đất và nước [8]. Cuối cùng, kim loại tái chế có thể được sử dụng để sản xuất nguyên liệu thô, cung cấp cho các nhà máy luyện kim, cơ khí và xây dựng, tạo ra giá trị kinh tế đáng kể [9]. Những lợi ích này đã thúc đẩy sự quan tâm của các nhà nghiên cứu và doanh nghiệp trong việc phát triển công nghệ phân loại rác thải công nghiệp tiên tiến.

(*) Thách thức trong phân loại kim loại đen

Việc tách kim loại đen ra khỏi hỗn hợp rác thải công nghiệp đối mặt với nhiều thách thức. Đầu tiên, hỗn hợp rác thải thường có thành phần không đồng nhất, bao gồm nhựa, thủy tinh, phế liệu điện tử, chất hữu cơ và các vật liệu khác, đòi hỏi công nghệ phân loại phải đủ linh hoạt để xử lý [10]. Thứ hai, kim loại đen trong rác thải có thể ở nhiều dạng khác nhau, từ mảnh vụn nhỏ đến các khối lớn, với kích thước và hình dạng đa dạng, làm phức tạp hóa quá trình nhận diện và tách [5]. Thứ ba, các phương pháp phân loại hiện tại, chẳng hạn như sử dụng nam châm hoặc cảm biến quang học, vẫn còn hạn chế về độ chính xác và khả năng xử lý khối lượng lớn [6]. Cuối cùng, chi phí đầu tư cho các hệ thống phân loại tự động thường cao, gây khó khăn cho các doanh nghiệp vừa và nhỏ trong việc áp dụng công nghệ [4].

(*) Giải pháp và mục tiêu của nghiên cứu

Nhận thấy những khó khăn nêu trên, đề tài “Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo mô hình máy phân loại kim loại đen ra khỏi hỗn hợp” được thực hiện nhằm phát triển một thiết bị tự

động hóa, hiệu quả và tiết kiệm chi phí. Mục tiêu chính của nghiên cứu là thiết kế và chế tạo một mô hình máy có khả năng tách kim loại đen (sắt, thép) ra khỏi hỗn hợp rác thải công nghiệp một cách nhanh chóng, chính xác và thân thiện với môi trường. Máy sẽ sử dụng các công nghệ tiên tiến như nam châm điện, cảm biến và hệ thống cơ khí để nhận diện và phân loại kim loại đen, đồng thời tối ưu hóa quy trình vận hành để phù hợp với thực tế sản xuất.

Cụ thể, mô hình máy được thiết kế với các yêu cầu sau:

- 1) Hiệu suất cao: Đảm bảo tỷ lệ tách kim loại đen đạt trên 90%, giảm thiểu thất thoát vật liệu có giá trị.
- 2) Tính linh hoạt: Có khả năng xử lý các loại rác thải công nghiệp với thành phần và kích thước khác nhau.
- 3) Tiết kiệm chi phí: Sử dụng các vật liệu và linh kiện dễ tiếp cận, giảm chi phí chế tạo và bảo trì.
- 4) Thân thiện môi trường: Giảm thiểu phát sinh bụi, tiếng ồn và các chất ô nhiễm trong quá trình vận hành.

(*) Phương pháp tiếp cận và ý nghĩa thực tiễn

Để đạt được các mục tiêu đề ra, nghiên cứu sẽ áp dụng phương pháp tích hợp, kết hợp giữa lý thuyết và thực nghiệm. Giai đoạn đầu tập trung vào việc phân tích đặc tính của kim loại đen và hỗn hợp rác thải, từ đó lựa chọn công nghệ phù hợp như nam châm điện hoặc cảm biến từ tính [7]. Tiếp theo, các bản vẽ kỹ thuật và mô phỏng 3D sẽ được thực hiện để tối ưu hóa thiết kế cơ khí của máy. Sau khi chế tạo mô hình, các thử nghiệm thực tế sẽ được tiến hành để đánh giá hiệu suất, độ bền và khả năng ứng dụng của thiết bị trong môi trường công nghiệp [8].

Về mặt thực tiễn, mô hình máy phân loại kim loại đen hứa hẹn mang lại nhiều giá trị. Đối với doanh nghiệp, thiết bị giúp tăng hiệu quả tái chế, giảm chi phí xử lý rác thải và tạo nguồn cung nguyên liệu ổn định [9]. Đối với xã hội, máy góp phần thúc đẩy nền kinh tế tuần hoàn, giảm thiểu ô nhiễm môi trường và nâng cao nhận thức về tái chế [10]. Ngoài ra, thiết bị này có thể được điều chỉnh để phù hợp với các ngành công nghiệp khác nhau, từ luyện kim, cơ khí đến xử lý chất thải đô thị, mở ra tiềm năng ứng dụng rộng rãi.

2. THỰC TRẠNG PHÂN LOẠI HỖN HỢP KIM LOẠI ĐEN VÀ PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU PHÂN LOẠI CHO CỤM PHÂN LOẠI

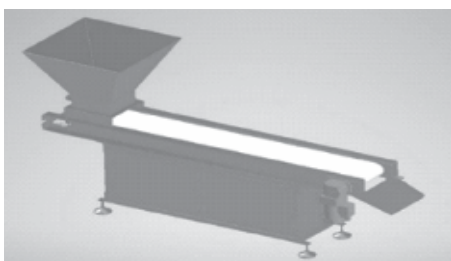
2.1. Thực trạng thực tế của phương pháp phân loại phổ biến ở Việt Nam hiện nay

Ở Việt Nam, đa phần mọi hoạt động phân loại sử dụng tay với sức người là chủ yếu. Đối với các xưởng công nghiệp nhỏ hầu hết mọi việc phân loại đều bằng phương pháp thủ công rất tốn kém thời gian và có thể sai sót gây lãng phí vật liệu tái chế. Với công nghệ kỹ thuật ngày càng tiên tiến và hiện đại hóa giúp giảm sức lao động của con người, máy phân loại kim loại đen được ra đời với đa dạng chức năng và công suất phù hợp với mọi nhu cầu sử dụng.



Hình 1. Phân loại thủ công





Hình 2. Máy phân loại tự động

2.2. Phương án phân loại kim loại đen bằng máy phân loại kim loại

Sử dụng cơ cấu từ trường của nam châm vĩnh cửu được gắn xung quanh 1 trục rulo của máy, cụm phân loại (ACS) sẽ được đặt nằm ở chỗ mà hỗn hợp gồm nhiều chất vô định hình và kim loại đen đi qua. Khi đi qua, nhờ từ trường mà kim loại đen bị hút lại còn những vật liệu không có từ tính thì đi qua.

Ưu điểm: Năng suất, độ chính xác cao, lượng nhân công vận hành ít, có thể hoạt động liên tục.

3. MÔ HÌNH VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA MÁY PHÂN LOẠI KIM LOẠI

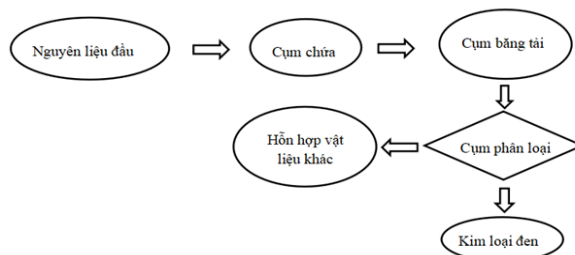
Căn cứ vào các yêu cầu kỹ thuật của quá trình phân loại kim loại, mô hình thiết kế của máy được đề xuất như hình 2, máy được thiết kế với 3 cụm chính: cụm chứa, cụm truyền động, cụm phân loại.

(*) Đặc tính của máy phân loại kim loại tự động

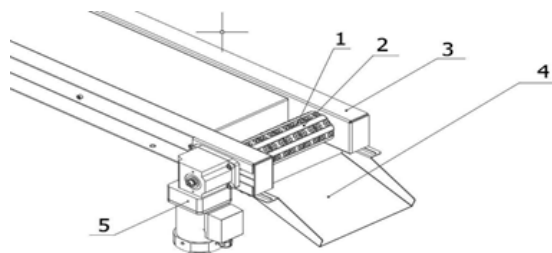
- + Cụm phân loại với khả năng phân tách hỗn hợp chính xác cao.
- + Sử dụng nam châm vĩnh cửu cho quá trình máy hoạt động liên tục không gây gián đoạn.
- + Cụm truyền động giúp hỗn hợp được

trải đều từ cụm chứa di chuyển tới cụm phân loại tránh hỗn hợp tụ thành cụm.

(*) Nguyên lý hoạt động của máy phân loại kim loại

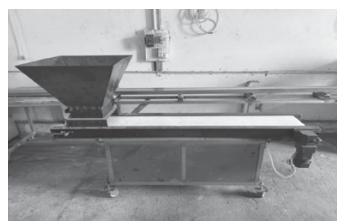


Hình 3. Sơ đồ khối mô phỏng hoạt động của máy phân loại kim loại đen



Hình 4. Mô hình hệ thống ACS
(1) Nam châm; (2) Ru lô; (3) Thanh băng tải; (4) Máng trượt; (5) Mô tơ.

Căn cứ vào các yêu cầu của quá trình phân tách kim loại đen của máy phân loại, nguyên lý hoạt động của hệ thống ACS được đề xuất như Hình 4. Khi máy bắt đầu hoạt động, hỗn hợp kim loại được vận chuyển dọc theo băng tải. Sau khi đến gần hệ thống ACS, dựa vào nguyên lý từ tính của nam châm.



Hình 5. Mô hình máy phân loại kim loại đen

4. THỬ NGHIỆM ĐỘ CHÍNH XÁC CỦA MÁY PHÂN LOẠI KIM LOẠI ĐEN

băng tải, lực hút nam châm, kích thước băng tải và kích thước nguyên liệu đầu vào.

4.1. Quá trình thực nghiệm

Quá trình thí nghiệm là quá trình kiểm chứng và đo đạc, để đánh giá tính ổn định, độ tin cậy và chế độ làm việc hợp lý của máy.

Yếu tố đầu vào của thí nghiệm, nhóm tác giả xây dựng dựa theo các yếu tố sau: tốc độ

*Bảng quy hoạch thí nghiệm:

Yếu tố đầu vào được thể hiện tách biệt với 3 cấp độ như bảng 4.1, dựa trên kiến thức chuyên môn, kinh nghiệm phân loại, tài liệu tham khảo từ các nghiên cứu trước đó, yếu tố từ máy móc và khuyến cáo từ nhà sản xuất dụng cụ gia công.

Bảng 4.1. Bảng giới hạn các yếu tố đầu vào

Yếu tố đầu vào	Khoảng	Mức thấp	Mức trung bình	Mức cao	Đơn vị
B (chiều rộng băng tải)	10-20	10	15	20	mm
v (vận tốc)	20-50	20	30	50	v/ph
Hỗn hợp	Vật liệu: Nhựa, Sắt, INOX	20 hạt nhựa 20 con tán sắt 5 con tán inox			

Ta chọn 9 thí nghiệm, các yếu tố đầu vào sẽ gặp nhau ở nhiều trường hợp, thể hiện tính khách quan và tăng độ tin cậy cho thí nghiệm tạo cơ sở tiền đề cho các nghiên cứu sâu hơn cho việc tối ưu hóa thông số. Các trường hợp của 9 thí nghiệm được thể hiện ở bảng 4.2.

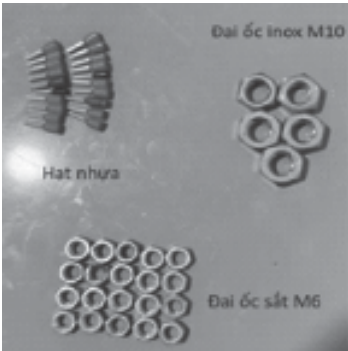
Bảng 4.2. Bảng số liệu các nhân tố 9 thí nghiệm với hỗn hợp vật liệu giống nhau

STT	Hỗn hợp	v (v/ph)	B (mm)
1	20 hạt nhựa 20 con tán sắt 5 con tán inox	50	10
2		50	15
3		50	20
4		30	10
5		30	15
6		30	20
7		20	10
8		20	15
9		20	20



4.2. Quy trình thực hiện thí nghiệm

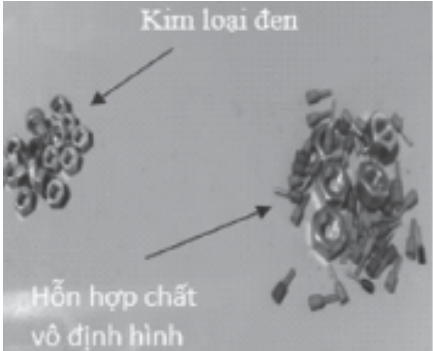
- Vật liệu đầu vào: Bulong inox, bulong sắt, hạt nhựa.



Hình 6. Vật liệu đầu vào



Hình 7. Máy hoạt động



Hình 8. Kết quả phân loại

*Chú thích bảng bên dưới

Bảng 1. Kết quả kiểm tra độ chính xác của máy phân loại

THÔNG SỐ KẾT QUẢ						
STT	V (v/p)	B (mm)	Hỗn hợp	Lần 1	Lần 2	Lần 3
1	50	10	20 hạt nhựa 20 con tán sắt 5 con tán inox	88%	91%	90%
2	50	15		93%	89%	95%
3	50	20		98%	97%	96%
4	30	10		92%	95%	96%
5	30	15		88%	90.9%	94.1%
6	30	20		98.7%	100%	99.5%
7	20	10		95.1%	93%	92%
8	20	15		97.6%	95%	94%
9	20	20		99.5%	99.2%	98.8%

Chú thích:

Với tỉ lệ trên 98%, nhóm tác giả ghi nhận được kết quả chỉ 1-2 hạt nhựa bị con tán sắt kéo rớt vô khay đựng kim loại đen.

Với tỉ lệ 92-98%, nhóm tác giả ghi nhận được kết quả có từ 3-4 hạt nhựa bị con tán sắt kéo rớt vô khay đựng kim loại đen.

Với tỉ lệ 88-92%, nhóm tác giả ghi nhận

được kết quả có từ 5-8 hạt nhựa bị con tán sắt kéo rớt vô khay đựng kim loại đen.

Kết quả:

Sau nhiều lần thực nghiệm, kiểm tra và chỉnh sửa tốc độ vòng quay với các loại kích thước băng tải, máy thể hiện rõ sự ổn định ở bề rộng băng tải 20 mm và hiệu quả nhất ở khoảng tốc độ 30 vòng/ phút.

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày các kết quả nghiên cứu, phát triển thiết kế và chế tạo mô hình máy phân loại kim loại đen với kết quả thực nghiệm:

- Máy phân loại kim loại đen với cụm phân loại hoạt động ổn định;

- Với từng trường nam châm mạnh giúp phân loại chính xác cao, hút kim loại có từ tính mạnh;

- Phục vụ tốt trong việc giảm sức người trong công việc.

Lời cảm ơn:

Nhóm nghiên cứu xin cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh đã tài trợ kinh phí cũng như hỗ trợ trong quá trình thực hiện nghiên cứu này. Bài báo này là sản phẩm của đề tài NCKH với mã số: SV2025-287. ❖

Ngày nhận bài: **20/5/2025**

Ngày phản biện: **10/6/2025**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Trịnh Chắt, Lê Văn Uyển, “*Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí – Tập 1*”. NXB. Giáo dục, Hà Nội, 2006.

