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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

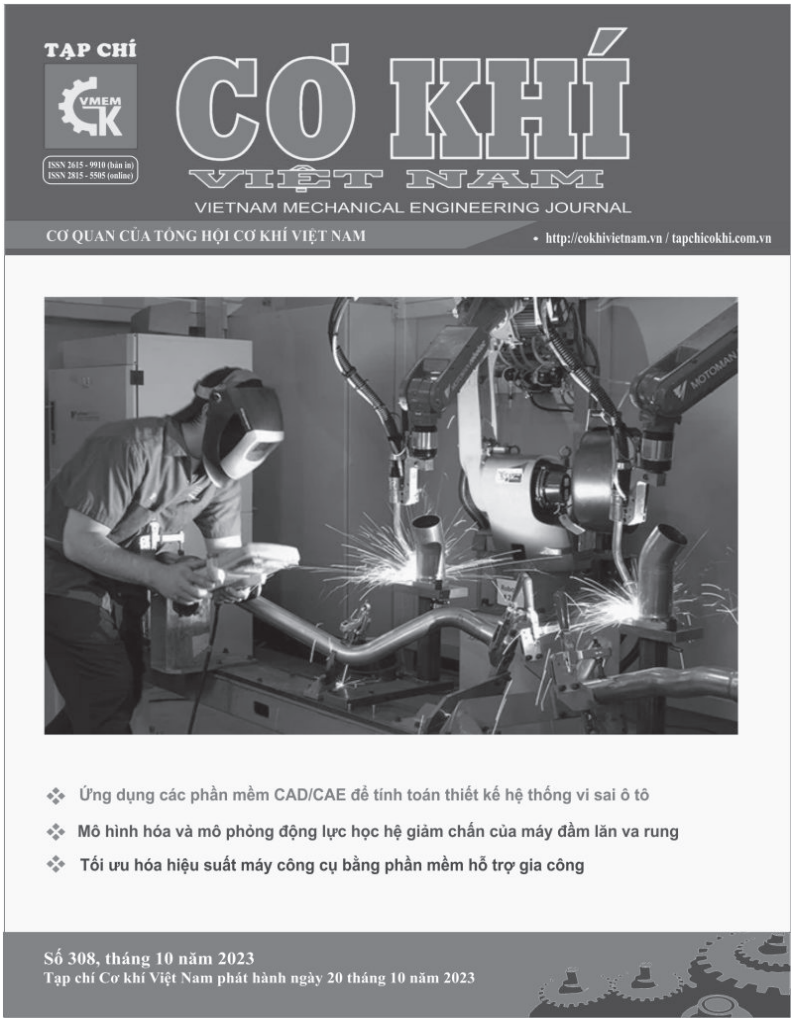
Địa chỉ: Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội
Điện thoại: (024) 37 920 650 - 0904 177 637 / 0982 254 465
Email: Tcckvn.bbkh@gmail.com * **Website:** cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
DƯƠNG THANH BÌNH

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

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

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



TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM
Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội
Điện thoại: (024) 3792 0650 **Hotline:** 0904 177 637 - 0982 254 465
Email: tcckvietnam@gmail.com
Website: cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

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

Văn phòng đại diện:

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

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

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

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

Phóng viên thường trú:

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

MỤC LỤC
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM SỐ 308, THÁNG 10 NĂM 2023

Trang

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (5 – 43)

1. **Nguyễn Phạm Minh Tiến, Nguyễn Lưu Thành Nhân, Bùi Duy Nhựt, Tô Nghĩa Nhân, Lê Hoàng Linh, Nguyễn Hữu Lộc**: Ứng dụng các phần mềm CAD/CAE để tính toán thiết kế hệ thống vi sai ô tô..... 5

2. **Huỳnh Công Lớn, Lương Văn Tới**: Mô hình hóa mô phỏng và nghiên cứu thực nghiệm máy đầm lu rung trong thi công bê tông bề mặt..... 12

3. **Trần Quốc Nhiệm, Lê Xuân Long**: Nghiên cứu ảnh hưởng thông số hình học của dao tiện trụ ngoài bằng thép gió đến khả năng cắt gọt..... 18

4. **Ngô Quốc Khánh, Hoàng Trọng Khang, Tất Hán Nghị, Nguyễn Thế Bảo**: Nghiên cứu, thực nghiệm và so sánh hai hệ thống xoay tấm pin mặt trời theo hai trục với nguyên lý hoạt động khác nhau..... 25

5. **Huỳnh Công Lớn, Lương Văn Tới**: Mô hình hóa và mô phỏng động lực học hệ giảm chấn của máy đầm lăn va rung..... 33

6. **Lê Thượng Hiền, Ngô Sỹ Đồng**: Tối ưu hóa hiệu suất máy công cụ bằng phần mềm hỗ trợ gia công..... 40

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (44)

- Lắp đặt máy phát điện và đưa tubin khí dự án Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 vào bệ móng..... 44

DANH SÁCH
NHÀ KHOA HỌC THAM GIA PHẢN BIỆN KHOA HỌC CÁC BÀI BÁO KHOA HỌC ĐĂNG TẢI TRÊN CHUYÊN MỤC NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, SỐ 308, THÁNG 10 NĂM 2023

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	TS. **Trần Quang Phước**	Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh
2	TS. **Phạm Quang Trung**	
3	PGS,TS. **Hà Minh Hùng**	Viện Phát triển Kỹ thuật Công nghệ Tiên tiến
4	TS. **Nguyễn Chung**	Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vinh
5	TS. **Huỳnh Ngọc Thái**	Trường Đại học Công Thương TP. Hồ Chí Minh
6	TS. **Hoàng Minh Thuận**	Trường Cao đẳng Công nghiệp và Xây dựng

ỨNG DỤNG CÁC PHẦN MỀM CAD/CAE ĐỂ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG VI SAI Ô TÔ

APPLICATION OF CAD/CAE SOFTWARE TO DESIGN AN AUTOMOTIVE DIFFERENTIAL

Nguyễn Phạm Minh Tiến, Nguyễn Lưu Thành Nhân, Bùi Duy Nhựt, Tô Nghĩa Nhân, Lê Hoàng Linh, Nguyễn Hữu Lộc
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa,
Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh (ĐHQG-HCM)

TÓM TẮT

Trong nội dung bài báo này, trình bày các nghiên cứu về ứng dụng phần mềm Autodesk Inventor để tính toán các chi tiết máy điển hình trong cụm vi sai xe ô tô. Kết quả nghiên cứu là các bảng thông số tính toán được và mô hình hóa 3D các chi tiết máy. Từ các kết quả tính toán có thể chọn được hệ số an toàn, chọn vật liệu thích hợp và đánh giá khả năng của phần mềm Autodesk Inventor trong tính toán chi tiết máy.

Từ khóa: *Bộ vi sai; Truyền lực chính; Bánh răng côn xoắn; Ứng dụng tin học trong thiết kế máy.*

ABSTRACT

In the content of this article, studies on the application of Autodesk Inventor software to calculate typical machine parts in a car differential cluster are presented. The research results are calculated parameter tables and 3D modeling of machine parts. From the calculation results, it is possible to choose the factor of safety, select the appropriate materials and evaluate the ability of Autodesk Inventor software in calculating machine details.

Keywords: *Differential; Main transmission; Gear; Application of informatics in machine design.*

1. GIỚI THIỆU

1.1. Giới thiệu các bộ vi sai – vi sai khóa

Hiện nay, có nhiều loại vi sai khác nhau được các hãng xe sử dụng như: vi sai khóa (lock differential), vi sai hạn chế trượt (LSD), vi sai cảm ứng mô men xoắn (torsen differential). Tùy thuộc vào nhu cầu di chuyển cũng như bề mặt địa hình mà mỗi một loại vi sai sẽ có những công dụng khác nhau.

Đối với vi sai hạn chế trượt LSD là một cơ cấu hạn chế trượt cho bộ vi sai khi một trong các bánh xe bắt đầu trượt quay, nhằm mục đích tạo ra một lực hãm tại bán trục giúp phân bố lực truyền phù hợp đến bánh xe dẫn động, tăng hiệu quả bám ở hai bánh xe giúp xe vượt qua

địa hình xấu và duy trì độ ổn định của xe. Khác với bộ vi sai mở ở điểm có thêm một hộp lò xo và một bộ ly hợp.

Vi sai cảm ứng mô men xoắn torsen là một bộ vi sai hạn chế sự trượt dựa trên tính chất tự khoá giữa trục vít và bánh vít cụ thể là của bánh răng bán trục (bánh vít) và bánh răng hành tinh – trục vít. Mức độ tự khoá phụ thuộc vào góc nghiêng của trục vít và bánh vít.

Vi sai khóa được sử dụng nhiều nhất do kết cấu đơn giản, ít tốn chi phí. Trong vi sai khóa có cơ cấu gọi là "khóa vi sai" được điều khiển bằng cơ khí hoặc điện tử, công dụng của khóa vi sai là giúp khóa cơ cấu lại trong trường hợp một bánh không còn khả năng bám đường và bánh kia còn bám tốt.

1.2. Một số nghiên cứu đã có về cụm vi sai

Đầu tiên là việc nghiên cứu mô phỏng độ rung và tiếng ồn của bộ vi sai trên phần mềm COMSOL MULTIPHYSICS [1]. Comsol Multiphysics là một công cụ mô phỏng trực quan vượt trội bởi tính ứng dụng mạnh mẽ cho nhiều lĩnh vực khoa học cơ bản và kỹ thuật công nghệ. Bài báo đã đưa ra được những kiến thức cơ bản về mô phỏng độ rung và tiếng ồn của vi sai cũng như những kiến thức lý thuyết cơ bản về phần mềm Comsol Multiphysics.

Hay một bài báo nghiên cứu khác có thể kể đến đó là việc khảo sát sự phân bố mô men trong cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ [2]. Trong bài báo này đã phân tích ảnh hưởng của ma sát đến sự phân bố mô men ra hai bán trục ô tô, phân tích các ma sát trong bộ vi sai và đưa ra mô hình tính toán các giá trị ma sát này trong vi sai cầu sau chủ động và tiến hành khảo sát ma sát trong vi sai với sự hỗ trợ của phần mềm Ansys Workbench.

1.3. Phần mềm thiết kế chi tiết máy

Phần mềm Autocad Mechanical: thư viện chi tiết máy đa dạng với nhiều tiêu chuẩn khác nhau (ISO, ANSI, DIN, JIS,..) giúp tăng hiệu suất thiết kế, khả năng quản lý bản vẽ 2D chuyên nghiệp với nhiều công cụ hỗ trợ tiêu chuẩn bản vẽ kỹ thuật phù hợp cho các ngành liên quan đến cơ khí.

Phần mềm Autodesk Inventor: là phần mềm tích hợp nhiều công cụ như mô hình hóa, mô phỏng lắp ráp, mô phỏng động học và động lực học, phân tích phần tử hữu hạn và đặc biệt là có công cụ "Design" giúp tính toán thiết kế các chi tiết máy thông dụng từ các thông số đầu vào và cho ra kết quả trực quan.

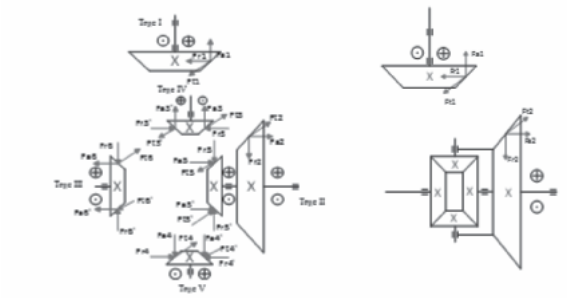
Phần mềm KISSsoft: là một chương trình tính toán mô-đun để thiết kế, tối ưu hóa và xác minh các bộ phận của máy theo tiêu chuẩn quốc tế. Các gói phần mềm được tùy chỉnh riêng cho nhiều ứng dụng khác nhau đảm bảo các giải pháp được thiết kế riêng và tích hợp với tất cả các phần mềm CAD phổ biến để hoàn thiện sản phẩm. Bên cạnh đó, KISSsoft còn cung cấp các công cụ phân tích mạnh mẽ để kiểm tra và sản xuất bánh răng.

Ngoài ra, còn nhiều phần mềm CAD/CAE khác, chúng tôi sẽ sử dụng các công cụ của phần mềm Autodesk Inventor để tính toán trục dẫn động truyền lực chính của bộ vi sai (trục I trên Hình 1) và ANSYS tính toán mô phỏng.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Phân tích lực tác dụng lên các bộ truyền

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 1. Sơ đồ lực cho trường hợp xe chạy trên đường thẳng hoặc khi kích hoạt khóa vi sai (bên trái) và trường hợp xe rẽ hoặc quay vòng (bên phải)

2.2. Cơ sở tính toán các bộ truyền

a) Các bánh răng côn

Công thức xác định đường kính vòng chia ngoài [3]:

$$d_{e1} = 950.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{0{,}85.(1-0{,}5.\psi_{be})^2.\psi_{be}.u.[\sigma_H]^2}}$$

Công thức xác định chiều dài côn ngoài [3]:

$$R_e = 475.\sqrt{u^2+1}.\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{0{,}85.(1-\psi_{be})^2.\psi_{be}.u.[\sigma_H]^2}}$$

b) Các trục lắp bánh răng

Công thức xác định sơ bộ đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm [3]:

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{16T}{\pi.[\tau]}}$$

Công thức kiểm nghiệm độ bền mỏi theo hệ số an toàn [3]:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma{}^2 + s_\tau{}^2}} \geq [s]$$

Công thức kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh theo thuyết bền 4 [3]:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Nhóm sẽ sử dụng chiếc xe Ford Everest 2020 Sport (4WD) làm thông số dữ liệu để tính toán với các thông số sau [5]:

Bảng 1. Thông số xe Ford Everest 2020 Sport (4WD)

Công suất	132,4 kW
Mô men xoắn	470 Nm
Số vòng quay	1750 rpm
Kích thước lốp xe	265/50 R20-8.5x20
Hệ dẫn động	4WD
Nhiên liệu sử dụng	Diesel
Kích thước xe (mm)	4892x1860x1837
Tổng khối lượng xe	3100 kg

3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

3.1. Kết quả tính toán bánh răng

Giả sử xe đang chạy ở vận tốc là 40 km/h. Ta sẽ tính được quãng đường xe đi được trong 1s, chu vi bánh xe, số vòng quay:

$$S = v.t = \frac{40}{3{,}6}.1 = \frac{10000}{9}\ (cm)$$

$$C = 2.\pi.R = 2.\pi.20 = 40\pi\ (cm)$$

$$n_{bánh\ xe} = \frac{\frac{10000}{9}}{40.\pi} = 8{,}84\ r/s$$

Vậy tỉ số truyền của cặp bánh răng côn đầu vào sẽ là:

$$u = \frac{n_1}{n_{bánh\ xe}} = \frac{1750}{8,84.60} = 3,3$$

Theo tỉ số truyền tiêu chuẩn dựa trên tài liệu [3] ta chọn u = 3,15.

Hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn theo tài liệu [3], ta chọn là 0,96.

Ta sẽ tiến hành thiết kế bộ truyền bánh răng côn răng thẳng bằng phần mềm Autodesk Inventor theo ISO 6336-1996, chọn vật liệu theo ISO là thép 14NiCr18 với giới hạn mỏi tiếp xúc là S_{Hlim} = 1330 MPa, giới hạn mỏi uốn S_{Flim} = 740 MPa. Cấp chính xác của bộ truyền là 6. Thiết kế phải thỏa mãn điều kiện hệ số an toàn bánh dẫn $1,2 \leq S_H \leq 1,3$, $S_H \geq 2$ và hệ số chiều rộng vành răng $0,275 \leq \psi_{be} \leq 0,3$. Cho trước các hệ số tải trọng tính K_A = 1,2; K_{HV} = 1,1; $K_{H\beta}$ = 1,3; $K_{H\alpha}$ = 1,1.

Yêu cầu: Xác định mô đun răng, số răng, đường kính vòng chia ngoài, chiều rộng vành răng b, vận tốc vòng, lực hướng tâm, lực dọc trục.

Hình 2a. Nhập giá trị các thông số vào

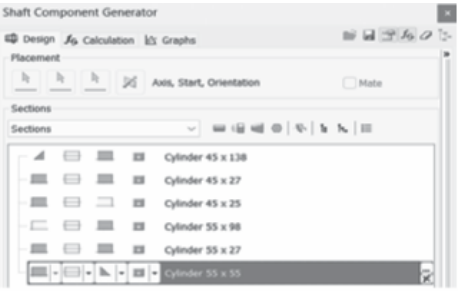
STT	Thông số	Kết quả
Thông số đầu vào		
1	Chọn vật liệu cho cả 2 bánh răng	14NiCr18
2	Công suất	81,73 KW
3	Số vòng quay	1750 vòng/phút
4	Momen xoắn	470 Nm
5	Tỉ số truyền u	3.15
Điều kiện thiết kế		
1	Hệ số an toàn theo độ bền tiếp xúc bánh dẫn S_{H1}	1.233
2	Hệ số an toàn theo độ bền uốn S_{F1}	2.89
3	Hệ số chiều rộng vành răng b_r	0.2757
Kết quả tính toán		
1	Chiều dài côn ngoài R_e	148
2	Mô đun m_e	6 mm
3	Số răng z_1	15
4	Số răng z_2	47
5	Đường kính vòng chia ngoài bánh dẫn d_{e1}	90 mm
6	Đường kính vòng chia trung bình bánh dẫn d_{m1}	282 mm
7	Đường kính vòng chia ngoài bánh bị dẫn d_{e2}	77.59 mm
8	Đường kính vòng chia trung bình bánh bị dẫn d_{m2}	243.13 mm
9	Chiều rộng vành răng b_1	40 mm
10	Chiều rộng vành răng b_2	40 mm
11	Góc mặt côn chia bánh dẫn	17.7 deg
12	Góc mặt côn chia bánh bị dẫn	72.3 deg
13	Vận tốc vòng của bánh răng	7.11
14	Lực pháp tuyến	12232.758 N
15	Lực vòng	11495.032 N
16	Lực hướng tâm bánh dẫn	1272.058 N
17	Lực dọc trục bánh dẫn	3985.783 N

Hình 2b. Kết quả tính bánh răng

Nhận xét: Dựa trên kết quả tính toán từ phần mềm, ta có thể thấy được các thông số kết quả đã phù hợp với yêu cầu thiết kế. Điều kiện về hệ số an toàn bánh dẫn $1,2 \leq S_H \leq 1,3$ và hệ số chiều rộng vành răng $0,275 \leq \psi_{be} \leq 0,3$.

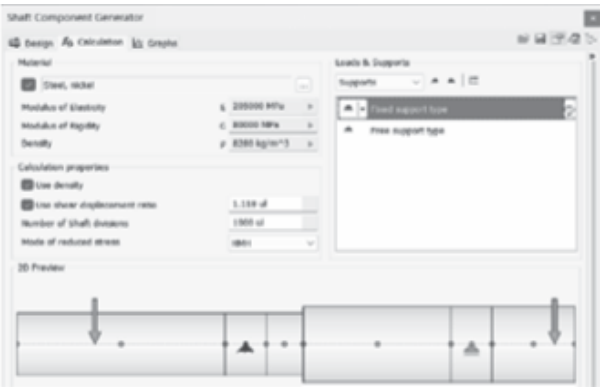
3.2. Kết quả tính toán trục

Thực hiện tính toán trục trên phần mềm Inventor:

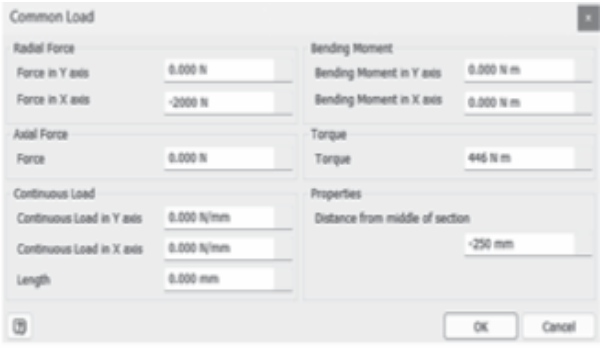


a) Nhập thông số các đoạn trục.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



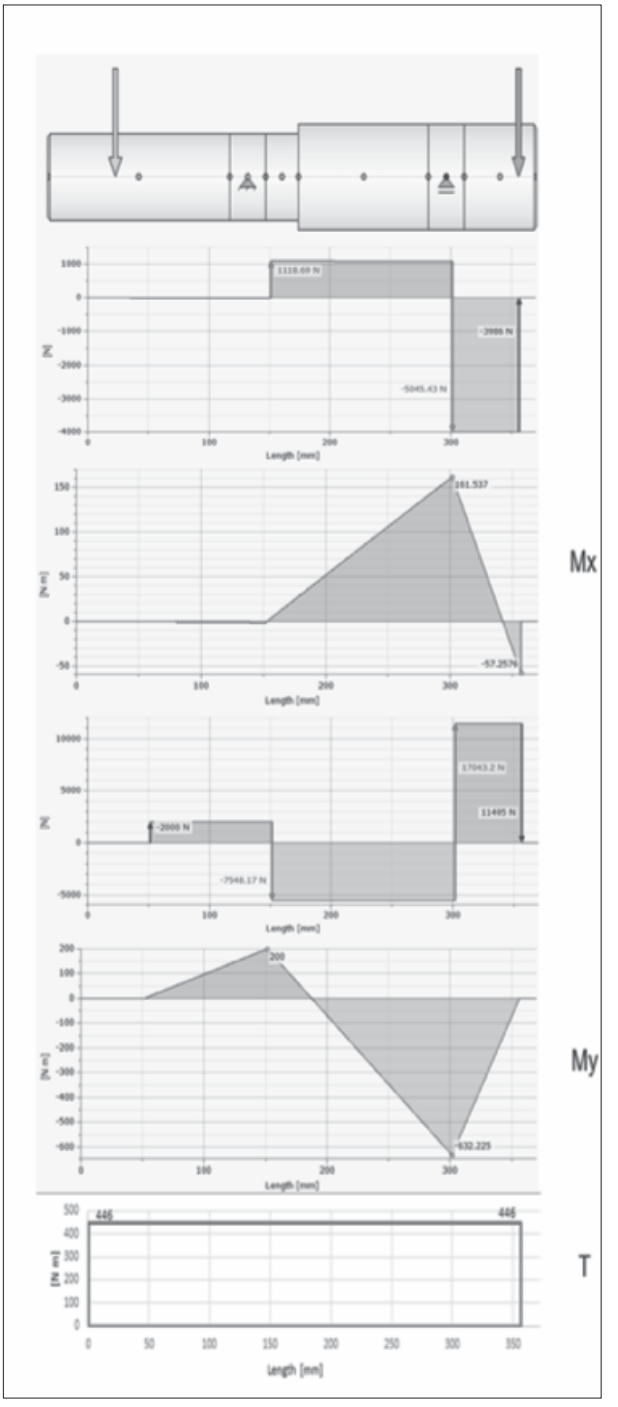
c) Gán các gối đỡ.



b) Nhập các giá trị lực và mô men tại vị trí nối trục.

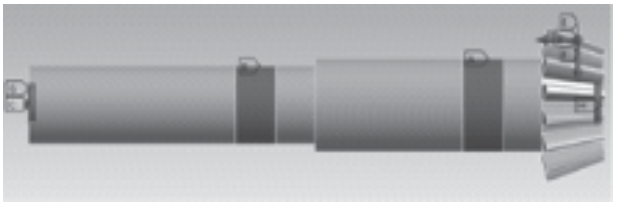
d) Nhập các giá trị lực tác dụng và mô men tại vị trí bánh răng côn.

Hình 3.



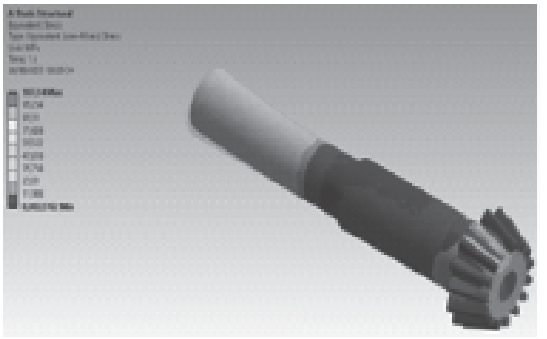
Hình 4. Biểu đồ nội lực của trục

Nhận xét: Theo kết cấu, ta sẽ sử dụng bánh răng liền trục.

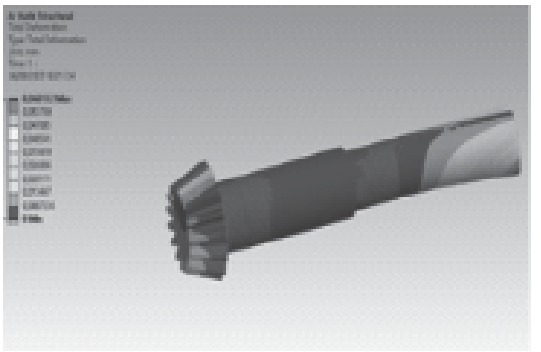


Hình 5. Kết cấu và vị trí đặt lực trên trục bánh răng

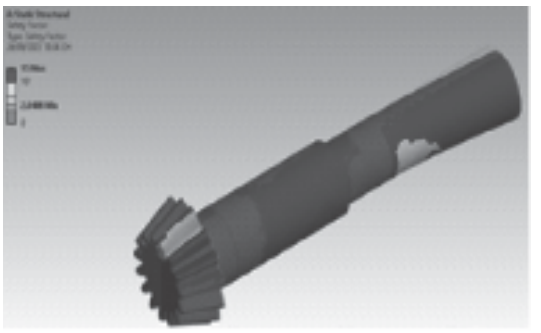
3.3. Kiểm tra ứng suất bằng phần mềm ANSYS



a) Ứng suất tương đương



b) Biến dạng của trục bánh răng.



c) Hệ số an toàn

Hình 6.

Nhận xét chung: Từ những kết quả có được về ứng suất, độ biến dạng, hệ số an toàn, tuổi thọ… được kiểm tra bằng phần mềm Autodesk Inventor và ANSYS, ta có thể thấy rằng các kết quả sau khi tính toán theo công thức lẫn dùng phần mềm CAD đều cho các giá trị gần giống nhau và nằm trong phạm vi cho phép.

4. NHẬN XÉT VÀ KẾT LUẬN

Việc ứng dụng các phần mềm CAD/CAE để tính toán và thiết kế hệ thống vi sai ô tô là cần thiết và hiệu quả trong ngành công nghiệp ô tô hiện nay, tuy nhiên, cần phải áp dụng đúng phương pháp để đảm bảo tính chính xác, chất lượng và năng suất của quá trình thiết kế. Qua bài báo này, nhóm nghiên cứu đã trình bày những vấn đề tính toán liên quan đến bộ vi sai và cách sử dụng phần mềm Autodesk Inventor để tính toán dựa trên những thông số kỹ thuật đã biết. Kết quả của bài báo có thể được sử dụng để nghiên cứu liên quan đến sử dụng phần mềm CAD/CAE tính toán các chi tiết máy.

Một số ưu điểm của việc sử dụng phần mềm CAD/CAE bao gồm:

• Tăng độ chính xác và độ tin cậy của thiết kế hệ thống vi sai.
• Giảm thời gian thiết kế và tính toán.
• Tính linh hoạt và dễ dàng thay đổi thiết kế.