- [2]. Trịnh Chắt, Lê Văn Uyển, “*Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí – Tập 2*”. NXB. Giáo dục, Hà Nội, 2006.
- [3]. Nguyễn Hồng Ngân (chủ biên), Nguyễn Danh Sơn, “*Kỹ thuật nâng chuyển – Tập 2: Máy vận chuyển liên tục*”. NXB. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2004.
- [4]. Đỗ Văn Hiến, “*Nguyên lý – Chi tiết máy*”. Đề cương hướng dẫn.
- [5]. Nguyễn Ngọc Điệp, Lê Thanh Vũ, Nguyễn Đức Nam, “*Giáo trình hệ thống khí nén – Thủy lực*”. Trường Đại học Công nghiệp Thành phố Hồ Chí Minh – Bộ Công Thương, 2007.
- [6]. Phan Minh Thanh, Hồ Viết Bình, “*Giáo trình cơ sở công nghệ chế tạo máy*”. Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2013.
- [7]. Nguyễn Văn Dự, “*Hướng dẫn tính toán băng tải*”. Tài liệu hướng dẫn, 2011.
- [8]. Nguyễn Ngọc Đào, Trần Thế Sang, Hồ Viết Bình, “*Chế độ cắt gia công cơ khí*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, 2001.
- [9]. DiPaola, Christopher (author); Zou, Qingze (chair); NORRIS, ANDREW (outside member); Scacchioli, Annalisa (outside member) (2019-10), “*Design, fabrication, and control of an autonomous sorting system for non-ferrous metal recycling*”. Rutgers University; School of Graduate Studies.
- [10]. Williams, K., O'Toole, M., & Peyton, (2023), “*Scrap metal classification using magnetic induction spectroscopy and machine vision*”. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement.



THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC NÂNG HẠ CỦA XE NÂNG HÀNG TẢI TRỌNG NHỎ

DESIGN OF THE HYDRAULIC LIFTING SYSTEM FOR A LIGHT-DUTY FORKLIFT

TS. Đào Mạnh Quyền*, ThS. Đỗ Hữu Tuấn, ThS. Phùng Công Dũng

Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

*Email liên hệ: quyendm@utt.edu.vn

TÓM TẮT

Xe nâng tải trọng nhỏ sử dụng nguồn dẫn động điện thường được sử dụng để nâng hạ và di chuyển hàng nâng trong nhà xưởng, phòng thực hành. Trong quá trình làm việc, hệ thống thủy lực dẫn động nâng hạ chịu tải trọng áp suất do hàng nâng gây ra. Việc tính toán hệ thống thủy lực này cần phải được nghiên cứu để đảm bảo tính chính xác và kinh tế. Trong bài báo này, phần mềm AMESIM được sử dụng để tính toán, mô phỏng hệ thống thủy lực cần thiết kế. Kết quả mô phỏng từ phần mềm cho thấy có thể tiết kiệm được xấp xỉ 13% năng lượng tiêu thụ của mô tơ điện.

Từ khóa: *Xe nâng điện; Thiết kế xe nâng điện; Thiết kế hệ thống thủy lực; Thu hồi năng lượng; Tiết kiệm năng lượng.*

ABSTRACT

Light-duty forklifts are devices employed for lifting, lowering, and transporting components within confined environments such as workshops and training facilities. During operation, the hydraulic lifting system is subjected to pressure loads induced by the weight of objects. Accurate and economical design of this system necessitates thorough analysis. In this study, the AMESIM software is utilized to model and simulate the hydraulic system under design. The simulation results indicate a potential reduction of approximately 13% in electric motor energy consumption, demonstrating the system's improved efficiency.

Keywords: *Electric forklift; Electric forklift design; Hydraulic system design; Energy recovery; Energy saving.*

1. GIỚI THIỆU

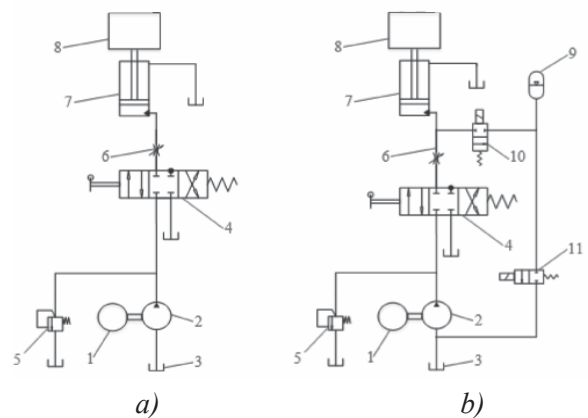
Hiện nay, xe nâng hàng được sử dụng với số lượng lớn để phục vụ công tác nâng hạ hàng tại các kho, bãi, cảng, nhà ga, sân bay... Xe nâng hàng đa dạng về chủng loại, kích thước, mẫu mã. Phân loại theo nguồn dẫn động bao gồm: dẫn động bằng động cơ đốt trong, dẫn động bằng động cơ điện; theo tải trọng nâng có loại nhỏ, trung bình và nặng. Trong đó, xe nâng điện tải trọng nâng nhỏ thường được sử dụng trong các nhà xưởng, phòng thực hành, vì xe này có kích thước nhỏ gọn, không phát thải khí xả [1-2]. Tuy nhiên, để thiết kế hệ thống dẫn động nâng hàng, cần phải tính toán lựa chọn các phần tử chính của xe như các xylanh, van phân phối, bơm thủy lực, mô tơ dẫn động. Các phương pháp tính toán lý thuyết thường cho ra kết quả khó theo dõi, đòi hỏi giải nhiều phương trình toán. Trong khi đó, việc áp dụng các phần mềm thiết kế sẽ cho kết quả nhanh, chính xác và dễ dàng tối ưu hóa các tham số thiết kế [3-6]. Trong bài báo này, bình tích áp được dùng để thu hồi năng lượng khi xylanh nâng hàng đi xuống. Sau đó, năng lượng từ bình tích áp được xả vào đường hút của bơm thủy lực. Bài báo sử dụng phần mềm AMESIM để tính toán thiết kế hệ thống. Kết quả mô phỏng bằng phần mềm cho thấy có thể giảm được xấp xỉ 13% năng lượng tiêu thụ của mô tơ dẫn động so với mạch cơ bản không thu hồi năng lượng.

2. THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC NÂNG HẠ HÀNG CỦA XE NÂNG

2.1. Sơ đồ mạch thủy lực nâng hạ hàng xe nâng

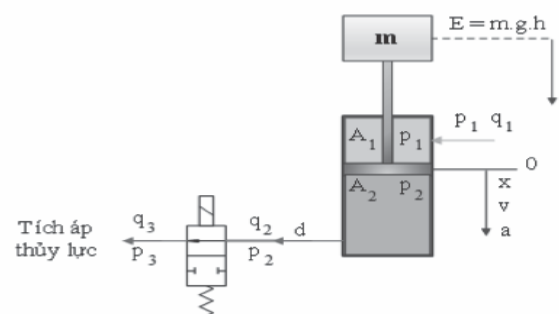
Sơ đồ nguyên lý mạch thủy lực nâng hạ hàng của xe được thể hiện ở Hình 1. Trong sơ đồ (1-a) mô tơ thủy lực (2) được dẫn động từ mô tơ điện (1). Dầu được bơm hút từ thùng (3)

qua van phân phối (4) để dẫn động cho xylanh một chiều (7) nâng và hạ hàng nâng (8). Trong sơ đồ (1-b) nhánh đầu ra của xylanh được nối tiếp với bình tích áp (9). Khi xylanh đi xuống, dầu cao áp từ khoang piston được tích vào bình tích áp; trong quá trình nâng, dầu từ bình tích áp được cấp vào đường hút của bơm thủy lực. Do dầu vào đường hút của bơm có áp suất cao hơn so với trường hợp (1-a) nên có thể giảm được công suất tiêu thụ của mô tơ điện.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý mạch nâng, hạ hàng
a) Mạch cơ bản, b) Mạch có thu hồi năng lượng;
1 - Mô tơ điện; 2 - Bơm thủy lực; 3 - Thùng dầu;
4 - Van phân phối; 5 - Van an toàn; 6 - Van tiết lưu;
7 - Xylanh nâng hàng; 8 - Vật nâng;
9 - Tích áp thủy lực; 10 - Van nạp; 11 - Van xả

2.2. Tính toán mô phỏng bằng phần mềm AMESIM



Hình 2. Nguyên lý hoạt động của xylanh nâng, hạ hàng

Phương trình mô tả chuyển động của vật nâng m:

$$m.a = mg + p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f \quad (1)$$

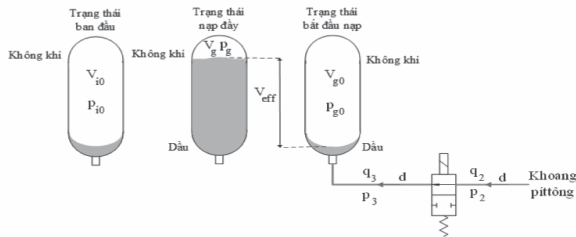
Áp suất dầu trong khoang piston được xác định từ công thức:

$$p_2 = \frac{m(g-a) + p_1 A_1 - F_f}{A_2} \quad (2)$$

Lưu lượng dầu đi ra khỏi khoang piston xác định theo công thức:

$$q_2 = q_1 + (A_2 - A_1).v \quad (3)$$

Trong đó, m là khối lượng, a là gia tốc, v là vận tốc, p_1 là áp suất dầu khoang cần, p_2 là áp suất dầu khoang pít tông, F_f là tổng lực cản ma sát và cản nhớt, A_1 là diện tích khoang cần, A_2 là diện tích khoang xy lanh.



Hình 3. Nguyên lý hoạt động của tích áp thủy lực

Trong quá trình thu hồi năng lượng, áp suất và thể tích khí bên trong bình tuân theo quy luật:

$$q_2 = q_1 + (A_2 - A_1).v \quad (4)$$

$$p_{i0} V_{i0}^\lambda = p_{g0} V_{g0}^\lambda = p_g V_g^\lambda \quad (5)$$

Trong đó, λ là hệ số mũ, V_{i0} là thể tích khí ban đầu, p_{i0} là áp suất khí nạp ban đầu, V_{g0} là thể tích khí tại thời điểm ban đầu nạp dầu, p_{g0} là áp suất khí ở thời điểm ban đầu nạp dầu, V_g là thể tích khí tại thời điểm nạp đầy dầu, p_g là áp suất khí tại thời điểm nạp đầy dầu.

Thể tích hiệu dụng V_{eff} của dầu trong bình được tính theo công thức:

$$V_{eff} = V_{g0} - V_g \quad (6)$$

Năng lượng thu hồi có thể tính theo công thức như sau:

$$E_{th} = \frac{p_{g0} V_{g0}}{\lambda - 1} \left[\left(\frac{V_g}{V_{g0}} \right)^{1-\lambda} - 1 \right] \quad (7)$$

Năng lượng có thể thu hồi từ hệ thống E_{pot} là thế năng của khối lượng m, tính theo công thức:

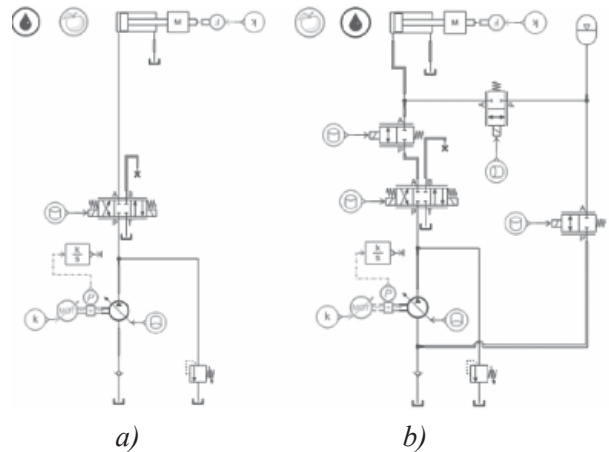
$$E_{pot} = m.g.h \quad (8)$$

Trong đó, m là khối lượng, g là gia tốc trọng trường, h là khoảng cách dịch chuyển.

Tỉ lệ thu hồi năng lượng được tính theo công thức:

$$\varepsilon = \frac{E_{th}}{E_{pot}} . 100\% \quad (9)$$

Sơ đồ mô phỏng mạch thủy lực bằng phần mềm AMESIM như thể hiện ở Hình 4.



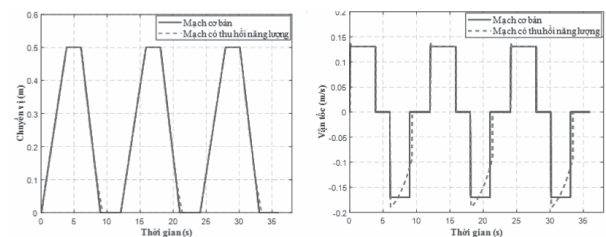
Hình 4. Sơ đồ mô phỏng mạch thủy lực bằng AMESIM
a) Mạch cơ bản; b) Mạch có thu hồi năng lượng

Bảng 1. Thông số mô phỏng mạch thủy lực

Đối tượng	Tham số	Giá trị	Đơn vị
Dầu thủy lực	Loại dầu	Cơ bản	
	Nhiệt độ	40	°C
	Khối lượng riêng	850	kg/m ³
	Môđun khối	17000	bar
Khối lượng	M	1500	kg
Bơm thủy lực	Lưu lượng riêng lớn nhất	25	cc/vòng
	Hiệu suất cơ khí	0.96	-
	Hiệu suất lưu lượng	0.92	-
	Tốc độ làm việc	1500	vòng/phút
Xylanh thủy lực	Đường kính piston	55	mm
	Đường kính cán piston	30	mm
	Hành trình	0.5	m
Van chính	Cường độ dòng	40	mA
	Lưu lượng mở lớn nhất	50	L/phút
Van 2/2	Trạng thái ban đầu	1	-
	Lưu lượng mở lớn nhất	50	L/phút
Van an toàn	Áp suất mở van	150	bar
Bình tích áp	Thể tích ban đầu	2.2	Lít
	Áp suất nạp ban đầu	12	bar

3. KẾT QUẢ VÀ NHẬN XÉT

Đồ thị so sánh chuyển vị và vận tốc của piston được thể hiện trên Hình 5. Qua đồ thị có thể thấy chuyển vị của piston trong mạch cơ bản và mạch có thu hồi năng lượng là tương đồng về quy luật. Tuy nhiên, vận tốc của piston trong hành trình đi xuống của mạch có thu hồi năng lượng có quy luật biến đổi là đường cong, do bình tích áp đặt tại đầu ra nên vận tốc sẽ giảm bắt đầu từ lúc đi xuống cho đến cuối hành trình. Giá trị trung bình vận tốc xấp xỉ giá trị của vận tốc ở mạch cơ bản.



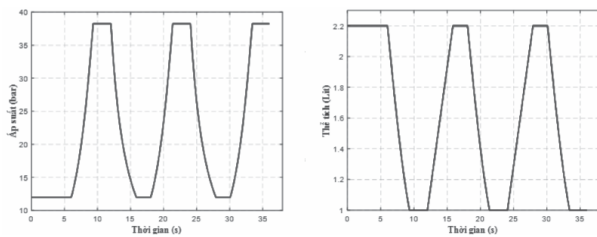
a)

b)

Hình 5. So sánh chuyển vị và vận tốc của các piston:

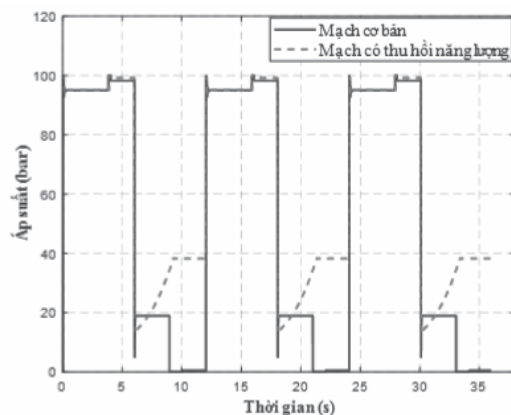
a) Chuyển vị; b) Vận tốc



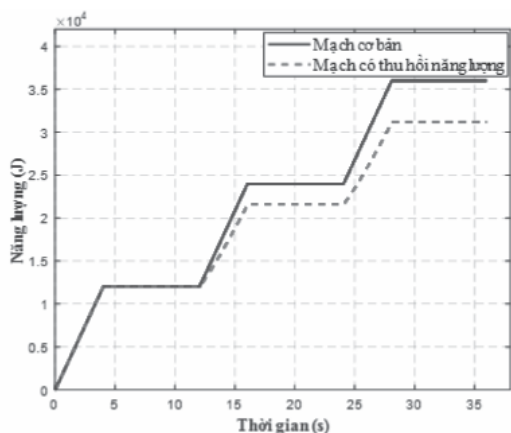


Hình 6. Thông số làm việc của bình tích áp

Từ Hình 6 có thể thấy trong quá trình làm việc, áp suất và thể tích của bình tích áp thay đổi theo hành trình của piston. Áp suất lớn nhất bình đạt được xấp xỉ 37 bar. Áp suất và thể tích của bình tích áp trong bài báo được chọn dựa vào mối quan hệ của hành trình và vận tốc làm việc của piston so với mạch cơ bản, mà vẫn đảm bảo giảm năng lượng tiêu thụ của mạch.