Tuy nhiên, việc sử dụng phần mềm CAD/CAE cũng có một số hạn chế nhất định:

• Yêu cầu kỹ năng chuyên môn và kiến thức về lĩnh vực thiết kế ô tô để sử dụng phần mềm hiệu quả.
• Cần có phần mềm và phần cứng máy tính phù hợp để đáp ứng yêu cầu tính toán và thiết kế.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh trong khuôn khổ đề tài mã số SVKSTN-2022-CK-34. Chúng tôi xin cảm ơn Trường Đại học Bách khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã hỗ trợ cho nghiên cứu này.❖

Ngày nhận bài: **31/8/2023**
Ngày phản biện: **21/9/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Phụ Thượng Lưu (2021); *Nghiên cứu mô phỏng độ rung và tiếng ồn của bộ vi sai trên phần mềm Comsol Multiphysics,* Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, số 64, trang 99-105.

[2]. Lê Hoàng Anh, Nguyễn Quang Thái, Đào Duy Trung, Nguyễn Thanh Quang (2016); *Khảo sát sự phân bố mô men trong cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ,* Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí – Động lực.

[3]. Nguyễn Hữu Lộc (2020); *Thiết kế máy và chi tiết máy*, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.

[4]. Nguyễn Hữu Cần, Phan Đình Kiên; *Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo, tập II,* NXB. Đại học và Trung học chuyên nghiệp Hà Nội.

[5]. Ford Everest 2020: https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/img/Everest-e-Brochure-Ford%20Vietnam_2020.pdf

MÔ HÌNH HÓA MÔ PHỎNG VÀ NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM MÁY ĐẦM LU RUNG TRONG THI CÔNG BÊ TÔNG BỀ MẶT

MODELLING, SIMULATION AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF A VIBRATORY ROLLER CONCRETE SURFACE COMPACTION

Huỳnh Công Lớn, Lương Văn Tới
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Đầm bê tông bằng rung là một quá trình rất phức tạp. Sự tương tác giữa các tính chất cơ lý của bê tông và các thông số động lực học của lu rung tạo nên một hệ động lực học phi tuyến. Việc dự đoán các ứng xử động lực học của trống lu ảnh hưởng lên các lớp bê tông là rất cần thiết. Nó có thể được sử dụng để tối ưu hóa các thông số làm việc của trống lăn. Trong bài báo này, mô hình đàn nhớt-dẻo (VEP) được sử dụng để mô phỏng phản ứng của xe lu rung trong quá trình đầm nén bề mặt bê tông. Mô hình VEP tính đến các yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến các đặc tính động lực học của hệ thống. Việc so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thu thập được trong quá trình thi công mặt đường bê tông chỉ ra rằng mô hình này có thể dùng làm cơ sở lý thuyết để thực hiện đầm nén mặt đường bê tông hiệu quả. Kết quả cũng giúp xác định vận tốc, gia tốc của lu rung cũng như mối quan hệ giữa lực tác dụng và chuyển vị của các lớp bê tông.

Từ khóa: *Concrete Compaction; Vibratory Roller; Viscoelastic; Roller drum; Parameters of Vibration Roller.*

ABSTRACT

Concrete compaction by vibration is a complex process. The interaction between properties of concrete and the dynamic parameters of the vibration roller creates a nonlinear dynamic system. The prediction about the dynamic behaviors of the roller drum influencing on the concrete layers is essential. It can be used to optimize the parameters of the roller drum. In this paper, a viscoelastic-plastic (VEP) model is used to simulate the response of vibratory rollers during the compaction of concrete surface. The VEP model takes into account the most important factors affecting the dynamic characteristics of the system. The comparisons of the simulation results with those collected during the construction of concrete pavement indicate that this model can serve as a theoretical basis for the implementation of effecti ve concrete pavement compaction. The results also help in determining velocity, acceleration of the vibratory roller, as well as the relationship between the acting force and the displacement.

Keywords: *Concrete Compaction; Vibratory Roller; Viscoelastic; Roller drum; Parameters of Vibration Roller.*

1. TỔNG QUAN

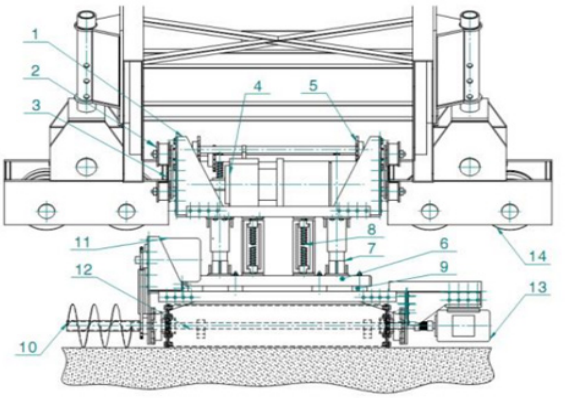
Các đặc trưng cơ bản của chất lượng đường là độ bền, cường độ, độ bằng phẳng của bề mặt, khả năng bám của bánh xe ô tô. Chỉ có thể đáp ứng được các thông số cần thiết nếu công nghệ đầm bê tông được tuân thủ nghiêm ngặt, từ việc lựa chọn các thành phần của hỗn hợp bê tông đường phù hợp cho đến sự lựa chọn đúng thiết bị đầm [1]. Đó là các loại xe lu truyền thống tĩnh và rung có trống trơn, xe lu bánh lốp hơi, xe lu liên hợp, xe lu v.v. [2]. Mặc dù trên thế giới có rất nhiều xe lu rung có công nghệ chế tạo rất tiên tiến nhưng cũng không hoàn toàn đáp ứng các yêu cầu của thực tế thi công đường bộ ở Việt Nam. Do đó, việc nghiên cứu thiết bị lu rung phù hợp với các đặc tính của bê tông trong điều kiện thi công ở Việt Nam là rất cần thiết.

Trong bài báo này trình bày mô hình toán mô tả tương tác giữa lu rung và lớp bê tông mặt đường. Cụm lăn rung được mô hình hóa như một hệ thống hai bậc tự do bao gồm các phần tử khối lượng, lò xo và bộ giảm chấn. Mặt đường bê tông được mô hình hóa dưới dạng dẻo nhớt đàn hồi (VEP). Các phương trình động lực học cho hệ thống kép được chứng tỏ có thể tính toán được và phù hợp với mô phỏng số. Nó cũng chỉ ra rằng các thông số làm việc của hệ thống trong các phương trình này phụ thuộc vào thông số động lực học của lu rung và các tính chất cơ lý của hỗn hợp bê tông. Hơn nữa, người ta thấy rằng các thông số này có thể thu được từ kết quả thử nghiệm một cách đơn giản. Kết quả mô phỏng cho thấy mô hình dự báo chính xác độ đầm nén của hỗn hợp bê tông tươi tại hiện trường. So sánh kết quả mô phỏng với kết quả thu thập được trong quá trình thi công mặt đường bê tông cho thấy mô hình này có thể làm cơ sở lý thuyết cho việc thực hiện đầm nén mặt đường bê tông hiệu quả.

Phần còn lại của bài báo được tổ chức như sau. Đầu tiên, mô hình động lực học của đầm lu rung và chuyển vị của mặt đường bê tông được trình bày. Sau đó, các thông số làm việc của đầm lu rung được xác định dựa vào dữ liệu thực nghiệm. Các kết quả mô phỏng cho các trường hợp đầm nén khác nhau và sự so sánh của chúng với dữ liệu đầm lu rung thực nghiệm được trình bày và thảo luận. Cuối cùng, các kết luận được rút ra từ nghiên cứu hiện tại và hướng nghiên cứu trong tương lai được đề xuất.

2. MÔ HÌNH THỰC NGHIỆM VÀ MÔ HÌNH MÔ PHỎNG CỦA ĐẦM LU RUNG

2.1. Nguyên lý cấu tạo và làm việc của máy đầm lu rung

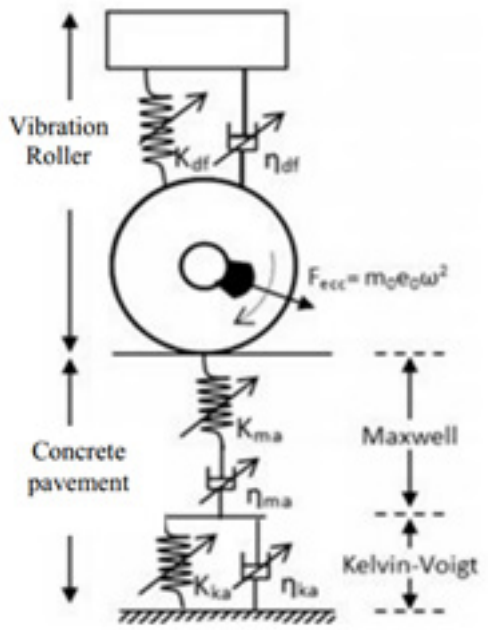


Hình 1. Nguyên lý làm việc của đầm lu rung.

Nguyên lý cấu tạo của đầm lu rung bao gồm các cụm chi tiết như sau: (1) Kết cấu thép của đầm lu rung; (2) Bánh xe di chuyển cụm lu rung được đặt trên ray; (3) Đường ray; (4) Động cơ của cơ cấu di chuyển bàn rung; (5) Xích kéo di chuyển cho cụm lu rung; (6) Bàn rung truyền chuyển động cho trống lăn; (7) Ống dẫn hướng cho bàn rung; (8) Các vít điều chỉnh; (9) Cao su giảm chấn; (10) Vít san bê tông; (11) Trống lăn; (12) Trục lệch tâm; (13) Động cơ tạo rung cho trống lăn và chuyển động vuốt mặt cho bề mặt bê tông. ☞

Nguyên lý làm việc của máy đầm lu rung như sau: Cụm lu rung rung bao gồm trống lăn (11) được lắp trên trục lệch tâm (12) được truyền chuyển động quay thông qua động cơ (13). Do nguyên lý của trục lệch tâm khi chuyển động quay sẽ tạo ra các lực ly tâm tạo rung động cho trống lăn (11) thông qua bàn rung (6). Như vậy, trống lăn sẽ tạo ra hai chuyển động cùng lúc là chuyển động quay quanh trục của nó và chuyển động tịnh tiến theo phương đứng, sự kết hợp của hai chuyển động này sẽ tạo ra công tác vừa đầm nén bê tông vừa vuốt mặt bê tông. Đồng thời, toàn bộ bàn rung cũng chuyển động tịnh tiến theo phương tiếp tuyến với mặt đường, như vậy toàn bộ mặt đường sẽ được đầm và làm phẳng.

2.2. Mô hình hóa mô phỏng của máy đầm lu rung và hỗn hợp bê tông



Hình 2. Mô hình động lực học tương tác giữa đầm lu rung và bê tông.

Trong quá trình đầm tại hiện trường, máy lu rung và các lớp mặt đường bê tông bên dưới tạo thành một hệ thống liên kết. Do đó, bất kỳ sự thay đổi nào về độ cứng của hỗn hợp bê tông sẽ ảnh hưởng đến phản ứng rung của trống lăn. Mô hình đề xuất có thể được chia thành hai phần: Phần thứ nhất thể hiện đặc tính động lực học của lu rung và phần thứ hai thể hiện đặc tính động lực học của mặt đường bê tông [4, 5]. Lực tác động được tạo ra bởi chuyển động quay của khối lệch tâm được thể hiện như sau [4]:

$$F_{ecc} = m_0 e_0 \omega_0^2 \sin(\omega_0 t) \quad (1)$$

Chỉ chuyển động thẳng đứng (Phương z) được xem xét trong mô hình này. Lực ly tâm của các phần lệch tâm được biểu diễn dưới dạng hình sin theo phương z như sau [4]:

$$F_{ecc} = m_0 e_0 \omega_0^2 \sin(\omega_0 t) \quad (2)$$

Trong đó:

$$F_{ecc} = \begin{cases} 0, t = k\left(\frac{T}{2}\right); k = 0,1,2,3,... \\ m_0 e_0 \omega_0^2 t = (k+1)(\frac{T}{4}); k = 0,1,2,3,... \end{cases} \quad (3)$$

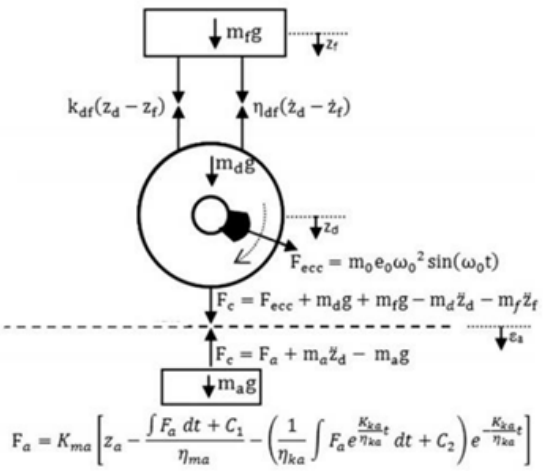
Và $\omega_0 = 2\pi f_0$; $f_0 = \frac{1}{T}$.

Mô hình hóa hỗn hợp bê tông rất phức tạp vì ứng xử của nó phụ thuộc vào đặc tính thể tích của hỗn hợp, lực đầm nén, tần số gia tải và biên độ dao động. Trong bài báo này, mặt đường bê tông bên dưới được mô hình hóa bằng cách sử dụng mô hình Burgers dẻo nhớt. Các phần tử lò xo tuân theo định luật Hooke (trong đó F = kε là ứng suất tác dụng, ε là biến dạng kết quả và k là mô đun Young của lò xo) trong khi hai phần tử giảm chấn tuân theo định luật Newton ($\sigma = \eta(\frac{d\varepsilon}{dt})$, trong đó σ là ứng suất, ε là độ dịch chuyển và η là độ nhớt). Trong khi đó, phương trình Berger có thể được biểu diễn như sau:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon(t) = \varepsilon_e + \varepsilon_v + \varepsilon_d =$$

$$\frac{\sigma}{K_{ma}} + \frac{\int \sigma dt + C_1}{\eta_{ma}} + (\frac{1}{\eta_{ka}} \int \sigma e^{\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}}} + C_2) e^{-\frac{Ka}{\eta_{ka}} t} \quad (4)$$

Trong đó, $C_1 = C_2$ hằng số phụ thuộc vào các điều kiện ban đầu và phải được xác định từ các thử nghiệm trong phòng thí nghiệm.



Hình 3. Biểu đồ vật thể tự do thể hiện lực tương tác giữa máy lu rung và mặt đường bê tông.

Các phương trình mô tả đáp ứng động lực học của hệ liên kết giữa mặt đường lu có thể được biểu diễn như sau:

$$\varepsilon_e = z_a - \varepsilon_v - \varepsilon_d$$

$$z_a = \frac{\int F_a dt + C_1}{\eta_{ma}} - (\frac{1}{\eta_{ka}} . \int F_a . e^{\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}}} dt + C_2) e^{\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}} t} \quad (5)$$

$$F_a = K_{ma} . \varepsilon_e = K_{ma} [z_a - \frac{\int F_a dt + C_1}{\eta_{ma}} - (\frac{1}{\eta_{ka}} . \int F_a . e^{\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}}} dt + C_2) e^{-\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}} t} \quad (6)$$

$$F_c = m_0 e_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) + m_d g + m_f g - m_d \ddot{z}_d - m_f \ddot{z}_f = m_d \ddot{z}_d - m_a g + F_a \quad (7)$$

$$m_f \ddot{z}_f = m_f g + k_{df} (z_d - z_f) + C_{df} (\dot{z}_d - \dot{z}_f) \quad (8)$$

$$(m_d + m_a) \ddot{z}_d = (m_d + m_a) \ddot{z}_a =$$

$$m_0 e_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) + m_d g + m_a g - k_{df} (z_d - z_f) - c_{df} (\dot{z}_d - \dot{z}_f) \quad (9)$$

$$-K_{ma} [z_a - \frac{\int F_a dt + C_1}{\eta_{ma}} - (\frac{1}{\eta_{ka}} . \int F_a . e^{\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}}} dt + C_2) e^{-\frac{K_{ka}}{\eta_{ka}} t}$$

Với:

F_{ecc}: Lực ly tâm;
k_{df}: Độ cứng hệ trống lu – khung;
η_{df}: Giảm chấn hệ trống lu – khung;
k_{ma}: Độ cứng lò xo Maxwell;
η_{ma}: Giảm chấn lò xo Maxwell;
k_{ka}: Độ cứng lò xo Kelvin;
η_{ka}: Giảm chấn lò xo Kelvin-Voigt.

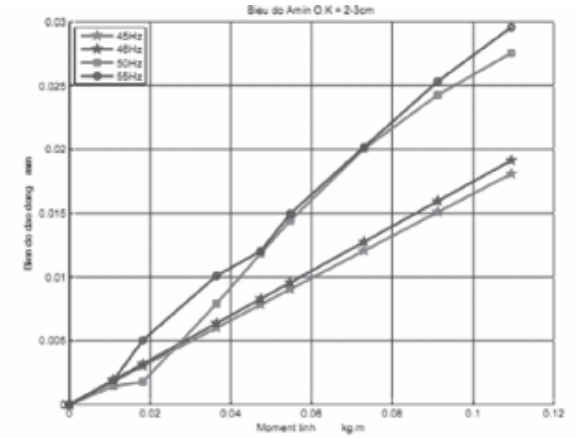
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

3.1. Mô phỏng và chọn thông số làm việc cho hệ trống lu rung

Sử dụng thư viện mô phỏng của phần mềm MATLAB để mô phỏng quá trình làm việc của máy đầm lu rung ở các miền giá trị của các biến tần số dao động là 45Hz, 46Hz, 50Hz, 55Hz và moment lệch tâm từ 0.02kgm đến 0.12kgm. Cùng với các thông số động lực học và thông số hình học của hệ trống lu – khung như sau:

Symbol	Description	Unit	Value
C_{df}	Hệ số giảm chấn của hệ trống lu – khung	N.s/m	0.05
k_{df}	Hệ số độ cứng của hệ trống lu – khung	N/m	39951
m_f	Khối lượng khung	kg	310
m_d	Khối lượng lu	Kg	570
M_0e_0	Moment lệch tâm	Kg.m	0.4-0.9
ω	Tần số góc	Rad/s	40-60
W	Bề rộng trống lu	m	1.2
A	Diện tích tiếp xúc của hệ trống lu	m^2	0.05

Khi tiến hành mô phỏng quá trình làm việc của hệ trống lu rung – khung tương ứng với lớp bê tông dày 200mm, mác bê tông là 200 và độ sụt của bê tông là 5cm. Chúng ta đạt được kết quả mô phỏng của 05 trường hợp tương ứng với các miền tần số dao động 45Hz, 46Hz, 50Hz và 55Hz như sau:



Hình 4. Biểu đồ thể hiện tương quan giữa moment lệch tâm và biên độ dao động.

Dựa trên kết quả mô phỏng, ta có thể chọn được các thông số làm việc của hệ trống lu rung – khung máy như sau:

- Moment tĩnh lệch tâm: 6kg.cm;
- Tần số rung: ω = 50Hz;
- Biên độ dao động của trống lăn trên bề mặt bê tông: A_{max} = 0.15mm;
- Biên độ dao động của lớp bê tông ở độ sâu 200mm: A_{min} = 0.03mm;
- Lực tác dụng lên lớp bê tông: F = 3500kG.

3.2. Thực nghiệm đầm bê tông bằng máy đầm lu rung

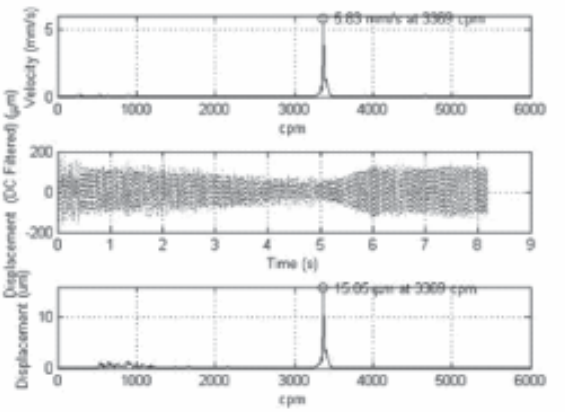
Thông số làm việc và kết cấu của hệ trống lu rung – khung:

- Moment tĩnh lệch tâm: 6kg.cm;
- Tần số rung: ω = 50Hz;
- Biên độ dao động của trống lăn trên bề mặt bê tông: A_{max} = 0.15mm;
- Biên độ dao động của lớp bê tông ở độ sâu 200mm: A_{min} = 0.03mm;
- Lực tác dụng lên lớp bê tông: F = 3500kG;
- Bề rộng lu: W = 1.2m;
- Khối lượng trống lu: m_d = 570kg;
- Khối lượng khung: m_f = 310kg.

Đặc tính của lớp bê tông cần đầm:

- Bê tông mác: 200;
- Chiều dày lớp bê tông cần đầm: 200mm;
- Độ sụt bê tông: 5cm.

Quá trình thực nghiệm đầm cho kết quả như sau:



Hình 5. Chuyển vị, vận tốc và gia tốc của mặt bê tông tại bề mặt và tại chiều sâu 200mm

Kết quả thực nghiệm cho thấy rằng lớp bê tông ở vị tiếp xúc với trống lu rung có biên độ chuyển động là 0.15mm với vận tốc là 5.83mm/s.

4. KẾT LUẬN

Trong bài báo này, một mô hình toán học được xây dựng nhằm mục đích tìm hiểu sự tương tác giữa lớp hỗn hợp bê tông và xe

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

lu rung trong quá trình thi công mặt đường bê tông. Mô hình tính đến các đặc tính nhớt-dẻo của hỗn hợp bê tông và động lực học của trống lăn để dự đoán ảnh hưởng của quá trình đầm nén đối với rung động của trống lăn. Hơn nữa, các thông số làm việc của mô hình được thể hiện dễ dàng từ các thông số kết cấu của trống lu rung và từ các đặc tính vật liệu của hỗn hợp bê tông. Kết quả mô phỏng cho thấy mô hình dự đoán độ đầm nén của hỗn hợp bê tông tươi khi thực nghiệm với độ chính xác hợp lý.❖

Ngày nhận bài: **05/9/2023**
Ngày phản biện: **12/10/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Sergey Maksimovich Ugay, Uri Uakovlevich Kovalenko and Natalya Sargeevna Pogotovkina. *Statistical research of vibration road rollers and perforated operating devices,* World Applied Sciences Journal 25, 2013.

[2]. Malutin. *Roll to the fullest.* Road Rollers, 2013.

[3]. Kostelyov, M.P.. *The compaction of asphalt requires the renewed generation of rollers,* Road equipment, 2003.

[4]. Fares Beainy, Sesh Commuri, *Musharaf Zaman, Imran Syed. Viscoelastic – Plastic model of asphalt-oller interaction,* International journal of Geomechanics-ASCE, American, 2013.

[5]. Fares Beainy, Sesh Commuri, Musharaf Zaman. *Dynamical response of vibratory rollers during the compaction of asphalt pavements,* International journal of Geomechanics-ASCE, American, 2014.

[6]. Nguyễn Hồng Ngân, Huỳnh Công Lớn, Đặng Sỉ Lể. *Nghiên cứu hợp lý hóa các thông số làm việc của máy san đầm trục lăn trong quá trình đầm bê tông,* Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ III, 2013.

[7]. Trần Văn Tuấn. *Cơ sở kỹ thuật rung trong trong xây dựng và sản xuất vật liệu xây dựng,* NXB. Xây dựng Hà Nội, 2005.

[8]. Burger. *Considerations-model systemsphenomenological theories of relaxation and of viscosity,* mechanical, Viscosity and Plasticity, Nordemann Publishing, New York, 1935.

[9]. Ralph O.Lane. *Behavior of fresh concrete during vibration*, Reported by ACI Committee 309. USA, 1998.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA DAO TIỆN TRỤ NGOÀI BẰNG THÉP GIÓ ĐẾN KHẢ NĂNG CẮT GỌT

RESEARCH ON THE EFFECT OF GEOMETRIC PARAMETERS OF HIGH SPEED STEEL EXTERNAL CYLINDRICAL TURNING TOOLS ON CUTTING ABILITY

Trần Quốc Nhiệm[1], Lê Xuân Long[2]
[1]Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Trường Đại học Công Thương Thành phố Hồ Chí Minh
[2]Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Trường Cao đẳng Công nghệ Thủ Đức Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Quá trình cắt gọt kim loại là quá trình con người sử dụng các dạng năng lượng và dụng cụ cắt để cắt bỏ lớp kim loại thừa ra khỏi chi tiết, nhằm đạt được những yêu cầu cho trước về hình dáng, kích thước, vị trí tương quan giữa các bề mặt và chất lượng bề mặt của chi tiết. Vì vậy dụng cụ cắt đóng một vai trò rất quan trọng trong quá trình cắt gọt. Chẳng hạn như trong quá trình tiện, để góp phần tăng khả năng cắt gọt, hay tăng năng suất cắt thì cần chú ý một trong những yếu tố quan trọng đó là các thông số hình học của dao tiện. Mục tiêu chính của bài báo này là lựa chọn thông số hình học của dao vai tiện trụ ngoài tốt nhất khi tiện phôi thép C45 với dao tiện trụ thép gió M2, dùng phần mềm Ansys 18.2 để phân tích ứng suất thực nghiệm, và phương pháp Taguchi để tối ưu hóa góc độ dao tiện. Thực nghiệm kết hợp với phương pháp Taguchi cho thấy dao vai tiện trụ ngoài có góc $\gamma = 12°$, $\alpha = 7°$, $\alpha_1 = 5°$, $\varphi_1 = 15°$ cho khả năng cắt tốt nhất.

Từ khóa: *Thông số hình học dao tiện; Tối ưu hóa; Phương pháp Taguchi.*

ABSTRACT

The metal cutting process is the process in which humans use various types of energy and cutting tools to cut the metal layer from the part, achieving given requirements for shape, size, and relative position between the parts. surfaces and surface quality of parts. Therefore, cutting tools play a very important role in the cutting process. Nutrients such as in the utility process, to contribute to enhancing cutting ability, or enhancing cutting capacity, need to pay attention to one of the important factors which is the geometrical quantity of the utility knife. The main goal of this article is to select the best number of parameters for external cylindrical turning shoulder tools when turning C45 steel with M2 high-speed steel cylindrical tools, using Ansys 18.2 software to analyze experimental applications, and methods. Taguchi method to optimize the convenience angle. Experiments combined with the Taguchi method show that the external utility shoulder knife has an angle of $\gamma = 12°$, $\alpha = 7°$, $\alpha_1 = 5°$, $\varphi_1 = 15°$ for the best cutting ability.

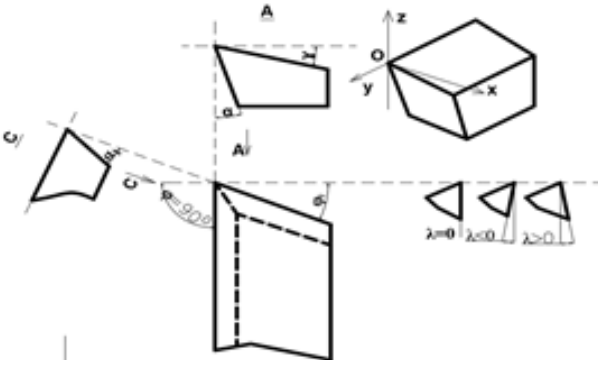
Keywords: *Turning learning parameters; Optimization; Taguchi method.*

1. TỔNG QUAN

Dao tiện là dụng cụ cắt gọt không thể thiếu trong quá trình gia công tiện trong lĩnh vực cơ khí chế tạo. Dao tiện nhằm mục đích bóc tách lớp phoi thừa ra khỏi bề mặt chi tiết để đạt được kích thước, độ bóng, hình dáng hình học, vị trí tương quan giữa các bề mặt như mong muốn. Ngày nay, với sự phát triển mạnh mẽ của ngành cơ khí chế tạo, đòi hỏi năng suất cắt gọt ngày càng cao, cũng như tuổi thọ dao cắt đòi hỏi ngày càng nâng cao. Chính vì lẽ đó, ngày nay rất nhiều công ty nghiên cứu về lĩnh vực dao cắt nhằm đi tìm vật liệu cắt, cũng như góc độ dao cắt nhằm làm tăng khả năng cắt gọt, tăng bền dao cắt. Vì vậy để tăng khả năng cắt gọt của dao ngoài việc phụ thuộc vào các yếu tố như vật liệu dao, chế độ cắt, điều kiện cắt, máy công cụ, đồ gá… còn phụ thuộc vào yếu tố quan trọng đó chính là thông số hình học dao cắt. Việc lựa chọn thông số hình học dao tiện một cách hợp lý sẽ góp phần tăng khả năng cắt gọt của dao, đồng thời giúp dao bền lâu hơn. Do đó phương pháp phân tích ứng suất bóc tách phoi thực nghiệm cũng có thể được sử dụng để nghiên cứu ứng suất.