Hình 7. Áp suất khoang piston



Hình 8. Năng lượng tiêu thụ của bơm

Từ Hình 7 cho thấy sự khác biệt của áp suất khoang piston của hai mạch. Ở mạch cơ bản, áp suất trong quá trình đi xuống của piston thay đổi đổi nhanh và dạng bậc; trong khi đó áp suất ở mạch có thu hồi năng lượng thay đổi theo dạng đường cong và áp suất tăng cao hơn vì có bình tích áp nối với khoang piston. Nhờ vào hệ thống thu hồi và tái sử dụng năng lượng từ quá trình đi xuống của piston nên năng lượng của mạch có hệ thống thu hồi giảm so với hệ thống cơ bản. Theo kết quả mô phỏng có thể giảm được xấp xỉ 13% năng lượng tiêu thụ, như thể hiện ở Hình 8.

Như vậy, khi thiết kế hệ thống thủy lực của xe nâng hàng tải trọng nhỏ, dùng nguồn động lực là mô tơ điện sẽ có hai phương án. Với phương án sử dụng mạch cơ bản, vận tốc làm việc của piston cũng như áp suất khoang piston sẽ thay đổi theo bậc và không tiết kiệm năng lượng. Với phương án sử dụng bình tích áp thủy lực để thu hồi năng lượng, sẽ làm giảm tốc độ của quá trình đi xuống của piston ở giai đoạn cuối hành trình, nhưng vẫn đảm bảo giá trị làm việc trung bình. Ưu điểm nổi bật của phương án dùng tích áp thủy lực là có thể tiết kiệm được năng lượng trong quá trình sử dụng máy. Điều này đảm bảo quá trình vận hành, vừa đảm bảo yếu tố kỹ thuật và yếu tố kinh tế. ♦

Ngày nhận bài: 15/5/2025

Ngày phản biện: 11/6/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đỗ Hữu Tuấn, Phùng Công Dũng, “Ứng dụng phần mềm Solidworks kiểm nghiệm khả năng chịu tải của bộ công tác xe nâng hàng tự hành tải trọng 3 tấn”. Số đặc biệt 11/2022, Tạp chí Cơ khí Việt Nam.
- [2]. Bùi Văn Trâm, Nguyễn Xuân Hòa, Đỗ Hữu Tuấn, Phùng Công Dũng, “Nghiên cứu thiết kế và chế tạo bộ công tác đa năng lắp trên xe

- nâng điện”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 327, tháng 4/2025.
- [3]. Ryszard Dindorf, Jakub Takosoglu, Piotr Wos, “*Review of Hydro-Pneumatic Accumulator Models for the Study of the Energy Efficiency of Hydraulic Systems*”. Energies, doi.org/10.3390/en16186472.
- [4]. Waldemar Latas, Jerzy Stojek, “*A new type of hydrokinetic accumulator and its simulation in hydraulic lift with energy recovery system*”. Energy, DOI 10.1016/j.energy.2018.04.040.
- [5]. Yanxiong Liu, Zhicheng Xu, Lin Hua, Xinhao Zhao, “*Analysis of energy characteristic and working performance of novel controllable hydraulic accumulator with simulation and experimental methods*”. Energy Conversion and Management, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113196>.
- [6]. A. Pfeffer, T. Glück, W. Kemmetmüller & A. Kugi, “*Mathematical modelling of a hydraulic accumulator for hydraulic hybrid drives*”. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, DOI: 10.1080/13873954.2016.1174716.
- [7]. Van Tinh Nguyen, “*Fuel-Saving Solution for Forklifts Using Hydraulic Energy Storage and Regeneration Device Cluster Additionally Installed*”. Advances in Science and Technology Research Journal, <https://doi.org/10.12913/22998624/188590>.

PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN NGHIỆM BỀN CHI TIẾT MÁI CHÍNH CỦA GIÁ KHUNG THỦY LỰC DI ĐỘNG DÙNG TRONG KHAI THÁC MỎ HÀM LÒ

DETAILED DURABILITY CALCULATION METHOD OF MAIN ROOF OF MOBILE HYDRAULIC FRAME USED IN UNDERGROUND MINING

TS. Bùi Thanh Nhu, TS. Lê Quý Chiên*, ThS. Nguyễn Mạnh Hùng, ThS. Vũ Hữu Quảng
Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh

*Email: chiencodiencnqn@gmail.com

TÓM TẮT

Trong báo cáo này, nhóm tác giả trình bày kết quả nghiên cứu phương pháp nghiệm bền mái chính của giá khung thủy lực di động dùng trong khai thác mỏ hàm lò bằng phương pháp mô phỏng số trên phần mềm ABAQUS dựa vào điều kiện địa chất mỏ và các yếu tố khác như vật liệu chế tạo, công nghệ khai thác mỏ. Khi thiết kế các chi tiết và máy nói chung cần phải lựa chọn một số thông số và đặt tải trọng tác động lên cơ cấu, sử dụng phương pháp xây dựng mô hình mô phỏng để kiểm nghiệm khả năng chịu tải của kết cấu, cụm chi tiết. Từ đó xác định được vị trí chịu ứng suất lớn nhất. Theo đó sẽ đưa ra được thông số đầu vào cho việc tính toán, lựa chọn vật liệu, hình dáng, kích thước của kết cấu theo hướng hợp lý, tiết kiệm và an toàn. Kết quả nghiên cứu có thể dùng để tính toán lựa chọn kích thước hợp lý của mái chính giá khung thủy lực trên cơ sở điều kiện bền và phù hợp với điều kiện địa chất mỏ vùng Quảng Ninh nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng giá khung và giảm giá thành sản phẩm. Cũng có thể tham khảo để tính toán các loại mái giá khác dùng trong khai thác hàm lò vùng Quảng Ninh.

Từ khóa: Chi tiết máy; Giá khung thủy lực di động; Khai thác mỏ; Mô phỏng; Thiết kế; Tính toán mái chính; Kích thước hợp lý mái chính.

ABSTRACT

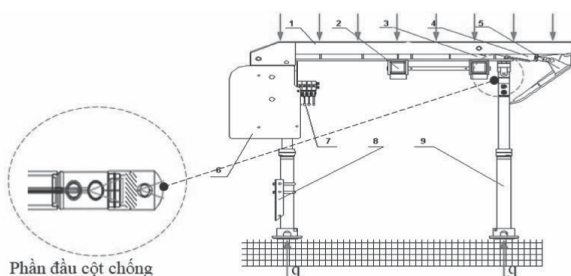
This study employs a numerical methodology to evaluate the structural integrity of the main roof beam in mobile hydraulic support frames used in underground coal mining. Numerical simulations were conducted using ABAQUS software, considering site-specific geological conditions, material properties, and mining techniques. A finite element model was developed and applied to analyze the stress distribution under operational loads, allowing for the identification of critical stress regions. The results provide essential input parameters for optimizing material selection, structural geometry, and dimensions, thereby ensuring structural safety, cost-effectiveness, and operational efficiency. These findings can support the rational design of main roof beams in mobile hydraulic support frames for mines in the Quảng Ninh region and offer a reference for similar underground mining structures in comparable geological settings.

Keywords: Machine details; Mobile hydraulic frame price; Mining; Simulation; Design; Main roof calculation; Reasonable size of main roof.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

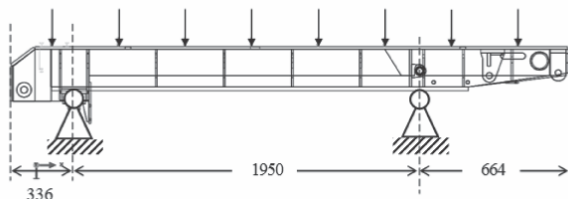
Khi thiết kế các chi tiết và máy nói chung cần phải lựa chọn một số thông số và đặt tải trọng tác động lên cơ cấu, xây dựng mô hình mô phỏng để kiểm nghiệm, nghiệm bền khả năng chịu tải của kết cấu, cụm chi tiết. Từ đó xác định được vị trí chịu ứng suất lớn nhất. Theo đó sẽ đưa ra được thông số đầu vào cho việc tính toán, lựa chọn vật liệu, hình dáng, kích thước của kết cấu theo hướng hợp lý, tiết kiệm và an toàn.

Giá khung thủy lực di động (Hình 1) là thiết bị dùng để chống giữ trong lò chợ khai thác than nhằm bảo vệ không gian khai thác và để điều khiển áp lực mỏ. Yêu cầu giá khung thủy lực di động phải bền vững, ổn định, khối lượng nhẹ nhất có thể và tuổi thọ cao. Trong việc tính toán thiết kế giá khung thủy lực có hai phần chính đó là: thiết kế mái chính (mái trên) và hệ thống các cột chống xylanh thủy lực [3].



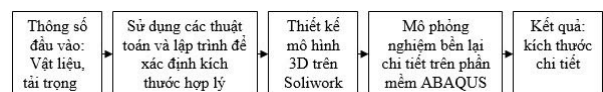
1. Mái trên; 2. Xà đỡ; 3. Xylanh tiến gương;
4. Xylanh nâng hạ mái trước; 5. Mái trước;
6. Mái sau; 7. Hệ thống điều khiển;
8. Tấm chắn; 9. Cột chống.

Hình 1. Giá khung thủy lực ZH 1600/16/24Z



Hình 2. Giả thiết về sơ đồ chịu tải của mái chính

Trong khi làm việc, tổng tải trọng lớn nhất tác dụng lên mái là $Q_{\Sigma \max} = 160$ tấn (Hình 1), tải trọng đó được truyền xuống nền thông qua 4 cột chống thủy lực. Do thiết kế phần nối giữa cột chống và mái trên có dạng hình chòm cầu, chính vì vậy, có thể “tự lựa” trong quá trình vận hành. Giả thiết trong quá trình làm việc tải trọng được phân bố đều trên toàn bộ diện tích mặt trên của mái. Tải trọng tác dụng lên các cột chống được lấy gần đúng là $q = Q/4$. Trong điều kiện làm việc góc dốc từ 0° cho tới 25° , tải trọng tác dụng lên giá khung được xác định là từ 145 Tấn cho tới 160 Tấn ($Q(\alpha) = Q \cos \alpha$) [1]. Trong nội dung bài báo này, nhóm tác giả chủ yếu đi sâu vào tính toán hợp lý kích thước của mái, kiểm nghiệm bằng việc sử dụng phương pháp giải tích; các phương trình có liên quan đã được thiết lập. Sau khi thay đổi tải trọng và vật liệu sẽ nhận được các kích thước hợp lý cho chi tiết trong từng trường hợp, tiến hành thiết kế mô hình 3D trên phần mềm SOLIDWORK và mô phỏng nghiệm bền lại chi tiết trên phần mềm ABAQUS, để tăng thêm độ tin cậy của những kết quả tính toán nhận được. Phương pháp thực hiện để xác định một số thông số hợp lý sẽ được trình bày theo sơ đồ dưới đây:



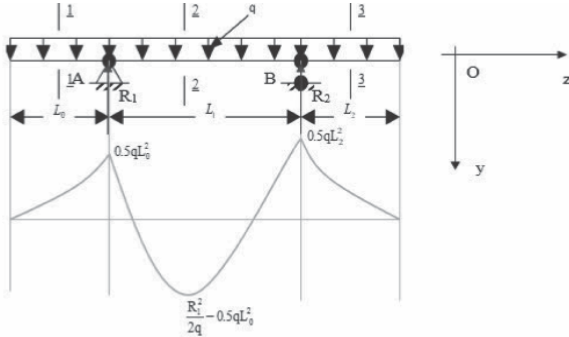
Sau khi tính toán được các kết quả, tiến hành vẽ đồ thị liên quan giữa các thông số để thuận tiện hơn cho việc tra cứu, tham khảo sau này cho việc thiết kế máy. Các tính toán cụ thể sẽ được trình bày dưới đây.

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Thuật toán để xác định các kích thước hợp lý cho mái chính

Tính các phản lực liên kết tại A và B:

Phản lực liên kết tại A và B chỉ gồm hai thành phần phản lực theo hướng vuông góc với thanh là: R_1 và R_2 .



Hình 3. Mô hình tính toán nghiệm bền cho mái chính

$$\begin{aligned} R_2 &= q \left(\frac{1}{2} L_1 + L_2 + \frac{1}{2} \frac{L_2^2 - L_0^2}{L_1} \right) \\ R_1 &= q \left(\frac{1}{2} L_1 + L_0 + \frac{1}{2} \frac{L_0^2 - L_2^2}{L_1} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

Giá trị mô men uốn lớn nhất được xác định như sau:

$$\begin{aligned} \text{Max}\{M_x(z)\} &= \text{Max}\{\text{Max}\{M_x(z)\}_{1-1}, \text{Max}\{M_x(z)\}_{2-2}, \text{Max}\{M_x(z)\}_{3-3}\} \\ \text{Max}\{M_x(z)\} &= \text{Max}\left\{ \frac{1}{2} q L_0^2; \frac{R_1^2}{2q} - \frac{q L_0^2}{2}; \frac{1}{2} q L_2^2 \right\} \end{aligned} \quad (2)$$

Ứng suất nguy hiểm nhất được xác định như sau:

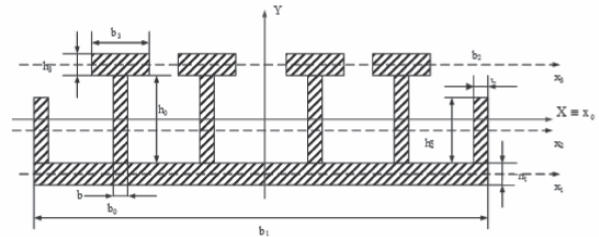
$$\sigma_{u, \text{Max}} = \frac{\text{Max}\{M_x(z)\}}{I_x} y_{\text{Max}} \quad (3)$$

I_x : Mô men quán tính mặt cắt (m^4).