Trong quá trình làm việc dao cắt tạo ra một lực rất lớn để bóc tách phoi, lực này phải lớn hơn lực liên kết giữa các phần tử bên trong chi tiết, hay nói cách khác tạo ra ứng suất bóc tách phoi. Ứng suất này sẽ ảnh hưởng đến khả năng bóc tách phoi của dao cắt cũng như ảnh hưởng đến tuổi thọ của dao.

Do đó việc xác định giá trị ứng suất sinh ra trong quá trình tiện, khi ta thay đổi thông số hình học của dao là rất quan trọng. Trong nghiên cứu này chúng tôi phân tích ứng suất ở trạng thái động ứng với các góc độ khác nhau của dao tiện trụ ngoài từ đó làm cơ sở đánh giá so sánh, lựa chọn các góc của dao tiện để tăng khả năng cắt gọt của dao tiện.



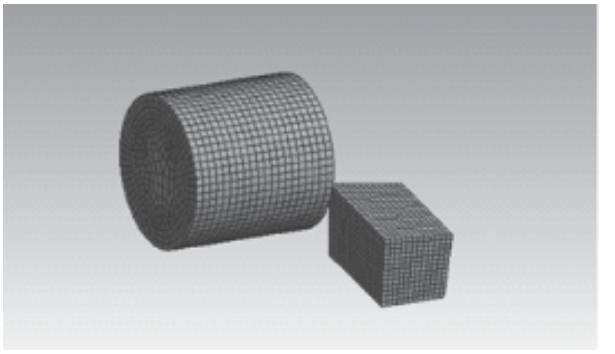
Hình 1. Các góc độ chính khi mài hình thành phần cắt dao vai tiện trụ ngoài.

2. ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP TAGUCHI TRONG TỐI ƯU GÓC CẮT KHI TIỆN

2.1. Ứng suất thực nghiệm

2.1.1. Mô hình thực nghiệm

Mô hình được vẽ bởi phần mềm Inventor 2020 với phôi thép C45, đường kính phôi Φ40, dao tiện thép gió với diện tích mặt cắt ngang (10x10) mm^2 và sau đó được xuất sang phần mềm Ansys 18.2 để phân tích, tính toán.

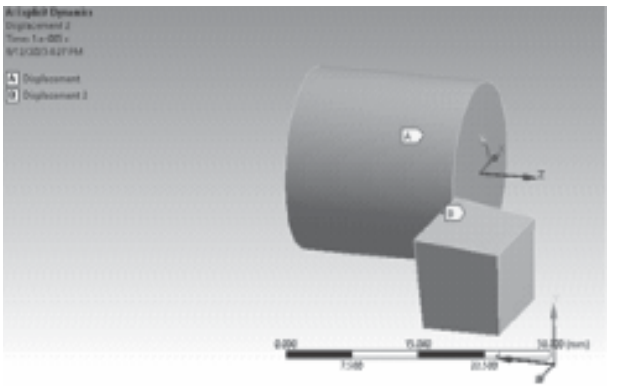


Hình 2. Mô hình chia lưới phần tử.

2.1.2. Điều kiện thực nghiệm

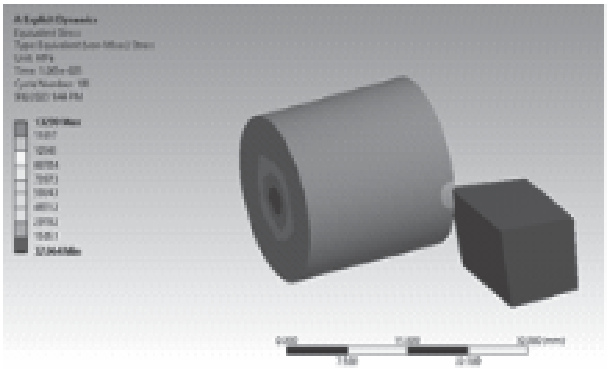
Quá trình tiện trụ ngoài được phân tích ở trạng thái động điều kiện cắt khô, hệ số ma ☞

sát giữa dao và phôi 0,41, chiều sâu cắt 1 mm, góc quay phôi 95°, chiều dài cắt 4 mm, xem hình 3.

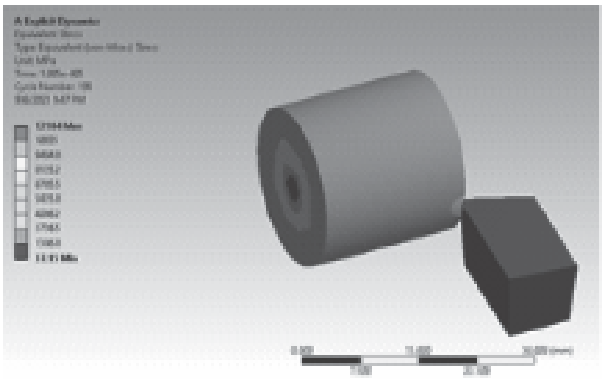


Hình 3. Mô hình điều kiện biên

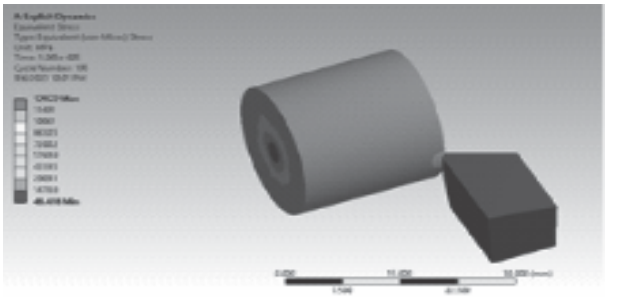
2.1.3. Kết quả mô phỏng ứng suất thực nghiệm



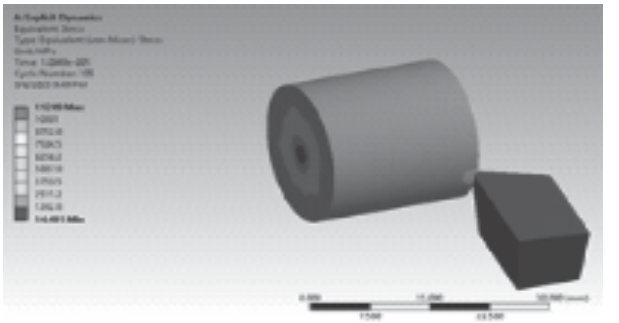
Hình 4. Ứng suất khi γ = 5°, α = 5°, α_1 = 5°, φ_1 = 8°



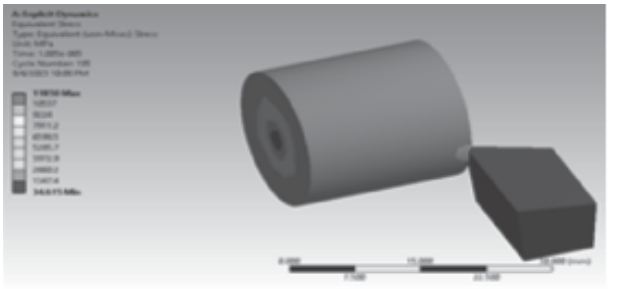
Hình 5. Ứng suất khi γ = 5°, α = 7°, α_1 = 10°, φ_1 = 12°



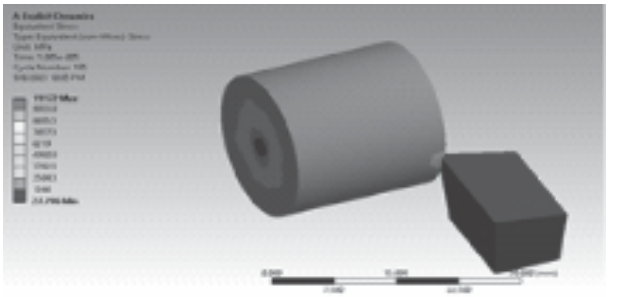
Hình 6. Ứng suất khi γ = 5°, α = 8°, α_1 = 15°, φ_1 = 15°



Hình 7. Ứng suất khi γ = 9°, α = 5°, α_1= 10°, φ_1 = 15°

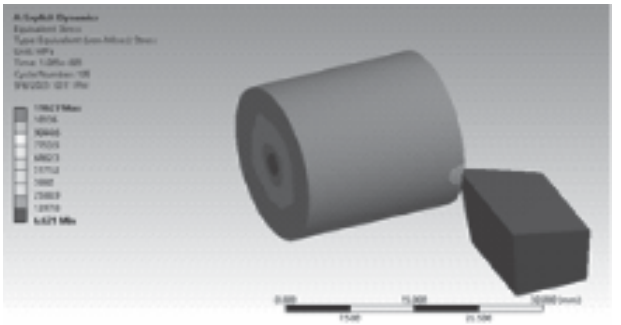


Hình 8. Ứng suất khi γ = 9°, α = 7°, α_1 = 15°, φ_1 = 8°

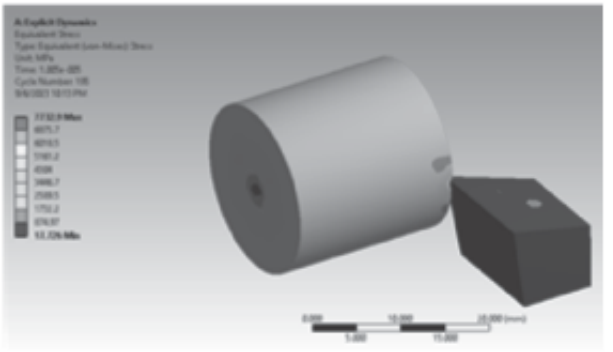


Hình 9: Ứng suất khi γ =12^0, α = 8^0, α_1= 10^0, φ_1 = 8^0

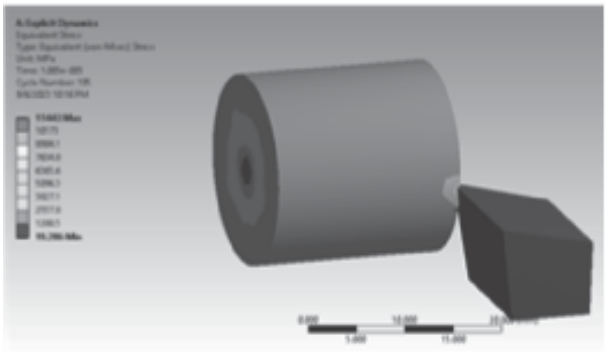
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 10. Ứng suất khi γ = 12°, α = 5°, α_1 = 15°, φ_1 = 12°



Hình 11. Ứng suất khi γ = 12°, α = 7°, α_1 = 5°, φ_1= 15°



Hình 12. Ứng suất khi γ = 12°, α = 8°, α_1 = 10°, φ_1 = 8°

Nhận xét: Trong 09 trường hợp ứng suất khác nhau với các góc độ dao khác nhau, với trường hợp ứng suất sinh ra nhỏ nhất gần bằng 7733 Mpa khi góc độ dao γ = 12°, α = 7°, α_1 = 5°, φ_1 = 15° (xem hình 11), khi đó dao vai tiện trụ ngoài có khả năng cắt tốt nhất.

2.2. Ứng dụng Taguchi

Giải bài toán tối ưu góc độ dao cắt khi tiện dùng phương pháp Taguchi với các điều kiện và thông số đầu vào vật liệu phôi cắt thép C45, vật liệu dao tiện thép gió M2. Yêu cầu khảo sát ảnh hưởng của thông số hình học của dao vai tiện trụ ngoài (γ, α, α_1, φ_1), với góc nghiêng chính φ = 90°, góc nâng λ = 0°. Khoảng giá trị góc độ dao cắt như sau [1]: góc trước chính γ = (5÷12°), góc sau chính α = (5÷8°), góc sau phụ α_1 = (5÷15°), góc nghiêng phụ φ_1 = (8÷15°); bán kính mũi dao r ≈ 0. Giá trị đầu ra là ứng suất bóc tách phoi, giá trị càng nhỏ càng tốt. Ứng suất thực nghiệm được xác định ở trạng thái động (phân tích động lực học), với chiều sâu cắt 1 mm. Theo phương pháp Taguchi là giải bài toán đạt giá trị cực tiểu.

Bài toán cực tiểu:

Mục tiêu là xác định thông số góc độ cắt dao tiện để đạt tiêu chí dao cắt gọt được tốt nhất.

Bước 1: Chọn các biến độc lập và hàm mục tiêu. Có 04 biến độc lập là góc trước chính (γ), góc sau chính (α), góc sau phụ (α_1), góc nghiêng phụ (φ_1). Mục tiêu tối ưu đầu ra là ứng suất (P).

Bước 2: Phân chia các khoảng với khoảng biến thiên đã cho, các biến thành phần được chia làm 03 khoảng cho trong bảng 1.