*Xác định mô men quán tính mặt cắt cho mái trên (I_x)

Diện tích các phần của mặt cắt được xác định là:

$$\begin{aligned} F_1 &= b_1 h_1; F_2 = b_2 h_2; F_3 = b_3 h_3; F_0 = b_0 h_0 \\ \Rightarrow F_\Sigma &= b_1 h_1 + 2b_2 h_2 + 4b_3 h_3 + 4b_0 h_0 \end{aligned} \quad (4)$$



Hình 4. Tiết diện mặt cắt ngang của mái chính

Mô men quán tính đối với trục trung hòa của từng mặt cắt và mô men tổng được xác định:

$$\left. \begin{aligned} I_{x1} &= J_{x1} + \frac{1}{4} \left(h_1 + h_0 + \frac{y_c}{2} \right)^2 F_1; \\ I_{x2} &= J_{x2} + \frac{1}{4} \left(h_0 - h_2 + \frac{y_c}{2} \right)^2 F_2; \\ I_{x3} &= J_{x3} + \frac{1}{4} \left(h_3 + h_0 - \frac{y_c}{2} \right)^2 F_3; \\ I_{x0} &= J_{x0} + y_c^2 F_0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow I_{x\Sigma} = I_{x1} + 2I_{x2} + 4I_{x3} + 4I_{x0} \quad (5)$$

Tính toán giá trị y_{max} :

$$y_{\text{max}} = \max \left\{ \left(h_1 + \frac{h_0}{2} + y_c \right); \left(h_3 + \frac{h_0}{2} - y_c \right) \right\} \quad (6)$$

Tiến hành tính toán thiết kế mái sao cho nhẹ nhất mà vẫn đảm bảo điều kiện bền, chính vì vậy cần có:

$$(F_\Sigma = 4b_0 h_0 + b_1 h_1 + 2b_2 h_2 + 4b_3 h_3) \rightarrow \min \quad (7)$$

Kết hợp (3) và (7) có điều kiện kích thước hợp lý cho mái trên được xác định như sau:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_u^{\text{Max}} &= \frac{\text{Max}\{M_x(z)\}}{I_{x\Sigma}} y_{\text{max}} \leq [\sigma] \\ (F_\Sigma &= 4b_0 h_0 + b_1 h_1 + 2b_2 h_2 + 4b_3 h_3) \rightarrow \min \end{aligned} \right. \quad (8)$$

Để thuận tiện cho quá trình chế tạo sau này, đưa vào thêm điều kiện sau: $b_0 = h_1 = b_2$. Để thỏa mãn được điều kiện (8), thực hiện thuật

toán “vét cạn” trên ngôn ngữ lập trình C, trong đó:

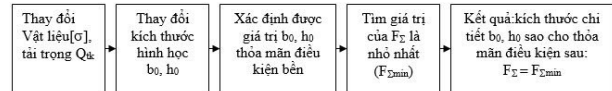
+ Tải trọng thiết kế Q_{tk} thay đổi từ 100 Tấn đến 160 Tấn;

+ Ứng suất cho phép của vật liệu $[\sigma]$ thay đổi từ 340 MPa đến 490 MPa;

+ Chiều dày tấm b_0 thay đổi từ 10 mm đến 20 mm. Chiều cao h_0 thay đổi từ 100mm đến 250 mm;

+ Các thông số khác được giữ nguyên đó là: $b_1 = 960$ mm, $b_3 = 80$ mm, $h_2 = 138$ mm, $h_3 = 20$ mm.

Phương pháp tính toán hợp lý sơ đồ thuật toán vét cạn để tìm kích thước hợp lý cho mái dưới:



2.2. Kết quả tính toán kích thước hợp lý cho mái chính

Sau khi chạy chương trình tính toán nhận được các kết quả hợp lý kích thước mái chính, tương ứng với mỗi trường hợp tải trọng và vật liệu như trong bảng 1. Từ đó lựa chọn được bộ số kích thước hợp lý cho mái chính của giá khung trong điều kiện làm việc góc dốc lên tới 25°.

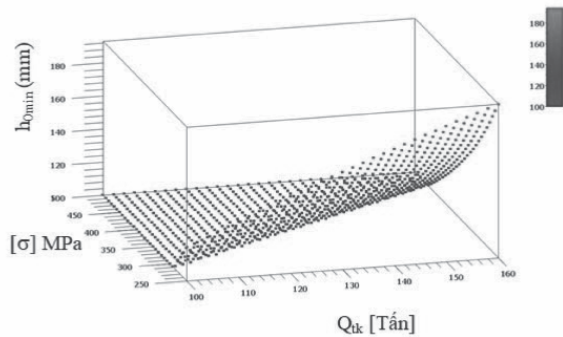
Trong điều kiện làm việc góc dốc từ 0° cho tới 25°, tải trọng tác dụng lên mái chính được xác định là từ 145 Tấn cho tới 160 Tấn, được làm từ vật liệu 16MnSi có $\sigma_u = 490$ Mpa, mô đun đàn hồi $E = 200$ GPa, kích thước hợp lý được cho bởi bảng 1 dưới đây:

Bảng 1. Các Kết quả tính toán kích thước hợp lý cho mái chính

Q_{tk}	$[\sigma]$	σ_{umax}	b_0	h_0	F_{min}
N	MPa	MPa	mm	mm	mm ²
1000000	340	287.7248	10	100	22760
1100000	340	316.4973	10	100	22760
1200000	340	339.9879	10	102.2	22848
1300000	340	339.8589	10	113.6	23304
1400000	340	339.9592	10	124.1	23724
1500000	340	339.8791	10	134.1	24124
1600000	340	339.9327	10	143.6	24504
1600000	370	369.8382	10	131.2	24001
1600000	430	429.9724	10	109.7	23148
1600000	460	459.7162	10	100.2	22768
1600000	490	460.3597	10	100	22760



Đồ thị quan hệ giữa h_0 vào Q_{tk} và $[\sigma]$:



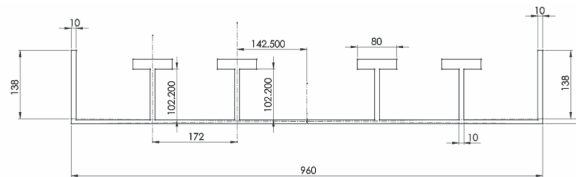
Hình 5. Sự phụ thuộc kích thước h_{0min} vào tải trọng làm việc và vật liệu chế tạo mái chính

2.3. Thiết kế, nghiệm bền chi tiết cho mái chính

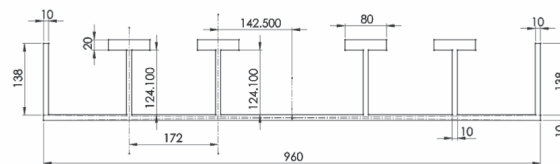
Trong phần này nghiên cứu 3 trường hợp làm việc cụ thể của chi tiết (hình 6), tương ứng tải trọng tác dụng lên giá khung là 120 Tấn, 140 Tấn, 160 Tấn; vật liệu chế tạo là thép 16MnSi, có ứng suất chảy (giới hạn chảy) $\sigma_c = 510$ MPa, hệ số an toàn được chọn là $n = 1.5$, nên có ứng suất cho phép $[\sigma] = 510/1.5 = 340$ MPa. Căn cứ vào bảng 1 lựa chọn được các kích thước hợp lý của b_0 và h_0 như sau:

Q_{tk}	$[\sigma]$	σ_{umax}	b_0	h_0	F_{min}
N	MPa	MPa	mm	mm	mm ²
1200000	340	339.9879	10	102.2	22848
1400000	340	339.9592	10	124.1	23723.98
1600000	340	339.9327	10	143.6	24504.02

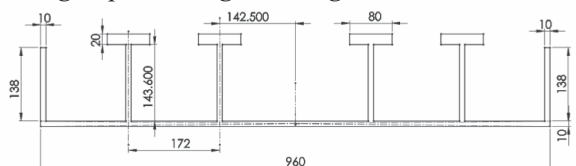
Tiết diện mặt cắt ngang của mái tương ứng với tải trọng tác dụng lên giá khung và vật liệu có ứng suất $[\sigma] = 340$ MPa được trình bày trong hình 6:



a) Trường hợp tải trọng tác dụng lên mái trên là 120 Tấn



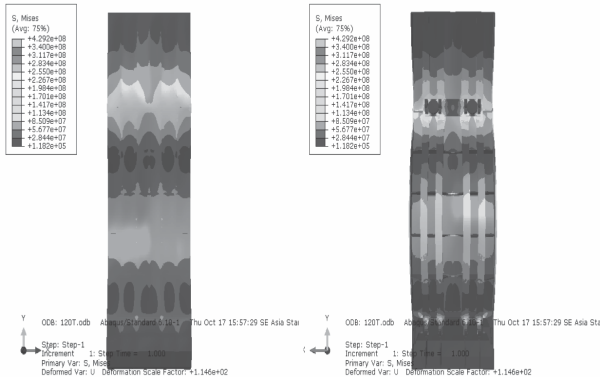
b) Trường hợp tải trọng tác dụng lên mái trên là 140 Tấn



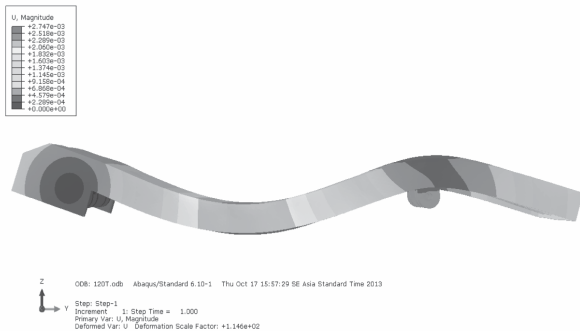
c) Trường hợp tải trọng tác dụng lên mái trên là 160 Tấn

Hình 6. Hình dạng mặt cắt ngang của mái trên

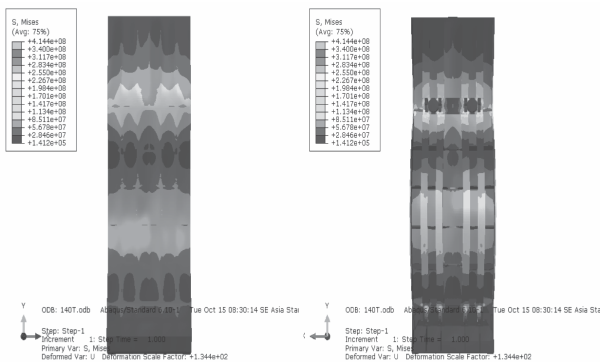
Sau khi thiết kế xong mô hình 3D của mái, tiến hành mô phỏng nghiệm bèn lại độ bền của chi tiết khi làm việc ở từng điều kiện cụ thể. Kết quả tính toán được thể hiện trong hình 7, 8, 9 dưới đây:



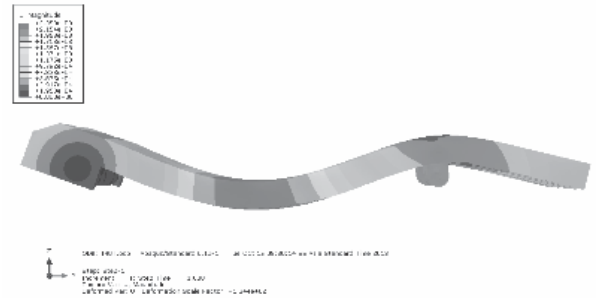
Hình 7(a). Phân bố trường ứng suất trong mái ứng với tải trọng 120 Tấn



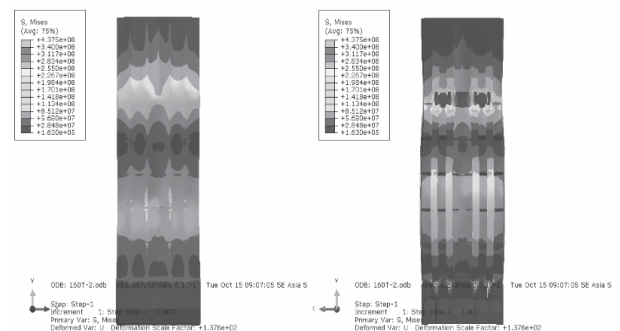
Hình 7(b). Chuyển vị tại các vị trí trên mái tương ứng trường hợp tải trọng 120 Tấn



Hình 8(a). Phân bố trường ứng suất trong mái ứng với tải trọng 140 Tấn



Hình 8(b). Chuyển vị tại các vị trí trên mái tương ứng trường hợp tải trọng 140 Tấn

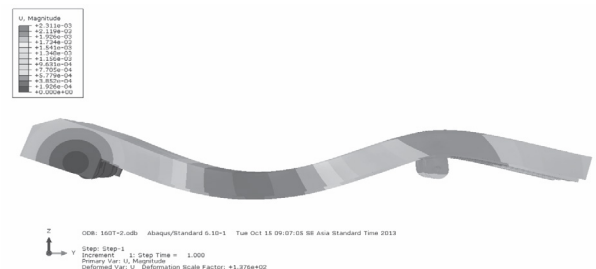


Hình 9(a). Phân bố trường ứng suất trong mái ứng với tải trọng 160 Tấn

*Từ kết quả tính toán ở trên cho thấy:

- Ứng suất tại các phần tử của mái trên đều có giá trị nhỏ hơn ứng suất cho phép $[\sigma] = 340 \text{ MPa}$, tức là mái chính đảm bảo an toàn trong điều kiện làm việc.

- Các trường hợp mô phỏng đều chỉ ra rằng: chuyển vị lớn nhất đều nằm giữa mái.



Hình 9(b). Chuyển vị tại các vị trí trên mái tương ứng trường hợp tải trọng 160 Tấn

- Diện tích mặt cắt ngang của mái trên hiện tại đang sử dụng cho trường hợp tải trọng 160 tấn, vật liệu chế tạo 16MnSi là: $F_{ht} = 30800 \text{ mm}^2$, diện tích mặt cắt ngang của mái trên sau khi hợp lý là: $F_{hl} = 24504 \text{ mm}^2$. Sau khi hợp lý diện tích mặt cắt ngang của mái đã được giảm là:

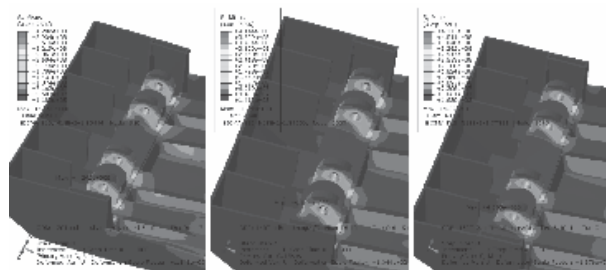
$$\Delta F = \left| \frac{F_{tu} - F_{ht}}{F_{ht}} \right| \times 100\% = \left| \frac{24504 - 30800}{30800} \right| \times 100\% = 20.44\%$$

Chính vì vậy làm cho khối lượng của mái trên giảm xuống đáng kể.

- Tại vị trí các khớp nối phía cuối của mái có sự tập trung ứng suất (hình 10). Điều này không ảnh hưởng tới kết quả tính toán do kết cấu khớp nối thực của mái có dạng chòm cầu, nên tải trọng phần lớn tập trung vào phần

chòm cầu, chỉ có một phần nhỏ được truyền cho khớp nối.

- Trong điều kiện làm việc góc dốc từ 0° cho tới 25° , tải trọng tác dụng lên mái trên được xác định là từ 145 Tấn cho tới 160 Tấn, được làm từ vật liệu 16MnSi có $\sigma_u = 490 \text{ MPa}$. Kích thước hợp lý được cho bởi bảng 2 dưới đây:



Hình 10. Tập trung ứng suất tại khớp nối

Bảng 2. Kích thước hợp lý cho mái trên

Q Tấn	[σ] MPa	σ_{umax} MPa	b_0 mm	h_0 mm	F_{min} mm^2
145	340	339.83	10.0	129.2	23927.98
150	340	339.88	10.0	134.1	24123.99
155	340	339.90	10.0	138.9	24316.01
160	340	339.93	10.0	143.6	24504.02

3. KẾT LUẬN

Từ những kết quả tính toán, mô phỏng và kiểm nghiệm mái chính dùng phần mềm ABAQUS ở trên đều chỉ ra rằng mái chính an toàn trong điều kiện làm việc. Đã thiết lập được công thức tổng quát để tính toán độ bền của mái. Ứng dụng vào trường hợp cụ thể là giá khung ZH1600/16/24Z; Sử dụng phương pháp mô phỏng số để kiểm nghiệm lại độ bền của mái chính làm tăng thêm độ tin cậy của các kết quả tính toán; Các kết quả tính toán cho thấy mái chính đều đạt điều kiện bền, phương pháp tính toán để lựa chọn ra các thông số hợp lý cho

kết cấu mái chính.