Bảng 1. Giá trị mức biến đổi các góc của dao tiện

Ký hiệu	Tham số	Mức 1	Mức 2	Mức 3
A	γ	5	9	12
B	α	5	7	8
C	α_1	5	10	15
D	φ_1	8	12	15

Bước 3: Tạo dạng ma trận quy hoạch thực nghiệm.

Kích thước của ma trận phụ thuộc vào số nhân tố và số mức giá trị. Trong trường hợp này với 4 yếu tố, mỗi yếu tố có 3 mức, bảng ma trận trực giao có cấu trúc L9, xem bảng 2. Cột P (Mpa) thêm vào đại diện cho ứng suất được xác định ở bước 4.

Bảng 2. Bảng ma trận trực giao thực nghiệm ứng suất tác động lên phoi.

N	γ	α	α_1	φ_1	P (Mpa)
1	1	1	1	1	13290
2	1	2	2	2	12184
3	1	3	3	3	11249
4	2	1	2	3	12922
5	2	2	3	1	11172
6	2	3	1	2	11850
7	3	1	3	2	11627
8	3	2	1	3	7733
9	3	3	2	1	11443

Bước 4: Tiến hành thực nghiệm.

Tiến hành 9 thực nghiệm với các yếu tố theo từng mức. Ví dụ, thực nghiệm số 1, góc γ = 5°, α = 5°, α_1 = 5°, φ_1 = 8°. Ứng suất P thu được 13290 Mpa. Kết quả của P được ghi ở cột cuối cùng bảng 2.

Bảng 3. Bảng kết quả thực nghiệm và xử lý kết quả theo Taguchi

N	γ	α	α_1	φ_1	P (Mpa)	Tỉ số S/N
1	5	5	5	8	13290	-82,47
2	5	7	10	12	12184	-81,716
3	5	8	15	15	11249	-81,022
4	9	5	10	15	12922	-82,227
5	9	7	15	8	11172	-80,963
6	9	8	5	12	11850	-81,474
7	12	5	15	12	11627	-81,309
8	12	7	5	15	7733	-77,767
9	12	8	10	8	11443	-81,171

Bước 5: Phân tích số liệu dựa trên tỉ số S/N và xác định các góc tối ưu của dao tiện.

Với bài toán cực tiểu giá trị S/N được tính theo công thức sau:

$$S/N = -10\log_{10}\left(\frac{1}{n}.\sum_{i=1}^{n} y_i^2\right) \quad (1)$$

n – Số lần lặp lại thí nghiệm (n = 1);

y_i – Giá trị đo ứng suất của thí nghiệm thứ I (y = P).

Từ đó ta có:

$$S/N = -20\log_{10}(P) \quad (2)$$

Áp dụng công thức (2) với từng thực nghiệm ứng với giá trị P (Mpa) ta xác định được tỉ số S/N ghi trong bảng 3.

Sử dụng phương pháp phân tích phương sai ANOVA để đánh giá các thông số nghiên cứu ta thu được kết quả như trong bảng 4.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 4. Phân tích S/N và phương sai ANOVA

	γ	α	α_1	φ_1	Góc tối ưu
1	-81.73	-82.00	-80.57	-81.53	$\gamma 3 \alpha 2\ \alpha_1 1 \varphi_1 3$ $\gamma = 12°$ $\alpha = 7°$ $\alpha_1 = 5°$ $\varphi_1 = 15°$
2	-81.55	-80.14	-81.70	-81.50	
3	-80.08	-81.22	-81.09	-80.33	
Mean (m)	-81.12	-81.12	-81.12	-81.12	
Max	-80.08	-80.14	-80.57	-80.33	
Max-m	1.042	0.976	0.554	0.786	
% ảnh hưởng	31.03	29.06	16.49	23.40	

Trên cơ sở các kết quả nhận được, xây dựng đồ thị đánh giá mức độ ảnh hưởng riêng rẽ của các thông số công nghệ, phân tích S/N trên phần mềm Minitab xem Hình 13, Hình 14. Từ bảng phân tích ANOVA có thể thấy rằng phương án tối ưu sẽ là phương án với mức biến đổi của các yếu tố có tỉ số S/N trung bình là lớn nhất. Đó là phương án với bộ tham số $\gamma 3 \alpha 2 \alpha_1 1 \varphi_1 3$, ứng với các thông số sau: $\gamma = 12°$, $\alpha = 7°$, $\alpha_1 = 5°$, $\varphi_1 = 15°$.

Khi đó giá trị trung bình tỷ số S/N của phương án tối ưu sẽ là:

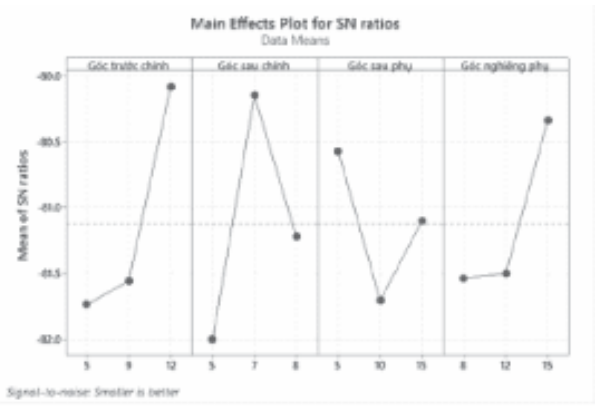
$\eta_{opt} = (S/N)_{tu} = m + (\eta_{1max} - m) + (\eta_{2max} - m) + (\eta_{3max} - m) + (\eta_{4max} - m)$

$\eta_{opt} = \eta_{1max} + \eta_{2max} + \eta_{3max} + \eta_{4max} - 3.m$

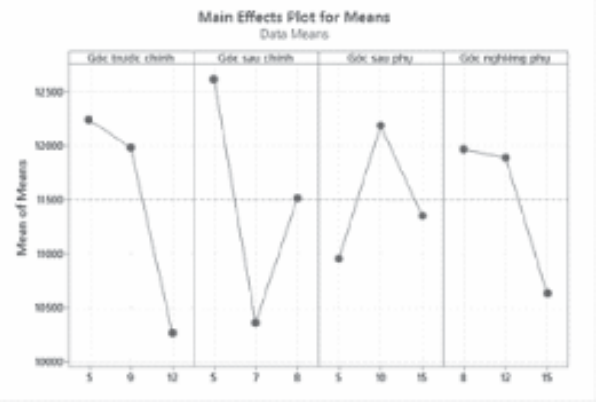
$\eta_{opt} = -80,08 - 80,14 - 80,57 - 80,33 - 3.(-81,12) = -77,76$

Ứng suất nhỏ nhất đạt được là:

$$P_{min} = 10 - \frac{(\frac{S}{N})tu}{20} = 10^{3,888} = 7733 \text{ Mpa.}$$



Hình 13. Phân tích S/N trên phần mềm Minitab



Hình 14. Ảnh hưởng các yếu tố đến ứng suất (khả năng cắt gọt của dao tiện)

3. KẾT LUẬN

- Từ bảng phân tích ANOVA và hình 13, hình 14 ta thấy mức độ ảnh hưởng của các yếu tố đến ứng suất đầu ra theo tỉ lệ như sau: Góc trước chính γ (31,03%), góc sau chính α (29,06%), góc sau phụ α_1 (16,49%), góc nghiêng phụ φ_1 (23,40%).

- Phương án tối ưu để dao vai tiện trụ ngoài có thể cắt tốt hay nói cách khác là ứng suất sinh ra nhỏ nhất là khi: $\gamma = 12°$, $\alpha = 7°$, $\alpha_1 = 5°$, $\varphi_1 = 15°$. Khi đó ứng suất nhỏ nhất có thể nhận được là P = 7733 Mpa.

Ngày nhận bài: **05/9/2023**
Ngày phản biện: **26/9/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Nguyễn Chí Bảo, Nguyễn Hùng Cường, Lê Thế Hưng, Hoàng Văn Nam, Ngô Minh Nhật, Nguyễn Nhật Tân, Hoàng Xuân Thịnh. *Thực hành cắt gọt kim loại trên máy tiện và máy phay,* NXB. Giáo dục Việt Nam, 2009.

[2]. PGS,TS. Nguyễn Hữu Lộc. *Giáo trình quy hoạch và phân tích thực nghiệm,* NXB. Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2021.

[3]. TS. Trần Văn Khiêm; "*Phương pháp Taguchi và ứng dụng trong tối ưu hóa chế độ cắt*", Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Nam Định, 2017.

[4]. Lại Đăng Giang, Nguyễn Thị Thu; "*Ứng dụng phương pháp Taguchi nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số công nghệ đến bán kính đáy sản phẩm khi dập thủy tĩnh*", Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2018.

[5]. GS,TSKH. Nguyễn Minh Tuyển. *Quy hoạch thực nghiệm,* NXB Xây dựng, 2021.

[6]. Lê Xuân Long; "*Nguyên lý cắt"*, Trường Cao đẳng Công nghệ Thủ Đức, 2016.

[7]. Phillip J. Ross. *Taguchi techniques for quality Engineering,* McGraw-Hill Professional, 2nd edition, 1995.

[8]. Sharma, Kapil and Mahto, Dalgobind and Sen, S. S. *In Metal Turning*, Influence of Rake Angle on Cutting Tool Life, India, 2013.

NGHIÊN CỨU, THỰC NGHIỆM VÀ SO SÁNH HAI HỆ THỐNG XOAY TẤM PIN MẶT TRỜI THEO HAI TRỤC VỚI NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG KHÁC NHAU

RESEARCH, EXPERIMENT AND COMPARISON OF TWO DIFFERENT DUAL AXIS SOLAR TRACKING SYSTEMS

Ngô Quốc Khánh[1, 2], Hoàng Trọng Khang[1, 2], Tất Hán Nghị[1, 2], Nguyễn Thế Bảo[1, 2, *]
[1]Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh
[2]Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Đứng trước tình trạng ô nhiễm môi trường do việc khai thác và sử dụng nhiên liệu hóa thạch, cùng với đó thực trạng cạn kiệt các nguồn nhiên liệu hóa thạch, các nguồn năng lượng tái tạo, trong đó có pin Mặt Trời, đã và đang được nghiên cứu và ứng dụng ngày càng rộng rãi trên thế giới cũng như ở Việt Nam. Mục đích của đồ án này chính là so sánh lượng điện năng cung cấp giữa hai hệ thống xoay tấm pin theo hướng tia bức xạ Mặt Trời (Solar Tracking) với các nguyên lý hoạt động khác nhau. Một mô hình hoạt động dựa trên sự chênh lệch điện áp hoạt động của các thiết bị cảm biến ánh sáng và mô hình còn lại vận hành theo bảng số liệu có được thông qua các công thức tính toán. Kết quả thực nghiệm cho thấy mô hình điều hướng tấm pin bằng cảm biến ánh sáng có sản lượng điện cao hơn 24% so với mô hình sử dụng số liệu từ các công thức tính toán.

Từ khóa: *Pin Mặt Trời; Tia tới bức xạ Mặt Trời; Hệ thống Solar Tracking; Góc độ cao; Góc giờ.*

ABSTRACT

Faced with environmental pollution caused by the exploitation and use of fossil fuels and the depletion of fossil fuel sources, renewable energy sources, including solar cells, have been being studied and applied more and more widely in the world as well as in Vietnam. The purpose of this project is to compare the amount of power supplied between the two solar tracking systems with different operating principles. The first system operates on the difference in operating voltage of light sensors and the other one operates according to the data table obtained through calculation formulas. Experimental results show that the solar tracking with light sensors has a 24% higher power output than the system using data from the calculation formulas.

Keywords: *Solar cells; Irradiance; Solar Tracking system; Altitude angle; Hour angle.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việt Nam là quốc gia nằm trong khu vực nhiệt đới gió mùa có lượng bức xạ trung bình năm lớn, có đường bờ biển dài, nhiều đảo và quần đảo. Nhờ chính sách khuyến khích phát triển của Chính phủ, Việt Nam đã có sự phát triển nhảy vọt về việc áp dụng và phát triển các nguồn năng lượng tái tạo, trong đó có điện Mặt Trời, trong những năm gần đây. Đến cuối tháng 12 năm 2020, tổng công suất lắp điện Mặt Trời tại Việt Nam đã đạt gần 9.731 MWp, vượt công suất lắp đặt của toàn nước Úc trong hơn 30 năm [1].

Tuy nhiên, một vấn đề lớn của các hệ thống pin Mặt Trời hiện nay là được lắp cố định, trong khi Mặt Trời liên tục quay từ Đông sang Tây mỗi ngày cũng như thay đổi góc độ cao (altitude angle) suốt 365 ngày trong một năm. Góc tới của tia bức xạ Mặt Trời θ tới một mặt phẳng nằm nghiêng được tính theo công thức:

$$\cos\theta=\sin\delta \sin\Phi \cos\beta - \sin\delta \cos\Phi \cos\beta + \cos\delta \cos\Phi\cos\beta\cos\omega + \cos\delta \sin\Phi \sin\beta \cos\gamma_c\cos\omega + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma_c\sin\omega \quad (1)$$

Trong đó:

θ: Góc tới của tia bức xạ Mặt Trời tới mặt phẳng (độ);

β: Góc nghiêng của tấm pin Mặt Trời (độ);

δ: Độ xích vĩ (độ);

Φ: Vĩ độ (độ); tại Thành phố Hồ Chí Minh thì Φ = 10.8°;

ω: Góc giờ (độ), với ω = 0° vào 12 giờ trưa; Mỗi giờ thay đổi thì góc giờ giảm một góc ω = –15° vào buổi sáng và tăng thêm một góc ω = +15° ứng với giờ buổi chiều;

γ_c: Góc phương vị của tấm pin Mặt Trời (độ).

Từ công thức trên ta thấy, về mặt lý thuyết, góc của tia tới sẽ thay đổi 8760 giá trị khác nhau ứng với 8760 giờ trong một năm. Vì vậy, việc xoay tấm pin theo hướng của tia tới Mặt Trời sẽ giúp tia tới càng gần trùng với phương pháp tuyến của tấm pin Mặt Trời thì lượng điện sinh ra của tấm pin sẽ được tăng lên. Đó là lý do của việc nghiên cứu và thực nghiệm hệ thống xoay tấm pin Mặt Trời theo hướng của tia bức xạ để tăng công suất phát điện của pin, sẽ được trình bày trong bài báo này.

Đã có nhiều bài báo khoa học về chủ đề này nhưng đa phần là về hệ thống xoay theo một trục hoặc mô hình hai trục. Raviduth Ramful và Nashil Sowaruth [2] đã ghi nhận rằng, năng lượng thu được từ mô hình thực nghiệm (mô hình xoay một trục) cao hơn khoảng 37% so với tấm pin đặt đứng yên. Ở đây, tác giả đã sử dụng tấm hệ thống tương đối nhỏ phù hợp với mục đích nghiên cứu cho việc cấp điện các thiết bị như điện thoại, laptop hoặc các thiết bị điện tử nhỏ và hệ thống cũng phải phù hợp cho việc dễ dàng mang theo.

2. THỰC NGHIỆM

2.1. Mô hình thực nghiệm

Cả hai mô hình đều có ba thành phần chính, bao gồm: tấm pin Mặt Trời, phần cơ khí và mạch điện. Cả hai mô hình đều có thể xoay tấm pin theo cả hai trục thẳng đứng và nằm ngang để có thể hướng theo các tia Mặt Trời một cách hiệu quả nhất. Tấm pin được sử dụng là loại poly với công suất là 135Wp.

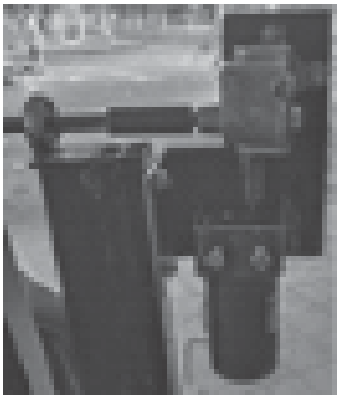
a. Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng

Phần cơ khí:

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Hệ thống sử dụng hai động cơ DC để điều khiển tấm pin xoay theo hai trục thẳng đứng và nằm ngang. Phần khung phía trên được gắn bạc đạn hai bên đầu và có hai giá đỡ để cố định tấm pin. Một bên giá đỡ sẽ được nối vào bộ phận giảm tốc trục vít rồi kết nối với trục của động cơ DC. Bộ phận giảm tốc trục vít nhằm tăng momen xoắn và giữ tấm pin cố định khi động cơ ngừng hoạt động. Phần khung phía dưới được thiết kế với khung tròn cùng bộ truyền động dây xích-bánh răng để hỗ trợ cho việc xoay theo phương nằm ngang. Có một bộ phận lò xo sẽ kéo động cơ lại để bánh răng luôn ăn khớp với dây xích một cách hiệu quả.

Hình 1. Động cơ DC hỗ trợ quay theo trục thẳng đứng

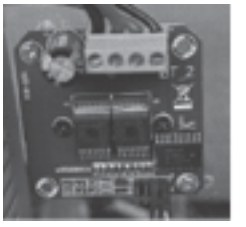


Hình 2. Động cơ DC hỗ trợ quay theo trục nằm ngang

Phần mạch điện:

Mô hình được điều khiển bằng việc lập trình trên bo mạch Arduino và các linh kiện điện tử được liệt kê ở bảng dưới.

Bảng 1. Các thiết bị điện sử dụng cho mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng

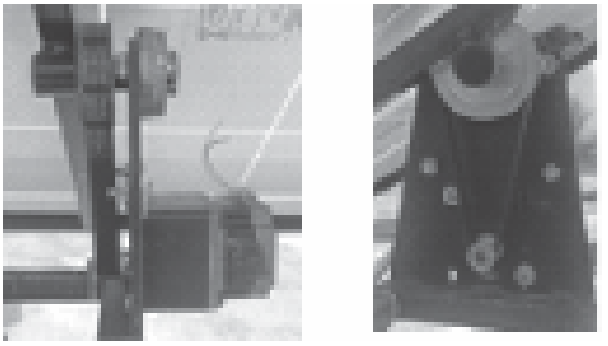
Cảm biến ánh sáng Đầu tiên là cảm biến ánh sáng bằng tấm pin Mặt Trời nhỏ được hoạt động theo quy luật sự chênh lệch giá trị điện áp giữa các tấm pin.	*Hình 3. Cảm biến ánh sáng bằng tấm pin Mặt Trời*
Mạch Arduino UNO R3 Sự chênh lệch điện trở được thiết lập trên Arduino UNO R3. Mạch Arduino UNO R3 nhận và xử lý thông tin điện áp để điều khiển hai động cơ.	*Hình 4. Mạch Arduino UNO R3*
Mạch điều khiển động cơ DC BTS7960 43A Mạch điều khiển có điện áp đầu ra là 12V nhận tín hiệu từ Arduino UNO R3 để điều khiển hai động cơ.	 *Hình 5. Mạch điều khiển động cơ DC BTS7960 43A*

b. Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước

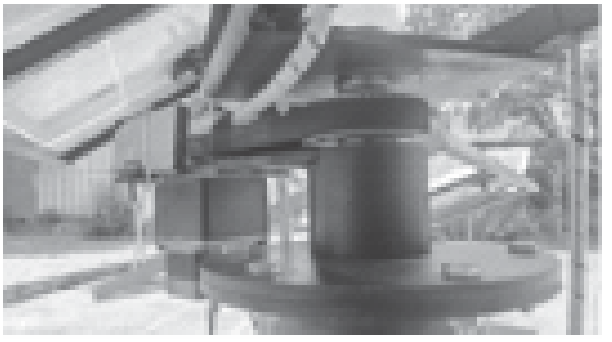
Phần cơ khí:

Khác với mô hình trước, mô hình này sử dụng động cơ bước thay vì động cơ DC nhằm mục đích điều chỉnh góc quay theo đúng như số liệu đã tính toán. Phần khung phía trên được thiết kế ôm sát vào tấm pin để giữ cố định, hai bên được gắn thêm ổ đỡ dọc trục nhằm để giúp cho tấm pin có thể xoay theo trục ngang. Phần khung phía dưới được thiết kế dạng trụ đứng được lắp ổ bi nhào để hỗ trợ cho phần xoay theo ☞

trục thẳng đứng. Hai động cơ được kết nối với các pulley và dây đai tạo thành các hệ truyền động.



Hình 6. Cơ cấu truyền động phía trên xoay theo trục nằm ngang

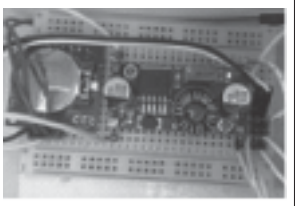


Hình 7. Cơ cấu truyền động phía dưới xoay theo trục thẳng đứng

Phần mạch điện:

Mô hình cũng được điều khiển bằng việc lập trình trên bo mạch Arduino và các linh kiện điện tử như được liệt kê ở bảng dưới.

Bảng 2. Các thiết bị điện sử dụng cho mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước

Driver điều khiển động cơ bước 3.5A 40VDC Mô hình sử dụng hai driver có cùng chức năng để điều khiển động cơ.	 *Hình 8. Driver điều khiển động cơ bước 3.5A 40VDC*
Mạch Arduino Mega 2560 CH340 Dùng để điều khiển động cơ thông qua lập trình. Sau khi tính toán các góc theo giờ và ngày sẽ nhập dữ liệu vào Arduino.	 *Hình 9. Mạch Arduino Mega 2560 CH340*
Module thời gian thực DS1302 và module hạ áp Module thời gian thực được sử dụng để xác định thời gian thực tế. Module hạ áp dùng để giảm điện áp cấp phù hợp với một số bo mạch.	 *Hình 10. Module thời gian thực DS1302 và module hạ áp*

2.2. Nguyên lý hoạt động

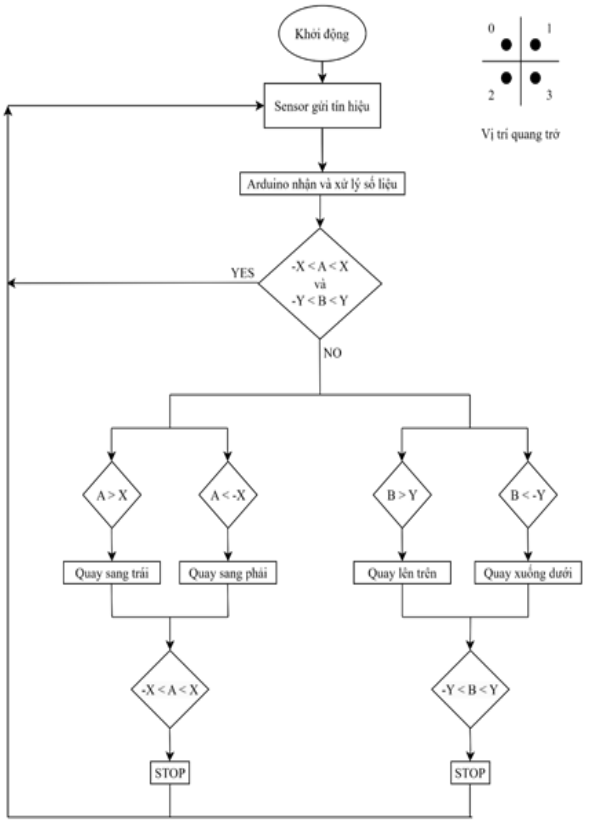
a. Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng

Như đã nói ở trên, hệ thống hoạt động dựa trên sự chênh lệch giá trị điện áp giữa các tấm pin với nhau. Sơ đồ ở Hình 11 diễn tả trực quan quá trình hoạt động của hệ thống. Ta ký hiệu 0, 1, 2, 3 là các tấm pin Mặt Trời nhỏ và [0], [1], [2], [3] là giá trị điện áp của các điện áp tương ứng tại thời điểm đang xét. Gọi X và Y là khoảng chênh lệch thiết lập cho trước. Như vậy, ta có các công thức như bảng bên dưới.

Bảng 3. Công thức xác định độ chênh lệch điện áp của các tấm pin nhỏ

A [0] = ([0] + [2])/2 A [1] = ([1] + [3])/2 A = A [0] – A [1]	B [0] = ([0] + [1])/2 B [1] = ([2] + [3])/2 B = B [0] – B [1]

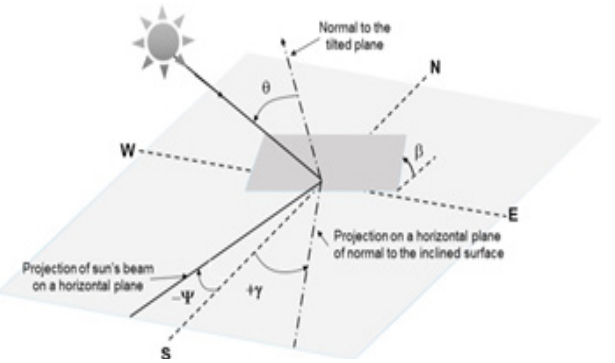
ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn



Hình 11. Sơ đồ quá trình hoạt động của hệ thống Solar Tracking

b. Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước

Nguyên lý hoạt động của mô hình này sử dụng công thức tính toán để có được các số liệu góc và gửi tín hiệu cho động cơ một cách chính xác. Điều này giúp cho mô hình hoạt động ổn định hơn khi thời tiết có nắng, mây thất thường. Các dữ liệu có được sẽ tính theo các công thức trong tài liệu [1]. Các phương trình tính toán sẽ phụ thuộc vào thứ tự ngày trong năm và vị trí hình học tương quan giữa Mặt Trời và Trái Đất cũng như giữa tấm pin và mặt đất. Hình ảnh minh họa của các góc sẽ được trình bày trong Hình 12.



Hình 12. Các góc hình học giữa tia Mặt Trời và tấm pin trên mặt đất [3]

Đầu tiên, cần phải tính độ xích vĩ Mặt Trời δ dựa theo thứ tự ngày trong năm. Với n là thứ tự ngày trong năm (n = 1 ứng với 01/01 và n = 365 ứng với 31/12).