So sánh với kích thước ban đầu của mái thấy được rằng kích thước sau khi tính toán hợp lý đã giảm một cách đáng kể so với kích thước ban đầu của mái, từ đó giúp giảm khối lượng chế tạo cho mái. Điều đó giúp cho việc lắp đặt, tháo và di chuyển nhẹ nhàng hơn, góp phần giảm thiểu giá thành giá khung và giá thành sản phẩm. Kết quả nghiên cứu có thể tham khảo để tính toán lựa chọn một số thông số hợp lý cho giá khung thủy lực dùng trong khai thác than hầm lò có lực tác dụng khác nhau, làm bằng vật liệu khác nhau.

Ngoài ra, kết quả nghiên cứu có thể sử dụng trong công tác thiết kế và lựa chọn giá khung thủy lực di động dạng khung phục vụ trong khai thác mỏ than hầm lò. Các kết quả nghiên cứu cũng có thể làm tài liệu tham khảo cho các đơn vị tư vấn thiết kế mỏ và thiết bị mỏ, cho các nhà quản lý, làm tài liệu trong giảng dạy đại học, cao đẳng và kỹ thuật có liên quan. ❖

Ngày nhận bài: 15/6/2025

Ngày phản biện: 26/6/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Đinh Văn Chiến, Bùi Thanh Nhu (2015), “*Tính toán áp dụng hợp lý giá khung thủy lực di động dùng trong khai thác hầm lò*”. NXB. Xây dựng.
- [2]. Trần Bá Bảo (1997), “*Sổ tay thiết kế cơ khí*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [3]. Bùi Thanh Nhu (2014), Luận án tiến sĩ kỹ thuật “*Nghiên cứu lựa chọn một số thông số hợp lý của giá khung thủy lực di động dùng trong khai thác than hầm lò có góc dốc đến 25° vùng Quảng Ninh*”. Trường Đại học Mỏ - Địa chất.
- [4]. Lê Quang Minh, Nguyễn Văn Vương (2009), “*Sức bền vật liệu*”. NXB. Giáo dục, Hà Nội.
- [5]. Lê Xuân Huỳnh (2006), “*Tính toán kết cấu theo lý thuyết tối ưu*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [6]. Phần mềm ABAQUS 6.10.
- [7]. Докукин А.В. и др, “*Механизированные крепи и их развитие*”. Издательство Недра, Москва, 1984.
- [8]. Web: www.google.com.vn

ẢNH HƯỞNG CỦA LOẠI THIẾT BỊ CĂNG BĂNG ĐẾN SỰ ỔN ĐỊNH LÀM VIỆC CỦA BĂNG TẢI ĐÀI VẬN CHUYỂN TUYẾN DÀI Ở MỎ KHAI KHOÁNG

INFLUENCE OF TENSIONING DEVICE TYPES ON THE OPERATIONAL STABILITY OF LONG-DISTANCE BELT CONVEYORS IN MINING

Nguyễn Thị Xuân Hương*, Lê Thị Minh Phương

Viện Cơ khí, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email: huongntxvck@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Băng tải là loại máy vận chuyển, loại thiết bị hoạt động dựa trên nguyên lý truyền lực ma sát. Để đảm bảo truyền lực theo nguyên lý bám dính này, lực căng ban đầu và lực căng trong quá trình làm việc của dây băng rất quan trọng. Sự không ổn định của lực căng này sẽ dẫn đến truyền động không ổn định ở tang kéo. Bài báo này trình bày các hệ thống căng băng tải đường dài hiện áp dụng và phạm vi áp dụng của chúng.

Từ khóa: Băng tải đài; Thiết bị căng băng.

ABSTRACT

The belt conveyor is a type of handling machine that operates based on the principle of frictional force transmission. To ensure effective power transmission through this adhesion-based mechanism, both the initial tension and the working tension of the conveyor belt are critically important. Instability in these tensions can lead to operational issues at the drive drum. This paper presents the currently applied tensioning systems on long-distance belt conveyor and their respective application ranges.

Keywords: Belt conveyor; Tensioning systems.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Băng tải đài sử dụng dây băng làm bộ phận mang hàng, vận chuyển hàng hóa từ vị trí vào tải đến vị trí ra tải. Dây băng nhận truyền động từ tang chủ động thông qua nguyên lý truyền lực ma sát. Nhờ độ căng ban đầu của dây băng, đảm bảo đủ lực ma sát cần thiết giữa dây băng và tang trống tạo mô men ma sát truyền

chuyển động. Khi làm việc, thiết bị căng băng ở băng tải đài giúp giảm độ võng của dây băng, giảm độ nhấp nhô vận chuyển của hàng, giảm độ dao động của dây băng và hàng, giảm các hiện tượng trượt dẫn đến sự làm việc không ổn định ở cụm chủ động.

Với các băng tải đài chiều dài vận chuyển ngắn, công suất, năng suất thấp, sử

dụng thiết bị căng băng và xử lý các vấn đề phát sinh do vòng dây băng đơn giản hơn rất nhiều so với các băng tải đai có chiều dài vận chuyển lớn, như các băng tải đai ở các khu mỏ khai khoáng, các băng tải đai ở các nhà máy sản xuất vật liệu xây dựng...

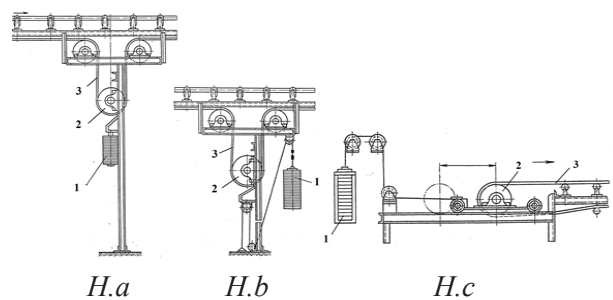
2. CÁC LOẠI THIẾT BỊ CĂNG BĂNG Ở BĂNG TẢI ĐAI VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG

Thiết bị căng băng tải đai có nhiều loại. Phân loại theo nguyên lý hoạt động, có loại căng cưỡng bức và căng tự động. Thiết bị căng băng cưỡng bức có thể dùng tời cáp, hay dùng vít, trên đó có thể lắp lực kế để kiểm tra lực căng băng. Loại này còn được gọi là căng băng định kỳ. Ưu điểm của chúng là kết cấu đơn giản, chắc chắn, đảm bảo tin cậy khi làm việc. Nhược điểm của chúng là không có khả năng duy trì lực căng băng cố định, lực căng băng bị giảm do đàn hồi và biến dạng của băng, dễ dẫn đến hiện tượng trượt. Lực căng trong băng thay đổi theo bước nhảy cũng làm giảm tuổi thọ của thiết bị kéo. Những nhược điểm này được khắc phục ở thiết bị căng băng tự động. Thiết bị căng băng tự động có thể chia ra các loại theo chế độ làm việc: có kéo căng liên tục hay chu kỳ; theo kiểu dẫn động: có dẫn động bằng điện, thủy lực, đối trọng; theo quy luật thay đổi lực căng điều chỉnh ở nhánh ra có 3 loại: ổn định, tăng dần hay hỗn hợp [1].

Phân loại theo kết cấu, có loại kiểu vít, đối trọng. Thiết bị căng kiểu vít thường áp dụng cho các băng tải đai tuyến đường ngắn, công suất nhỏ. Hành trình căng băng có thể được lựa chọn theo 1% ~ 1,5% chiều dài của băng tải. Thiết bị căng kiểu vít thuộc loại căng băng cố định, căng băng cưỡng bức, căng băng định kỳ. Thiết bị này được xiết vít, tạo độ căng nhất định, nhưng độ căng này không thay đổi được theo sự thay đổi tải, dao động tải, dao động của

dây băng. Khi căng quá, sẽ gây áp lực lên kết cấu đỡ, ổ trục, làm tăng công suất động cơ, bề mặt dây băng bị kéo dãn lâu sẽ có rạn, rách; khi căng không đủ, sự mất ổn định khi truyền lực xuất hiện. Ở một số trường hợp, có thể bố trí thêm lò xo ở các thiết bị kiểu vít để giảm tải động, khắc phục dao động tải, hoặc sử dụng loại căng băng tự động dạng xy lanh thủy lực giúp kiểm soát tốt các lực động phát sinh và các dao động tải, hạn chế kéo dãn dây băng quá mức ở thời gian lâu.

Thiết bị căng kiểu đối trọng (H1) áp dụng tốt cho các băng tải đai có chiều dài vận chuyển trên 50m. Có hai cách thường áp dụng là kiểu căng băng đối trọng thẳng đứng và kiểu căng băng đối trọng có xe con.



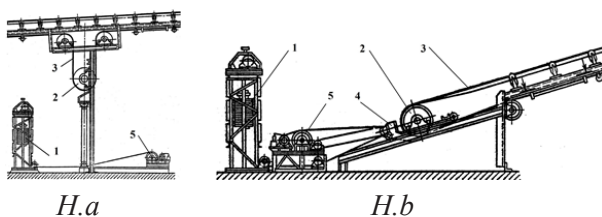
Hình 1. Thiết bị căng băng kiểu đối trọng, hành trình căng ngắn [2].

H.a - Kiểu căng băng đối trọng thẳng đứng, H.b - Kiểu căng băng đối trọng thẳng đứng có hệ pa lăng cấp giảm lực, H.c - Kiểu căng băng đối trọng có xe con; 1. Đối trọng, 2. Tang căng băng, 3. Dây băng

Thiết bị căng băng đối trọng thẳng đứng (H1.a) sử dụng cho các dạng băng tải đai có giá đỡ cao, vận chuyển hàng lên độ cao lớn. Với băng tải có lực căng băng lớn, có thể sử dụng thêm hệ pa lăng cấp giảm lực để giảm khối lượng, kích thước của đối trọng (H1.b). Với dạng thiết bị này, thiết bị căng cần được bố trí gần cụm tang kéo để đảm bảo tốt việc duy trì mô men ma sát truyền lực. Tuy nhiên, khi vận chuyển hàng ẩm, dính ướt, vừa dỡ tải qua

tang kéo ở đầu băng tải, mặc dù đi qua các thiết bị làm sạch băng cấp chính và cấp phụ, cũng không đủ thời gian để vật liệu bám dính còn sót rơi hết khỏi bề mặt dây băng, do đó khi đi qua các tang chuyển hướng, tang căng ở thiết bị căng băng, sẽ gây tác động xấu đến bề mặt các tang, gây xước, hỏng cho bề mặt dây băng hoặc rách dây băng. Với những băng tải đại vận chuyển hàng theo phương ngang, kết cấu bố trí thấp, gần mặt đất, thường sử dụng thiết bị căng băng đối trọng có xe con (H1.c). Loại này cho phép tăng hành trình căng băng đến 17% chiều dài băng tải. Thiết bị căng băng đối trọng là loại căng băng tự động. Loại này có khả năng duy trì lực căng băng cố định, tạo ra chế độ căng băng hợp lý, tự động bù trừ độ đàn hồi và độ dẫn dài băng. Nhưng có nhược điểm là kết cấu phức tạp, kích thước lớn.

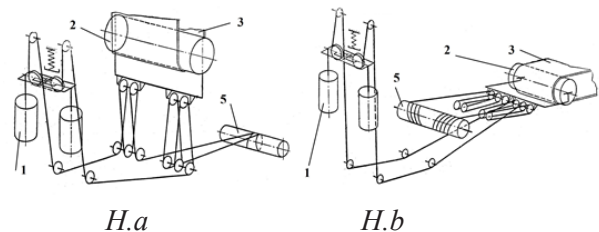
Với những băng tải đại đường dài, năng suất, công suất lớn, cần bố trí các đối trọng lớn, hệ pa lăng cáp giảm lực có bội suất lớn để giải quyết lực căng băng lớn, hành trình căng băng dài. Nhược điểm những trường hợp này là kết cấu căng băng quá cồng kềnh. Phương án sử dụng thêm bộ tời điện sẽ hợp lý hơn (H2). Bố trí tang kép cũng giúp giảm trọng lượng đối trọng, kích cỡ dây cáp và các pully cáp trong hệ pa lăng giảm lực (H3).



Hình 2. Thiết bị căng băng kiểu đối trọng, hành trình căng băng dài [2].

H.a - Kiểu căng băng đối trọng thẳng đứng, H.b - Kiểu căng băng đối trọng có xe con; 1. Đối trọng, 2. Tang căng băng, 3. Dây băng, 4. Xe con, 5. Tang cấp của tời điện

Có thể bố trí thiết bị kiểm soát lực căng và hành trình căng của dây băng. Lúc này tời điện sẽ được điều khiển định kỳ, thủ công, phản hồi khi có thay đổi tải, dao động tải dẫn đến làm việc không ổn định ở cụm tang kéo. Khi sử dụng thiết bị căng băng đối trọng, bản thân các đối trọng được treo cũng tạo nên sự không ổn định của thiết bị khi phản hồi các thay đổi tải trên băng, dao động tải, dao động băng. Khi đó, kết cấu hệ thống có thể bổ sung thêm các chi tiết đàn hồi giúp giảm độ dao động, độ không ổn định của hệ treo (H3).



Hình 3. Thiết bị căng băng kiểu đối trọng, bố trí tời điện có tang kép [2].

H.a - Kiểu căng băng đối trọng thẳng đứng, H.b - Kiểu căng băng đối trọng có xe con; 1. Đối trọng, 2. Tang căng băng, 3. Dây băng, 5. Tang cấp kiểu kép của tời điện

Hình vẽ 4 dưới đây trình bày một phương pháp treo đối trọng xử lý độ không ổn định của hệ treo [3]. Đối trọng được treo bởi hệ pa lăng. Xét trong hai giai đoạn, giai đoạn 1 là căng ban đầu, đối trọng đặt trên sàn, băng tải lỏng, chưa có độ ôm tang kéo; giai đoạn 2 là căng trong quá trình làm việc, tời điện làm việc, dây băng căng dần, đối trọng căng cũng được nâng dần lên. Nếu đối trọng nâng đến độ cao quá quy định, phanh được kích hoạt để tời không di chuyển thêm nữa. Trong quá trình làm việc, tải trọng có thể thay đổi trên băng tải và lực căng cũng sẽ thay đổi. Sự thay đổi này sẽ làm đối trọng nâng lên, hạ xuống.

*** Trường hợp sử dụng hệ pa lăng cáp như hình 4:**

Lực kéo được xác định theo công thức [2]: $F_p = F_1 - F_2$ (2.1)

Áp dụng công thức Öle:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (2.2)$$

Lực căng của thiết bị căng bằng đảm bảo hoạt động bình thường của băng tải được xác định theo công thức:

$$F_t = F_2 + F_3 \quad (2.3)$$

Trong trường hợp $F_2 = F_3$:

$$F_t = 2 F_2 \quad (2.4)$$

Khi đó:

$$F_t = \frac{2 \cdot F_p}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (2.5)$$

Trong đó: μ là hệ số ma sát giữa dây băng và tang trống, phụ thuộc chất liệu bề mặt tang là thép, có lớp cao su phủ, có lớp gốm phủ, xét trong trường hợp bề mặt khô, ướt do làm sạch, ướt do bôi trơn; α là góc ôm của dây băng trên tang trống.

Khi sử dụng hệ pa lăng cáp giảm lực, tính ở giai đoạn 1:

$$F_1 = F \cdot \eta; F_2 = F_1 \cdot \eta = F \cdot \eta^2; \dots F_{14} = F_2 \cdot \eta^{14} \quad (2.6)$$

Trọng lượng đối trọng cũng được treo bởi hệ pa lăng cáp gồm nhiều pully và được tính theo:

$$G_t = F \cdot \eta^4 \cdot \frac{\eta^4 - 1}{\eta - 1} \quad (2.7)$$

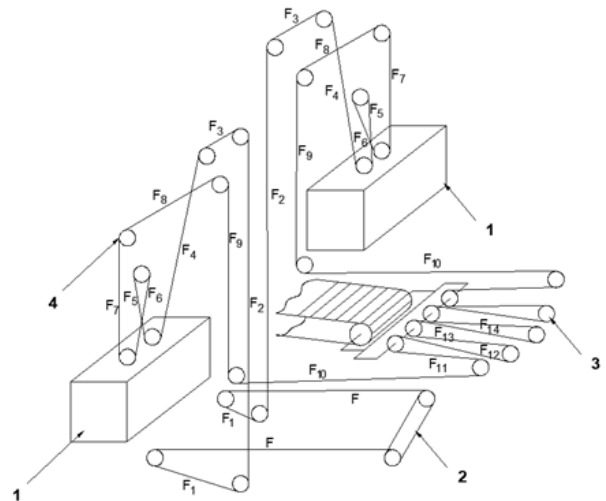
Tính theo cách tương tự, lực căng được tính theo:

$$F_t = 2F \cdot \eta^{10} \cdot \frac{\eta^5 - 1}{\eta - 1} \quad (2.8)$$

Thay từ công thức trên, ta có:

$$G_t = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\eta^4 - 1}{\eta^6 (\eta^5 - 1)} \quad (2.9)$$

Chọn $\eta = 0,95$, sơ bộ từ (2.5) và (2.9) có: $G_t = 0,464819 \times F_p$ (2.10)



Hình 4. Hệ pa lăng treo đối trọng:

1. Đối trọng, 2. Tời điện, 3. Hệ pa lăng cáp căng băng, 4. Hệ pa lăng cáp treo đối trọng

Khi thiết bị căng băng làm việc, tính ở giai đoạn 2:

$$F_{13} = F_{14} \cdot \eta; F_{12} = F_{13} \cdot \eta; \dots F = F_1 \cdot \eta \quad (2.11)$$

Tính theo cách tương tự, lực căng được tính theo:

$$F = \frac{F_t}{2} \cdot \eta^{10} \cdot \frac{\eta^5 - \eta^6}{(\eta - \eta^6)} \quad (2.12)$$

Thay từ công thức (2.12), ta có:

$$G_t = \frac{F}{2} \cdot \frac{\eta^{10} \cdot (\eta^5 - \eta^6)}{\eta - \eta^6} \cdot \frac{\eta - \eta^5}{\eta^4 \cdot (\eta^4 - \eta^5)} \quad (2.13)$$

Chọn $\eta = 0,95$, sơ bộ từ (2.5) và (2.13) có: $G_t = 0,3014153 \times F_p$ (2.14)

*** Trường hợp sử dụng hệ pa lăng cáp treo đối trọng có bội suất lớn hơn gấp đôi:**

Khi sử dụng hệ pa lăng cáp giảm lực, tính ở giai đoạn 1:

Khi đó:

$$G_t = F \cdot \eta^4 \cdot \frac{\eta^8 - 1}{\eta - 1} \quad (2.15)$$

Lực ở tang kéo tời điện:

$$F = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\eta - 1}{\eta^{14} \cdot (\eta^5 - 1)} \quad (2.16)$$

$$G_t = \frac{F}{2} \cdot \frac{\eta^8 - 1}{\eta^{10} \cdot (\eta^6 - 1)} \quad (2.17)$$

Chọn $\eta = 0,95$, sơ bộ từ (2.5) và (2.17) có:

$$G_t = 1,242448 \times F_t \text{ Hay } G_t = 1,035 \times F_p \quad (2.18)$$

Giá trị này cho hoạt động không trượt khi khởi động băng tải.

Khi thiết bị căng băng làm việc, tính ở giai đoạn 2:

$$F_t = \frac{2F}{\eta^{14}} \cdot \frac{\eta - \eta^6}{(\eta^5 - \eta^6)} \quad (2.19)$$

$$G_t = \frac{F}{\eta^4} \cdot \frac{\eta - \eta^9}{(\eta^8 - \eta^9)} \text{ Hay}$$

$$G_t = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{\eta^7 (1 - \eta^8)}{(1 - \eta^5)} \quad (2.20)$$

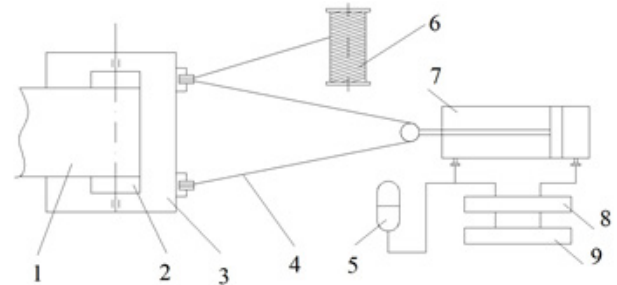
Chọn $\eta = 0,95$, sơ bộ từ (2.5) và (2.20) có:

$$G_t = 0,5195 \times F_t \text{ hay } G_t = 0,43295 \times F_p \quad (2.21)$$

Đây là lực căng tối thiểu trong quá trình

làm việc khi các lực cân bằng, nếu tải trọng nhỏ hơn, sẽ không đảm bảo được quá trình truyền lực ở tang kéo.

Tải trọng động từ băng truyền về cho thiết bị căng băng cũng được giảm dần do hiệu suất truyền qua các pully, cũng góp phần giảm tải động ở thiết bị căng băng, hạn chế tác động ngược lại cho băng tải, làm tăng dao động, lực động, dẫn đến tăng khả năng mất ổn định ở tang kéo. Như vậy là thiết bị căng băng phải đáp ứng các yêu cầu căng khác nhau của ba giai đoạn khởi động băng tải, vận hành ổn định và tắt máy, đồng thời phải phản ứng chính xác với những thay đổi về tải và duy trì độ căng không đổi trong quá trình vận hành ổn định. Để hệ thống ổn định, giá trị độ căng được giữ trong một phạm vi nhất định và giá trị độ căng thực tế không được điều chỉnh khi nằm trong phạm vi này. Khi độ căng vượt quá phạm vi này, phanh căng được mở để dẫn động động cơ căng để điều chỉnh; khi độ căng vượt quá giới hạn trên và dưới do hệ thống đặt, hệ thống sẽ dừng kịp thời và phát ra báo động lỗi.



Hình 5. Thiết bị căng băng kết hợp tời điện và xy lanh thủy lực [4]:

1. Dây băng, 2. Tang căng, 3. Xe con, 4. Cáp kéo,
5. Bầu thủy lực, 6. Tời điện, 7. Xy lanh thủy lực,
8. Thiết bị điều khiển thủy lực,
9. Thiết bị điều khiển điện.

Với những băng tải siêu dài, tải nặng, hoạt động liên tục trong điều kiện khắc nghiệt, cần bố trí các thiết bị điều khiển, cảm biến, hệ

thống hồi tiếp giúp tời điện tự điều chỉnh khi nhiệt độ, độ dài dây hoặc tải trọng thay đổi. Tời điện tự động này được điều khiển hoàn toàn tự động qua PLC hoặc cảm biến lực giúp cảm biến lực căng và điều khiển tự động, duy trì lực căng tối ưu theo thời gian thực, cho phép tời tự động quay về phía trước và phía sau theo độ căng khi băng tải hoạt động, đảm bảo độ ổn định ở cụm tang kéo đủ để không xảy ra trượt và không quá căng dây băng gây tăng công suất động cơ của băng tải cũng như tăng áp lực lên các hệ kết cấu đỡ [5].

Có thể sử dụng sơ đồ bố trí thiết bị như hình trên đây. Sử dụng thiết bị thủy lực để ổn định lực căng tốt hơn (H5). Hệ thống căng hoạt động theo lệnh điều khiển khởi động-dừng của băng tải và trạng thái chạy hiện tại của băng tải. Tín hiệu căng phản hồi được chuyển đổi thành tín hiệu điện áp có thể được bộ điều khiển xử lý thông qua mạch điều hòa, sau đó tín hiệu được so sánh với tín hiệu điện áp căng do bộ điều khiển đưa ra. Kết hợp với trạng thái hiện tại của băng tải, đưa ra phán đoán logic và đưa ra lệnh phản hồi để điều khiển các bộ truyền động có liên quan thực hiện các hành động tương ứng để điều chỉnh độ căng của băng tải để đáp ứng các yêu cầu của hệ thống.

3. KẾT LUẬN

Là một bộ phận quan trọng của băng tải, thiết bị căng băng đặc biệt quan trọng đối với băng tải dài đường dài, công suất lớn và tốc độ cao. Đặc điểm động của băng tải đường dài là rõ ràng và hoạt động phức tạp. Băng tải có các yêu cầu về độ căng khác nhau trong ba giai đoạn khởi động, vận hành ổn định và tắt máy. Băng tải lưu trữ hoặc giải phóng một lượng lớn năng lượng trong quá trình quá độ. Năng lượng này tạo thành lực căng động bên trong băng tải. Lực căng quá lớn hoặc quá nhỏ khiến thiết bị

căng băng tải thể hiện tính phi tuyến tính mạnh và tính biến thiên theo thời gian trong quá trình làm việc. Do đó, việc bố trí các thiết bị thực hiện kiểm soát liên tục độ căng của thiết bị căng và làm cho độ căng thích ứng với những thay đổi của tải bên ngoài theo thời gian thực có ý nghĩa rất lớn trong việc nâng cao độ ổn định làm việc của băng tải đai, tính an toàn và độ tin cậy của băng tải đai, đồng thời cải thiện hiệu quả làm việc của hệ thống vận chuyển. ❖

Ngày nhận bài: **16/6/2025**

Ngày phản biện: **02/7/2025**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Phạm Đức (2010), “*Máy vận chuyển liên tục*”. NXB. Giao thông vận tải.
- [2]. Tài liệu Atlas chuyên ngành (1973), “*Подъёмно-транспортные машины, Атлас конструкций*”. NXB. Москва, машиностроение.
- [3]. Ismet Ibishi, Ahmet Latifi, Gzim Ibishi, Kadri Sejdiu, Melihate Shala-Galica, Bekim Latifi (Đại học Prishtina, Kosovo) (2012), “*Calculation of tension force of belt conveyor*”. ISSN: 0975-5462 Vol. 4 No.12 December 2012.
- [4]. Yahu Wang, Ziming Kou, Lei Wu, (2024), “*Optimization of PID Control Parameters for Belt Conveyor Tension Based on Improved Seeker Optimization Algorithm*”. Electronics 2024, 13(19), 3907.
- [5]. Zhu, L.; Jiang, W. (2010), “*Research on typical models of coal mine belt conveyor in China*”. Coal J. 2010, 35, 1916-1920. [Google Scholar].

DYNAMIC RESPONSE ANALYSIS OF VIBRATION ISOLATION MODEL WITH QUASI-ZERO STIFFNESS CHARACTERISTIC

PHÂN TÍCH ĐÁP ỨNG ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÔ HÌNH CÁCH LY DAO ĐỘNG VỚI ĐỘ CỨNG GẦN BẰNG KHÔNG

Thanh Danh Le^{1,*}, Dang Bong Tran¹, Van Chon Trinh²

¹College of Technology and Design, University of Economics Ho Chi Minh City

²Faculty of Mechanical Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City

*Email: danhlt@ueh.edu.vn

ABSTRACT

This main work is to explore the dynamic behavior of a vibration isolation model with constant force characteristic which can broaden the isolation region toward low frequency due to high static stiffness and low dynamic stiffness. Firstly, a piecewise dynamic model is established in consideration of the detachment between cam and roller, and structure damping due to the hysteresis effects of the elastic element. The relation of displacement and frequency is obtained by using Average method. Further, the effects of the working and manufacture parameters on the amplitude-frequency curve are verified by simulation. This work will offer a useful solution to design and manufacture the low frequency vibration isolation systems.

Keywords: *Vibration isolation; Quasi zero stiffness; Low frequency.*

TÓM TẮT

Nội dung chính của bài báo này là phân tích đáp ứng động lực học của mô hình cách ly dao động có đặc tính độ cứng gần bằng không trong vùng làm việc cho mục tiêu là mở rộng vùng cách ly hướng về tần số thấp. Đầu tiên là phương trình động lực học của hệ được xây dựng dựa trên giảm chấn do hiện tượng đàn nhót của vật liệu đàn hồi. Sau đó mối quan hệ giữa tần số kích động và biên độ dao động được phân tích và xây dựng dựa trên phương pháp trung bình. Cuối cùng là ảnh hưởng của các thông số cấu hình lên đáp ứng động lực học của cơ hệ được phân tích và mô phỏng số. Kết quả nghiên cứu này sẽ cung cấp một tầm nhìn cho việc thiết kế các hệ cách ly dao động tần số thấp.

Từ khóa: *Cách ly dao động; Độ cứng gần bằng không; Tần số thấp.*

which includes a pulley having the radius of R , a bar of L_2 and a crank having the length of L_1 . Meanwhile, the cam roller mechanism marked by the shadowed ractangler. The equation for describing the cam profile is expressed approximately as following:

$$x = b_1 + b_2 y + b_3 y^2 \quad (1)$$

In which x and y are respectively the horizontal, vertical displacement of rolle; b_1 , b_2 , and b_3 are constants.

Letting C_1 and C_2 be the structure damping coefficients due to hysteresis phenomenon of the elastic material. The dynamic model diagram of the isolator when the load plate is subjected to a harmonic force excitation is presented in Fig.2. Hence, the motion of the vibration isolation is expressed through the following equation:

$$M\ddot{y} + \left(C + \frac{2C_1 R^2}{L_2^2}\right)\dot{y} = F_{ex} + \begin{cases} -\frac{2KR^2}{L_2^2}y & y < -y_d \text{ or } y > y_d \\ -2C_2(b_2 + 2b_3 y)^2 \dot{y} & -y_d \leq y \leq y_d \end{cases} \quad (2)$$

Where: M is the isolated mass, K is the stiffness, C is the viscous damping coefficient, the excitation force is calculated by $F_{ex} = F_o \cos \omega t$ with the amplitude of the force F_o , the excitation frequency ω .

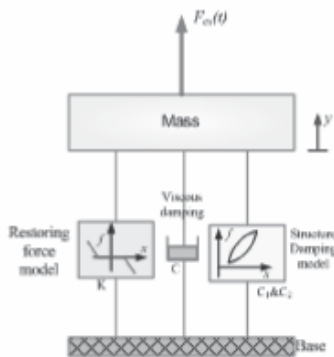


Figure 2. Schematic diagram of dynamic model

By letting $\omega_n^2 = \frac{2K_{pam}R^2}{ML_2^2}$ be the natural frequency, there are following dimensionless parameters:

$$\tau = \omega_n t; \bar{y} = \frac{y}{y_d}; \xi_1 = \frac{1}{2M\omega_n} \left(2C_2 b_2^2 + \frac{2C_1 R^2}{L_2^2} \right); \xi_2 = \frac{2C_1 R^2}{2M\omega_n L_2^2}; \eta_1 = \frac{8C_2 b_2 b_3}{M\omega_n} y_d$$

$$\eta_2 = \frac{8C_2 b_3^2}{M\omega_n} y_d^2; \bar{F}_o = \frac{F_o}{M y_d \omega_n^2}; \Omega = \frac{\omega}{\omega_n}; M = 2 \left(\frac{K_{pam} R^2 L_1}{L_2^2} + \frac{R}{L_2} F_w^p \right)$$

Eq. (2) can be rewritten in dimensionless as following:

$$\bar{y}'' + 2\xi \bar{y}' = \bar{F}_o \cos \Omega \tau + \bar{Q} \quad (3)$$

Where the prime (') is the differentiation versus τ , $\bar{F}$ is expressed as following:

$$\bar{Q} = \begin{cases} -2\xi_2 \bar{y}' - \bar{y} & |\bar{y}| > 1 \\ -2\xi_1 \dot{\bar{y}} - \sum_{i=1}^2 \eta_i \bar{y}^i \bar{y}' & |\bar{y}| \leq 1 \end{cases} \quad (4)$$

Due to the piecewise dynamic, a proper approximate method employed to analyze the dynamic response is the Averaging method (AM). Two sides of Eq. (3) are added by $\bar{y}$ and a dummy perturbation parameter ε is introduced, we have:

$$\bar{y}'' + \bar{y} = \varepsilon (\bar{F}_o \cos \Omega \tau - 2\xi \bar{y}' + \bar{y} + \bar{Q}) \quad (5)$$

Introducing $\Omega^2 = 1 + \varepsilon \sigma$, Eq. (5) can be rewritten:

$$\bar{y}'' + \bar{y} = \varepsilon \mathcal{P}(\bar{y}, \bar{y}') \quad (6)$$

$$\mathcal{P}(\bar{y}, \bar{y}') = \bar{F}_o \cos \Omega \tau - 2\xi \bar{y}' + (1 + \sigma) \bar{y} + \bar{Q}$$

The solution of Eq. (6) is:

$$\bar{y} = \bar{A} \cos \psi \text{ and } \bar{y}' = -\bar{A} \Omega \sin \psi \quad (7)$$

The average value of $\bar{A}'$ and ϕ' are considered as constant over a cycle of response 2π . Therefore, the autonomous differential equation of $\bar{A}$ and ϕ are as following:

$$\begin{aligned}\bar{A}' &= -\frac{\varepsilon}{2\pi\bar{\Omega}} \int_0^{2\pi} \mathcal{P}(\bar{y}, \bar{y}') \sin \psi d\psi \\ \varphi' &= -\frac{\varepsilon}{2\pi\bar{A}\bar{\Omega}} \int_0^{2\pi} \mathcal{P}(\bar{y}, \bar{y}') \cos \psi d\psi\end{aligned}\quad (8)$$

The frequency ratio determined via the excited force is expressed as below:

$$\begin{cases} \Omega = \sqrt{\frac{-\left(2\xi_1\bar{A} + \frac{\eta_b\bar{A}^3}{4}\right) + \sqrt{\left(2\xi_1\bar{A} + \frac{\eta_b\bar{A}^3}{4}\right)^2 + 4\bar{A}^2\bar{F}_o^2}}{2\bar{A}^2}} & \bar{A} \leq 1 \\ \Omega_{1,2} = \sqrt{\frac{-(2\pi\bar{A}R_1 + R_{12}) \pm \sqrt{(2\pi\bar{A}R_1 + R_{12})^2 + \pi^2\bar{A}^2(R_1^2 + \pi^2\bar{F}_o^2)}}{\pi^2\bar{A}^2}} & \bar{A} > 1 \end{cases} \quad (9)$$

3. DYNAMIC RESPONSE AND PARAMETERS ANALYSIS

Fig.3 presents the displacement amplitude-frequency performance to subject to various excited force amplitude. It is noteworthy that the displacement amplitude-frequency relation considerably influenced by the excited force. When the excited force amplitude (F_o) reduces leading to the amplitude-frequency curve is shrunk. Clearly, when the amplitude of the excited force is gone down, the resonance peak amplitude also falls. Besides, the jump frequency comprising jump up and jump down is declined. Opposite, the peak frequency is remained although the excitation force amplitude changes. The frequency of the jump up is higher than the peak resonance frequency while the amplitude of the jump down is much lower than the peak amplitude. Especially, the case in which the excited force amplitude is relatively low, the displacement amplitude on the resonance region is very close to $\bar{A}=1$ as shown in Fig. 4 (the solid and dashed lines present for stable and unstable branch, respectively). Even it may be on the line of $\bar{A}=1$ if the excited amplitude is very low for instance the excited force amplitude of five percent of the weight of the isolated load (W).

This means that the maximum displacement amplitude of the isolated load can equal y_d and the jump-down frequency is close to the peak frequency.

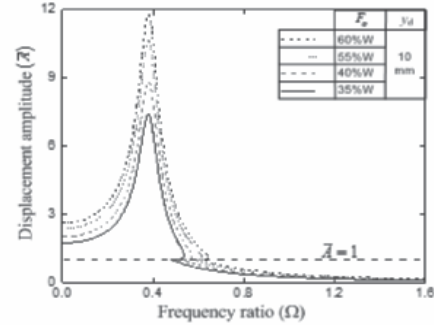


Figure 3. Influence of excited force amplitude on the displacement-frequency response. Herein W -the weight of the isolated load

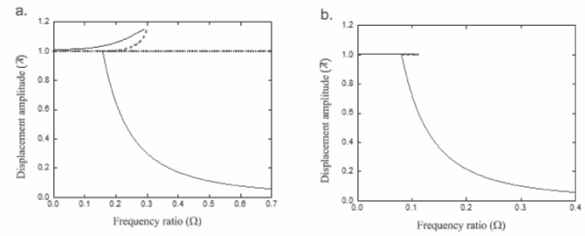


Figure 4. The displacement-frequency response for various excited force amplitude: (a) $F_o = 10\%W$; (b) $F_o = 5\%W$

Fig. 5 shows more clearly the influence of the excited force amplitude on the resonance peak and jump frequency, herein the parameters are the same as in Fig. 8 excepting the excited amplitude force. It can be observe that the dimensionless peak amplitude ($\bar{A}_p$) is linearly increased according to the development of the excited force amplitude. If the excited force amplitude is lower than four percent of weight of the isolation load, the resonance peak, which includes the dimensionless displacement amplitude and frequency (Ω_p) is very close to the jump down point comprising the dimensionless displacement amplitude ($\bar{A}_{JD}$) and the jump-down frequency (Ω_{JD}). 

But in the case of the force amplitude higher than 4%W, the peak amplitude and the jump-down frequency are much bigger than the $\bar{A}_{JD}$ and the peak frequency, respectively. When the excited force amplitude is smaller than six percent of the isolation load weight, the value of $\bar{A}_{JD}$ is linearly risen. But if the excited force is exceeding 6%, the non-dimensional displacement amplitude $\bar{A}_{JD}$ will be reduced. If the excited force is very large, the value of $\bar{A}_{JD}$ can even reach one, simultaneously, the jump-up frequency (Ω_{JU}) is close to the jump-down on (Ω_{JD}), thereby, the unstable region is eliminated. In the case of the amplitude of the excitation force is smaller than eighteen percent of isolated mass weight, the peak frequency is larger than the jump-up frequency. Inversely, it is lower than the jump-up frequency.

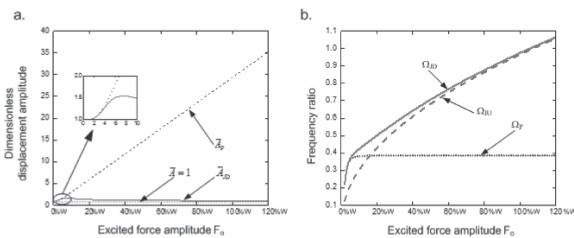


Figure 5. Displacement amplitude curve (a) and frequency ratio curve (b) against the excited force amplitude

4. CONCLUSION

A vibration isolation system is designed by the two mechanisms with the opposite stiffness including the pulley-crank mechanics and cam-roller mechanism in parallel. In this study, the physical structure is shown then the dynamic model in consideration of the detachment between cam and roller, and structure damping due to hysteresis effects of the elastic element are proposed. The Average method is employed to investigate relation of displacement and frequency. The numerical

simulation was realized to verify effects of the working and manufacture parameters on the amplitude-frequency curve. This work is significant for designing a low frequency vibration isolators.

Acknowledgement:

This work belongs to the project grant No: CTD-CS-2024-32 funded by University of Economics Ho Chi Minh City. ♦

References:

- [1]. Thuong, O.; Griffin, M.J., "The vibration discomfort of standing persons: the effect of body supports". J. Rail Rap. Tran, 225, 228-235, 2011.
- [2]. Thuong, O.; Griffin, M.J., "The vibration discomfort of standing people: Relative importance of fore-and-aft, lateral, and vertical vibration". Appl.Erg, 43, 902-908, 2012.
- [3]. Mendia-Garcia, I.; Facchinetti, A.; Bruni, S.; Gil-Negrete, N., "Analysis and modelling of the dynamic stiffness up to 400 Hz of an air spring with a pipeline connected to a reservoir". J. Sound Vib, 557, 117740, 2023.
- [4]. Alabuzhev, P.; Gritchin, A.; Kim, L.; Migirenko, G.; Chon V.; Stepanov, P., "Vibration protecting and measuring systems with quasi-zero stiffness". Taylor & Francis Group, 1989.
- [5]. Carrella, A.; Berennan, M.J.; Waters, T.P., "Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic". J. Sound Vib, 301, 678-689, 2007.
- [6]. Liu, X.; Huang, X.; Hua, H., "On the characteristics of a quasi-zero stiffness isolator using Euler buckled beam as negative stiffness corrector". J. Sound Vib, 332, 3359-3376, 2013.
- [7]. Zhu, T.; Cazzolato, B.; Robertson, W.S.P.; Zande, A., "Vibration isolation using six degree-of-freedom quasi-zero stiffness magnetic levitation". J. Sound Vib, 358, 48-73, 2015.
- [8]. Liu, C.; Jing, X.; Daley, S.; Li, F., "Recent advances in micro-vibration isolation". Mech. Syst. Sig. Process, 56, 55-80, 2015.
- [9]. Sun, X.; Jing, X., "A nonlinear vibration isolator achieving high-static-low-dynamic stiffness and tunable anti-resonance frequency band". Mech. Syst. Sig. Process, 80, 166-188, 2016.
- [10]. Zhou, J.; Xiao, Q.; Xu, D.; Ouyang, H.; Li, Y., "A novel quasi-zero-stiffness strut and its applications in six-degree-of-freedom vibration isolation platform". J. Sound Vib, 394, 59-74, 2017.
- [11]. Vo, N.Y.P.; Le, T.D., "Adaptive pneumatic vibration isolation platform". Mech. Syst. Sig. Process, 133, 106258, 2019.

A STUDY ON THE MECHANICAL PROPERTIES OF HIGH STRENGTH ALUMINUM ALLOY 7075

NGHIÊN CỨU TÍNH CHẤT CƠ HỌC CỦA HỢP KIM NHÔM ĐỘ BỀN CAO 7075

Hong-Linh Nguyen, Hung Quach

Mechanical-Automotive and Civil Engineering Faculty, Electric Power University

Email: hungq@epu.edu.vn

ABSTRACT

Aluminum alloy 7075, recognized for its excellent mechanical properties and high strength-to-weight ratio, is extensively used in various industrial applications. A non-contact measurement device, 3D digital image correlation (DIC) was employed to capture the plastic deformation on the surface of tensile specimens. A series of tension tests were performed on high-strength aluminum alloy 7075 at room temperature to study anisotropic plastic deformation at rolling direction (RD), diagonal direction (DD), and transverse direction (TD). A Hill's 1948 quadratic anisotropic yield criterion was examined for describing AA7075.

Keywords: Digital Image Correlation; Mechanical properties; Measurement.

TÓM TẮT

Hợp kim nhôm 7075, được công nhận với các đặc tính cơ học và tỷ lệ cường độ trên trọng lượng cao, được sử dụng rộng rãi trong nhiều ứng dụng công nghiệp. Một thiết bị đo không tiếp xúc, công nghệ tương quan hình ảnh số 3D (DIC), đã được sử dụng để ghi lại sự biến dạng dẻo trên bề mặt của các mẫu thử kéo. Một loạt các thử nghiệm kéo đã được thực hiện trên hợp kim nhôm cường độ cao 7075 ở nhiệt độ phòng để nghiên cứu đường cong ứng suất-biến dạng, giá trị ứng suất chảy và biến dạng dẻo dị hướng theo hướng cán, hướng pháp tuyến và hướng ngang. Tiêu chí chảy dị hướng bậc hai của Hill năm 1948 đã được kiểm tra về tính ứng dụng trong việc mô tả đặc tính mặt phẳng dẻo của AA7075.

Từ khóa: Đặc trưng cơ tính; Đo lường không tiếp xúc; Ứng suất; Biến dạng.



1. INTRODUCTION

In recent decades, weight reduction has become a key priority in manufacturing sectors such as automotive and aerospace for improving fuel economy. Aluminum alloy 7075 well known as a common 7xxx series aluminum alloy that has been extensively applied as a structural sheet material in automobile and aerospace industries with lightweight, excellent corrosion resistance, high-strength-to-weight ratio, and manufacturing flexibility. However, metal sheets commonly show different degrees of anisotropy due to formation of texture during the rolling process [1]. The grain structures and distributions in different directions of the metal sheet may also differ from the rolling direction. Since the yield point, hardening curve, and the ratio of the transverse to the thickness strains under uniaxial tensile loading would be changed at vary orientation of the metal sheet. A series of uniaxial tensile tests are conducted along rolling, diagonal, and transverse directions.

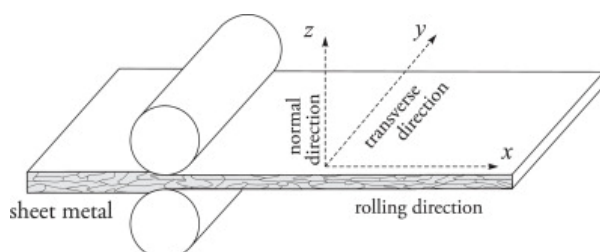


Figure 1. Orientation relative to the metal sheet's rolling direction [1].

To measure the major and minor strain on the surface of the tensile specimen, the DIC measurement method is applied during the test. By comparing with other optical techniques Bing Pan et al. [2] indicated that the DIC technique is more engaging with the many significant advantages such as simple experimental setup and easy specimen preparation, full-field measurement with

adjustable spatial resolution, suitable for both laboratory and field measurements. Figure 2 shows the DIC algorithm to calculate the strain on the in-plane surface of a tensile specimen.

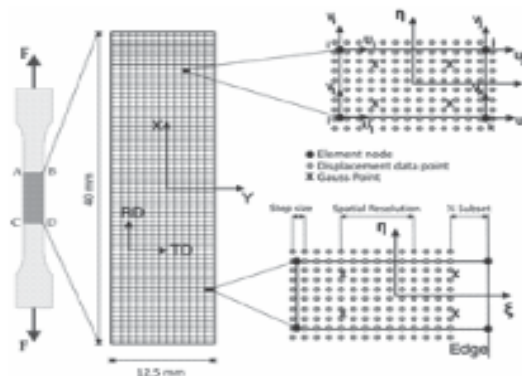


Figure 2. DIC algorithm using to monitor the tensile specimen surface [3]

2. EXPERIMENTS

2.1. Material and specimens

The material studied is the high-strength Al-Zn-Mg-Cu alloy 7075. It is a representative of 1.5mm thick sheets with the longitudinal axis along the rolling direction. Three different orientations of specimen as rolling direction (0° degree), diagonal direction (45° degree), and transverse direction (90° degree) are cut by laser cutting device in the same aluminum sheet as shown in Figure 3. A 50mm virtual gage length is created by DIC program to capture and measure major and minor strain on the surface of the tensile specimen.

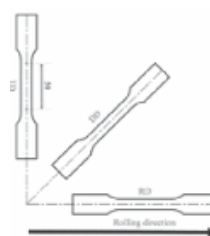
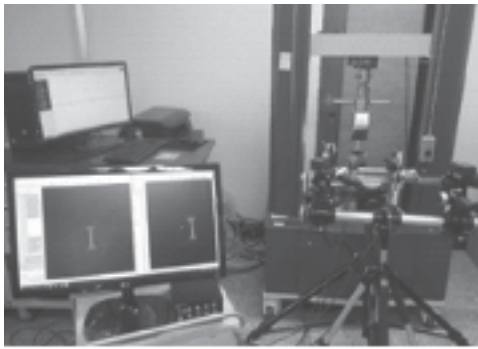


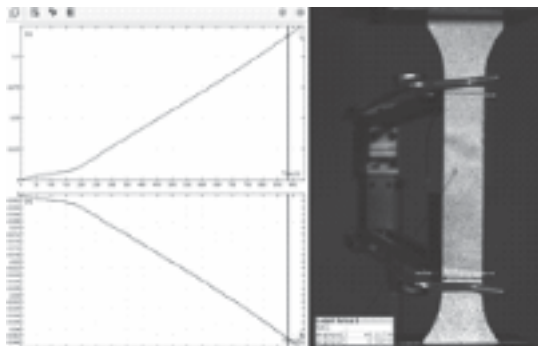
Figure 3. Rolling direction, diagonal direction, and transverse direction of metal sheet

2.2. Experiment setup

In the current study, all the specimens were tested on a universal tensile test machine. The test speed was fixed at rate of 3 mm/min, the strain rate is about of 10^{-3}s^{-1} that handle by displacement control part of tensile test machine as shown as Figure 4. Additionally, the 3D-DIC measurement device was induced to measure during the test. Two 5Mp cameras were adopted for recording the surface of specimens at the time of experiments. To enable the DIC to capture the specimen's deformation, a fine speckle pattern was painted onto one side surface of the specimen. The deformation of the specimen was monitored with two digital cameras equipped with a timer that recorded 5 frames every single second.



(a)



(b)

Figure 4. (a) Tensile test machine and DIC system, (b) Major and minor strain result measured by DIC.

3. CONSTRUCTION OF HILL'48 YIELD LOCUS FOR AA7075

3.1. Lankford coefficients

Anisotropy of sheet metals as known as the ratio of the transverse to the thickness strains under uniaxial tensile loading. That is usually evaluated in terms of the Lankford coefficients, r -value. As a results of practical difficulties in measuring the thickness plastic strain in testing process, this value is conventionally obtained by using the incompressibility hypothesis of metals. Lankford coefficient r -value from the rolling direction (RD) is given by:

$$r = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_t} = \frac{\ln \frac{w_0}{w_f}}{\ln \frac{l_f w_f}{l_0 w_0}} \quad (1)$$

Where the subscripts 0 and f refer to the original and final dimensions of the tensile specimen, and the final length (l_f) and width (w_f) of the specimen are calculated below necking point.

From Eq. 1, the plastic directional r -value of 0° , 45° , and 90° were counted by using major strain and minor strain that extracted from DIC program. The r -value for AA7075 as shown as table 1:

Table 1. R -value calculated by DIC data

R-Value		
RD	DD	TD
0.56	0.78	0.60

3.2. Hill'48 yield locus for AA7075

The Hill'48[4] anisotropic function which is one of the most popular and

comprehensive yield functions, particularly for the anisotropic metals in the sheet forming application is used for AA7075:

$$\sigma_{Hill'48}^2 = F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\tau_{23}^2 + 2M\tau_{31}^2 + 2LN \quad (2)$$

Where F, G, H, L, M, and N are anisotropic coefficients, and the subscripts 1, 2, and 3 are used to denote orthogonal principal anisotropic axes materially embedded along the rolling, transverse and thickness directions.

The plastic potential function is represented by the Hill'48-r function. The Hill'48-r plastic potential function requires the plastic directional r-values of r_0 , r_{45} , and r_{90} that were shown in table 1. These anisotropic coefficients for potential function are calibrated as follows:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{r_0}{(1 + r_0)r_{90}} \\ G_p &= \frac{1}{1 + r_0} \\ H_p &= \frac{r_0}{1 + r_0} \\ N_y &= \frac{1}{2} \frac{(r_0 + r_{90})(1 + 2r_{45})}{(1 + r_0)r_{90}} \end{aligned} \quad (3)$$

Where the subscripts p is used to denote the Hill'48-r yield function coefficients.

Figure 5a shows the Hill'48 anisotropic yield locus for AA7075 by using the experimental data above. Besides, the Mises isotropic yield locus also plots to compare

the effect of the anisotropic plastic strain on the yield locus. Under rolling process, the grain structures and distributions in different direction of the metal sheet showed a change from the rolling direction to traverse direction. Figure 5b introduces the predictions of the anisotropy of the r-values of AA7075, the results estimated by Hill'48. The anisotropic parameters of Hill'48 are calculated by the r-value based on uniaxial tension tests in three directions (0° , 45° and 90°).

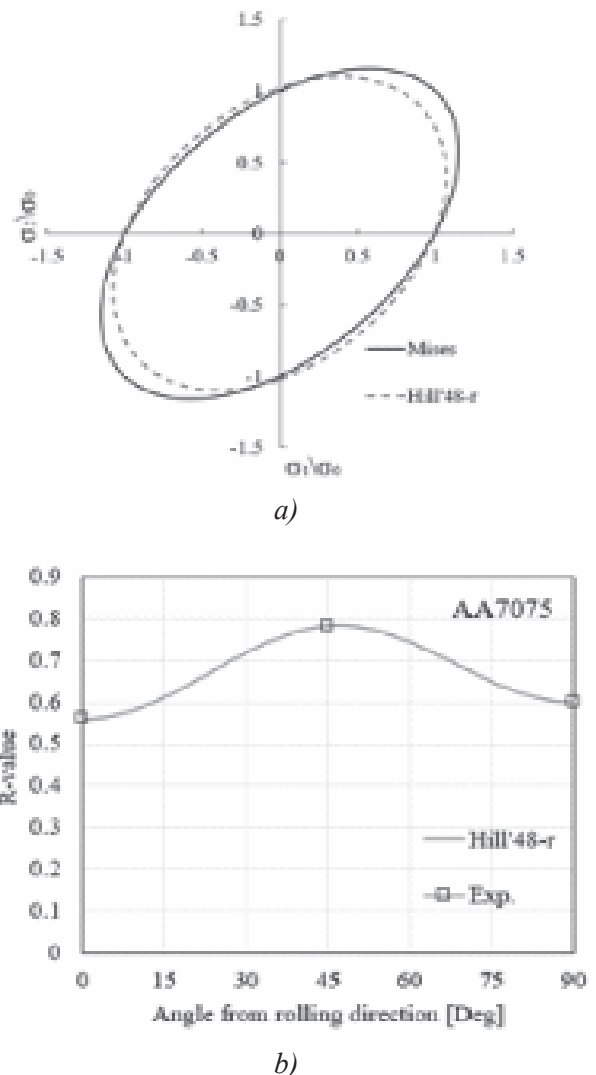


Figure 5. (a) Hill'48 yield locus based on r-values for AA7075, (b) the predictions of the anisotropy of the r-values of AA7075

4. CONCLUSIONS

In this research, the setting up the uniaxial tension test was explained, the major and minor strain on the surface of RD, DD and TD uniaxial tensile specimens were performed to characterize the anisotropic plastic strain for AA7075, the Lankford coefficients. The Hill'48 anisotropic yield locus and the prediction of anisotropy of the r-values of AA7075 were plotted.❖

References:

- [1]. Satošek, R., Pepelnjak, T., Starman, B. (2023), “*Characterisation of out-of-plane shear behaviour of anisotropic sheet materials based on indentation plastometry*”. International Journal of Mechanical Sciences, (253), 10840.
- [2]. Pan, B. (2018), “*Digital image correlation for surface deformation measurement: historical developments, recent advances and future goals*”. Measurement Science and Technology, 29(8), 082001.
- [3]. Coppieters, S., & Kuwabara, T. (2014), “*Identification of Post-Necking Hardening Phenomena in Ductile Sheet Metal*”. Experimental Mechanics, 54(8), 1355-1371.
- [4]. R. Hill (1948), “*A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals*”. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences 193 (1033).



LILAMA 10:

Tạo sự khác biệt tích cực vì mục tiêu phát triển bền vững

Trong bối cảnh chuyển đổi số và hội nhập quốc tế mạnh mẽ, Công ty Cổ phần LILAMA 10 (LILAMA 10) tiếp tục khẳng định vị thế là doanh nghiệp hàng đầu trong lĩnh vực chế tạo, lắp đặt và cung cấp dịch vụ kỹ thuật cho các công trình công nghiệp, dân dụng, hạ tầng và năng lượng. Không chỉ dừng lại ở những con số ấn tượng trong sản xuất – kinh doanh, LILAMA 10 còn chú trọng phát triển bền vững, lấy con người và môi trường làm trung tâm cho chiến lược dài hạn.

Đầu tư hiện đại hóa và nâng cao năng lực thi công

Để đáp ứng yêu cầu của thời đại công nghiệp 4.0, LILAMA 10 liên tục đầu tư nâng cấp máy móc thiết bị, ứng dụng các phần mềm quản lý thi công hiện đại và chuyển đổi số trong công tác điều hành. Mục tiêu là tối ưu hóa năng lực sản xuất, rút ngắn tiến độ thi công và nâng cao chất lượng công trình.

Với đội ngũ gần 2.200 cán bộ công nhân viên – trong đó có hơn 350 kỹ sư và nhân viên nghiệp vụ, cùng 1.800 công nhân kỹ thuật lành nghề – LILAMA 10 tự tin đảm nhận các dự án quy mô lớn, yêu cầu kỹ thuật cao. Hàng năm, công ty tổ chức đào tạo nâng cao tay nghề cho thợ hàn, đưa kỹ sư đi học tập tại nước ngoài, chú trọng đến năng lực ngoại ngữ và chuyên môn quốc tế.

Hiện nay, LILAMA 10 đang triển khai thi công hàng loạt dự án lớn như: Thủy điện Hòa Bình mở rộng, Thủy điện Ialy mở rộng, Nhiệt điện Vũng Áng 2, Nhơn Trạch 3 và 4, Quảng Trạch 1... Công ty còn ghi dấu ấn trên thị trường quốc tế với việc chế tạo module thiết bị cho nhà máy Hydrogen xanh của tập đoàn Thyssenkrupp (Đức), cung cấp thiết bị cơ khí thủy công cho thủy điện Snowy 2.0 (Úc), Namphak (Lào).

LILAMA 10 áp dụng đồng bộ các hệ thống quản lý theo tiêu chuẩn ISO 9001:2015 về quản lý chất lượng, ISO 14001:2015 về môi trường, ISO 45001:2018 về an toàn lao động, cùng nhiều chứng chỉ kỹ thuật quốc tế như ISO 3834-2, EN1090. Đặc biệt, hệ thống quản lý chất lượng của công ty đã được công nhận bởi Hiệp hội Kỹ sư cơ khí Hoa Kỳ (ASME), bảo chứng cho độ tin cậy trong từng sản phẩm, dịch vụ.

Nhờ triển khai đồng bộ các tiêu chuẩn, LILAMA 10 không chỉ đảm bảo hiệu quả kỹ thuật trong thi công mà còn đáp ứng yêu cầu nghiêm ngặt về an toàn, môi trường và sức khỏe con người tại công trường.



*Tổng Giám đốc LILAMA 10 – Ông Nguyễn Đình Tình (thứ 2 từ phải qua)
tham gia lễ ký hợp đồng gói thầu số 02XL-BA.*

Kết quả sản xuất – kinh doanh ấn tượng

Bất chấp những khó khăn chung của thị trường xây lắp, LILAMA 10 vẫn giữ vững đà tăng trưởng. Năm 2024, công ty đạt sản lượng 1.076 tỷ đồng (tăng 4,3% so với năm 2023), tổng doanh thu đạt 1.073,2 tỷ đồng (tăng 2,4%), vượt kế hoạch 107,3%. Lợi nhuận trước thuế đạt 31,5 tỷ đồng – vượt 165,8% kế hoạch.

Thu nhập bình quân người lao động đạt 13,5 triệu đồng/người/tháng, tăng 12,5% so với kế hoạch và phản ánh chính sách nhân sự hướng đến ổn định và phát triển lâu dài.

Tổng số lao động tính đến cuối năm 2024 là 2.084 người, trong đó có gần 900 lao động mới và 59 kỹ sư, cử nhân được tuyển dụng bổ sung cho các dự án mở rộng. Công ty đảm bảo đầy đủ chế độ BHXH, BHYT, BHTN, tổ chức khám sức khỏe định kỳ, chăm lo đời sống người lao động cả về vật chất và tinh thần.

Gắn kết cộng đồng – Trách nhiệm xã hội

LILAMA 10 luôn giữ mối quan hệ tốt với chính quyền và người dân địa phương nơi đặt công trường, góp phần tạo điều kiện thuận lợi cho thi công. Công ty thường xuyên hỗ trợ tài chính cho các hoạt động xã hội, từ thiện, “đền ơn đáp nghĩa”, tổ chức phong trào thi đua lao động sản xuất, góp phần lan tỏa tinh thần trách nhiệm doanh nghiệp với cộng đồng. 

Chính sách phúc lợi cũng là một điểm sáng: tất cả công nhân làm việc tại công trình đều được mua bảo hiểm tai nạn lao động, được cấp chứng chỉ về an toàn – vệ sinh lao động theo quy định. Công ty còn chú trọng tổ chức các hoạt động thể thao, giao lưu văn hóa nội bộ, góp phần xây dựng môi trường làm việc gắn bó và tích cực.

Hướng tới phát triển bền vững

Xác định rõ phát triển bền vững là lợi thế cạnh tranh dài hạn, ban lãnh đạo LILAMA 10 tích cực lồng ghép các yếu tố môi trường và xã hội vào chiến lược sản xuất – kinh doanh.

Trong quá trình lập kế hoạch, công ty luôn đánh giá kỹ các yếu tố rủi ro về môi trường như khí thải, nước thải, tiếng ồn, chất thải rắn, ảnh hưởng tới tài nguyên và cộng đồng địa phương. Trên cơ sở đó, các biện pháp kiểm soát, giảm thiểu ô nhiễm và dự phòng sự cố môi trường luôn được xây dựng chi tiết, phù hợp với từng dự án.

Bên cạnh đó, công ty cũng tăng cường quản lý tài nguyên như điện, nước, nhiên liệu theo hướng tiết kiệm – hiệu quả. Các hoạt động sản xuất, lắp đặt luôn đặt mục tiêu “không ảnh hưởng tiêu cực đến môi trường” lên hàng đầu.

Trên cơ sở những thành tựu đã đạt được, LILAMA 10 đặt mục tiêu phát triển ổn định, bền vững trong giai đoạn 2025 – 2030. Trọng tâm của chiến lược là củng cố năng lực thi công xây lắp, mở rộng sản xuất cơ khí chế tạo, khai thác hiệu quả tòa nhà LILAMA 10 và đầu tư xây dựng giai đoạn II của tổ hợp này.

Cùng với đó, công ty sẽ tiếp tục đa dạng hóa ngành nghề, nâng cao tỷ trọng các dịch vụ có giá trị gia tăng cao như thiết kế tổng thể, chế tạo module thiết bị, dịch vụ vận hành và bảo dưỡng (O&M)... Việc tăng cường hợp tác với các tập đoàn nước ngoài cũng được xem là giải pháp mở rộng thị trường và tiếp thu công nghệ tiên tiến.

Đặc biệt, LILAMA 10 đang triển khai nâng cấp Nhà máy Cơ khí Chế tạo Thiết bị Hải Dương – một mắt xích quan trọng trong việc nâng cao năng lực sản xuất thiết bị phi tiêu chuẩn, đáp ứng nhu cầu trong và ngoài nước.

Với định hướng phát triển bền vững, đầu tư vào con người, công nghệ và môi trường, LILAMA 10 đang tạo ra sự khác biệt tích cực không chỉ trong lĩnh vực công nghiệp xây lắp mà còn trên bản đồ phát triển của nền kinh tế quốc gia. Sự kết hợp hài hòa giữa hiệu quả sản xuất – kinh doanh và trách nhiệm cộng đồng chính là nền tảng vững chắc để doanh nghiệp này vươn xa trong thời kỳ hội nhập và phát triển xanh. ❖

PV