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2)$$

Xác định thời gian Mặt Trời mọc và lặn trong ngày ω_S tại một vị trí cụ thể thông qua công thức (3). Với $-\omega_S$ là giá trị góc khi Mặt Trời mọc và ω_S là giá trị góc khi Mặt Trời lặn tại vị trí đang xét.

$$\cos\omega_S = -\tan\Phi.\tan\delta \quad (3)$$

Để tấm pin có thể hấp thu năng lượng bức xạ một cách hiệu quả, bề mặt tấm pin phải vuông góc với các tia tới bức xạ. Nghĩa là phải xác định được độ nghiêng của tấm pin trên so với mặt đất δ sao cho góc của tia tới lên mặt phẳng tấm pin θ có giá trị là 0°.

$$\cos\theta = \cos(\Phi - \beta)\cos\omega\cos\delta + \sin(\Phi - \beta)\sin\delta \quad (4)$$

Để tính toán góc quay theo trục thẳng đứng, ta cần có giá trị α là góc trong mặt phẳng thẳng đứng giữa các tia Mặt Trời và hình chiếu này trên mặt phẳng nằm ngang. ☞

$$\sin\alpha = \cos\Phi\cos\omega\cos\delta + \sin\Phi\sin\delta \quad (5)$$

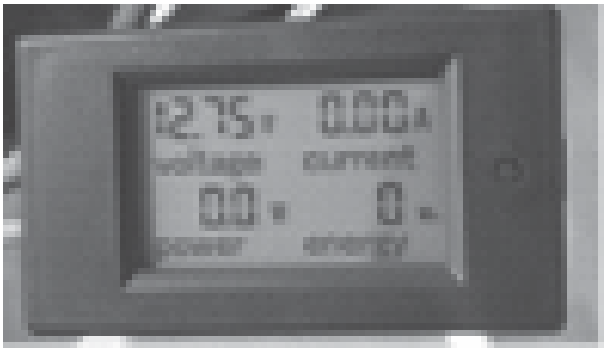
Giá trị góc quay theo trục thẳng đứng chính là góc phương vị γ_c, là góc nằm trong mặt phẳng nằm ngang được đo từ phương Nam (0°) đến hình chiếu pháp tuyến của tấm pin lên mặt phẳng nằm ngang. Xoay sang hướng Đông sẽ có giá trị dương và ngược lại, quay về hướng Tây sẽ có giá trị âm.

$$\sin\gamma = \frac{1}{\cos\alpha}\cos\delta\sin\omega \quad (6)$$

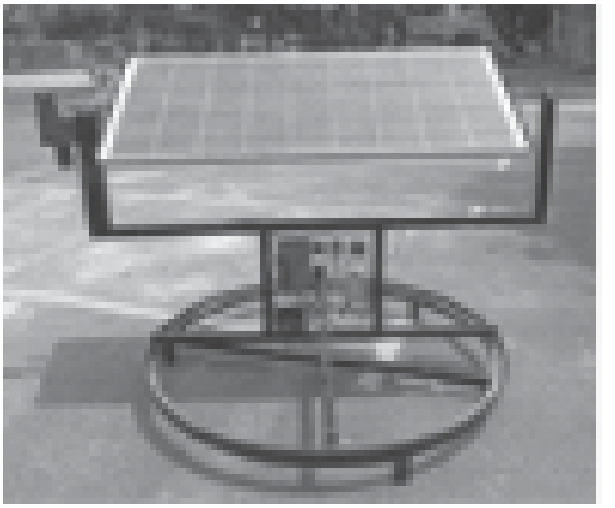
2.3. Phương pháp thực nghiệm

Địa điểm tiến hành đo thực nghiệm là trong khuôn viên Đại học Quốc Gia – Trường Đại học Bách Khoa, thành phố Hồ Chí Minh. Khoảng thời gian đo là vào tháng 8 có độ dài ngày lớn trong suốt 1 năm theo tính toán (12 giờ). Khoảng thời gian tiến hành đo đạc là từ 7 giờ sáng đến 17 giờ chiều.

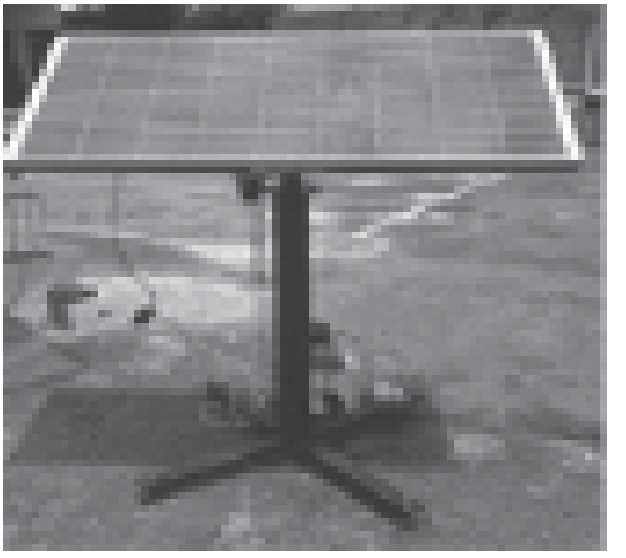
Hệ thực nghiệm sử dụng đồng hồ đo mức năng lượng để theo dõi năng lượng điện sản sinh và tiêu thụ trong suốt thời gian đo đạc. Các đèn có tổng công suất là 150W cùng với ắc quy có dung tích 50Ah được sử dụng nhằm tiêu thụ và tích trữ tải điện để số liệu hiển thị trên đồng hồ đo luôn là dữ liệu tức thời lớn nhất.



Hình 13. Đồng hồ đo với sai số là 0.1W



Hình 14. Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng



Hình 15. Mô hình điều hướng tấm pin theo động cơ bước hoàn chỉnh

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Chú thích:

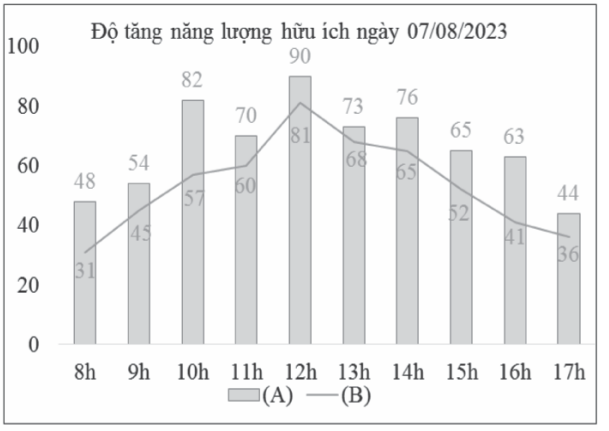
(A) – Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng;

(B) – Mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

Bảng 4. Số liệu lượng điện năng ngày 07/08/2023

07/08/2023											
Mốc thời gian (h)		**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**
(A)	Wh (sạc)	49	104	187	258	350	425	503	570	635	680
	Wh (tiêu thụ)	1	2	3	4	6	8	10	12	14	15
	Wh (hữu ích)	48	102	184	254	344	417	493	558	621	665
(B)	Wh (sạc)	41	97	165	237	329	408	485	548	601	647
	Wh (tiêu thụ)	10	21	32	44	55	66	78	89	101	111
	Wh (hữu ích)	31	76	133	193	274	342	407	459	500	536



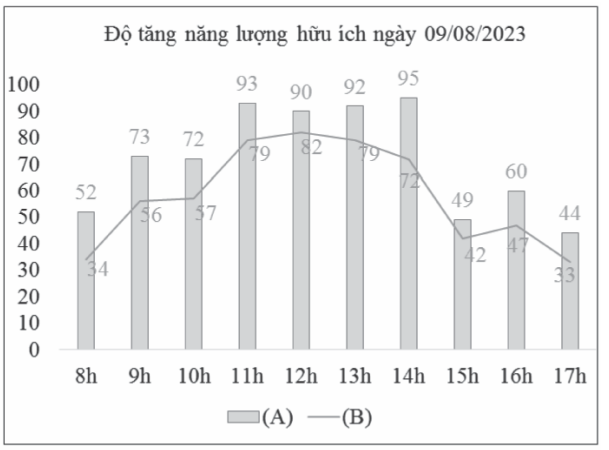
Hình 16. Đồ thị độ tăng năng lượng hữu ích ngày 07/08/2023

Đối với số liệu ở Bảng 4 vào ngày 07/08/2023, có thể thấy lượng điện năng thu được của (A) về tổng thể cao hơn so với (B). Trong quá trình tiến hành thực nghiệm đo đạc trong ngày này thì thời tiết không thuận lợi do thời tiết mây, nắng thất thường.

Ở đồ thị về độ tăng năng lượng hữu ích ở Hình 16, sự chênh lệch thể hiện rõ ràng hơn với sản lượng điện hữu ích từ (A) là lớn hơn nhiều so với (B) vì lúc này đã trừ đi phụ tải các thiết bị điện. Do (B) cần phải duy trì lượng điện cấp cho các thiết bị vận hành cao là 10-11Wh mỗi giờ. Ngược lại, đối với (A) là chỉ cần duy trì đều hằng giờ khoảng 1Wh nên mới có thể thấy rõ được sự chênh lệch này.

Bảng 5. Số liệu lượng điện năng ngày 09/08/2023

09/08/2023											
Mốc thời gian (h)		**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**
(A)	Wh (sạc)	53	127	200	294	385	479	576	627	688	733
	Wh (tiêu thụ)	1	2	3	4	5	7	9	11	12	13
	Wh (hữu ích)	52	125	197	290	380	472	567	616	676	720
(B)	Wh (sạc)	44	111	179	270	363	453	537	590	649	693
	Wh (tiêu thụ)	10	21	32	44	55	66	78	89	101	112
	Wh (hữu ích)	34	90	147	226	308	387	459	501	548	581



Hình 17. Đồ thị độ tăng năng lượng hữu ích ngày 09/08/2023

Đối với số liệu ở Bảng 5 vào ngày 09/08/2023 là một ngày nắng đều. Nhìn vào bảng số liệu nếu ta xét về mặt tổng thể có thể thấy được sự chênh lệch một cách rõ ràng qua từng khung giờ vào những ngày nắng đều như vậy. (A) thể hiện một hiệu suất làm việc trội hơn hẳn so với (B).

Ở đồ thị so sánh độ tăng năng lượng hữu ích ngày 09/08/2023, ta vẫn có thể thấy rõ hơn về tính đặc trưng hiệu quả của (A) so với (B). Sau khi trừ đi tải tiêu thụ thì vào những khung giờ bức xạ Mặt Trời lớn như 10-14h, thấy rõ hiệu năng cao hơn vì tải tiêu thụ khác nhau của hai mô hình và đặc trưng về nguyên lý hoạt động khác nhau.

4. KẾT LUẬN

Cả hai mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng và điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước được đề xuất trong bài nghiên cứu này đều đã cho ra một kết quả khả quan hơn về mặt năng lượng. Bằng những số liệu thực tế đo được, mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng có hiệu quả năng lượng hữu ích cao hơn 24% so với mô hình vận hành bằng động cơ bước và dữ liệu tính toán khi đã trừ đi tải tiêu thụ.

Tuy rằng cả hai mô hình đều mang lại hiệu quả về mặt năng lượng nhưng vẫn còn nhiều bất cập. Đối với mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng cảm biến ánh sáng, do mô hình sử dụng cảm biến bằng 04 tấm pin mặt trời nhỏ rất nhạy với ánh sáng nên vào những khi thời tiết nắng không đều và nhiều mây thì mô hình có xu hướng hoạt động không ổn định (tấm pin không được điều hướng để vuông góc với các tia Mặt Trời), hoặc là đứng yên khi không có sự chênh lệch lớn điện áp giữa các tấm pin, điều này làm giảm đáng kể hiệu suất của mô hình. Đối với mô hình điều hướng tấm pin Mặt Trời bằng động cơ bước, mô hình này chưa thật sự hiệu quả về mặt thực tế do các động cơ bước luôn phải hoạt động liên tục để giữ tấm pin cố định một góc cụ thể, do đó ta phải tiêu hao rất nhiều điện năng để vận hành thiết bị.❖

Ngày nhận bài: **12/9/2023**
Ngày phản biện: **12/10/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. N. T. Bảo; "*Chương 2: Bức xạ Mặt Trời*", trong Giáo trình năng lượng tái tạo và sự phát triển bền vững, NXB. Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2020, pp. 50-109.

[2]. R. Ramful và N. Sowaruth; *"Low-cost solar tracker to maximize the capture of solar energy in tropical countries*", Energy Reports, pp. 295-302, 2022.

[3]. G. Notton, "*Solar Radiation for Energy Applications*", Encyclopedia of Sustainable Technologies, pp. 339-356, 2017.

MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC HỆ GIẢM CHẤN CỦA MÁY ĐẦM LĂN VA RUNG

MODELING AND SIMULATION OF DYNAMIC DAMPING SYSTEM OF IMPACTION ROLLER AND VIBRATION COMPACTOR

Huỳnh Công Lớn*, Lương Văn Tới
Khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh

TÓM TẮT

Mô hình toán của hệ giảm chấn được thành lập trên cơ sở phân tích kết cấu và các thông số làm việc của máy đầm va rung trục lăn. Các mô hình mô phỏng được tạo ra bao gồm chuyển động của xe kéo, khung máy và trống lăn rung. Sử dụng phần mềm MATLAB Simulink để mô phỏng động lực học của cơ hệ trong nhiều môi trường làm việc khác nhau. Kết quả mô phỏng được so sánh với dữ liệu thực nghiệm để điều chỉnh mô hình mô phỏng phù hợp với thực tế hơn. Kết quả mô phỏng cũng chỉ ra rằng các thông số làm việc của trống lu rung ảnh hưởng như thế nào đến bộ phận kéo. Kết quả cho thấy mô hình động lực học và mô hình mô phỏng có thể mô phỏng điều kiện làm việc của trống lu rung và giúp các nhà thiết kế có thể tối ưu hóa các thông số làm của máy đầm rung trục lăn.

Từ khóa: *Trống lu rung; Đầm lăn; Mô phỏng động lực học; Rung va.*

ABSTRACT

The mathematical model of the damping system is established on the basis of structural analysis and working parameters of the roller vibration compactor. The simulation models created include the motion of the tractor, machine frame, and vibrating roller. Use MATLAB Simulink software to simulate the dynamics of the mechanical system in many different working environments. The simulation results are compared with experimental data to adjust the simulation model to better match reality. The simulation results also show how the working parameters of the vibrating roller affect the traction. The results show that the dynamic model and simulation model can simulate the working conditions of the vibrating roller and help designers optimize the working parameters of the roller vibrating machine.

Keywords: *Vibrating roller; Roller compactor; Dynamic simulation.*

1. TỔNG QUAN

Đầm va rung trục lăn là một dạng đầm bê tông khác với đầm lăn tĩnh truyền thống và nén rung. Phương pháp này áp dụng đồng thời kỹ thuật nén rung và va rung, do đó nó mang lại hiệu quả đầm nén tốt hơn. Tuy nhiên, do tác động của các lực va nên thiết bị này thường gây ra rung động và tiếng ồn trong quá trình làm việc.

Áp dụng kỹ thuật mô phỏng và lý thuyết động lực học cơ hệ nhiều bậc tự do, việc mô phỏng động lực học được thực hiện trên toàn bộ mô hình máy đầm va rung trống lăn bằng phần mềm mô phỏng MATLAB Simulink. Các quy luật động lực học của hệ giảm chấn đã cho thấy sự ảnh hưởng đến thông số làm việc của bộ phận kéo và trống lu, từ những kết quả đó giúp cho nhà thiết kế cắt giảm bớt vòng lập trong thiết kế và thử nghiệm.

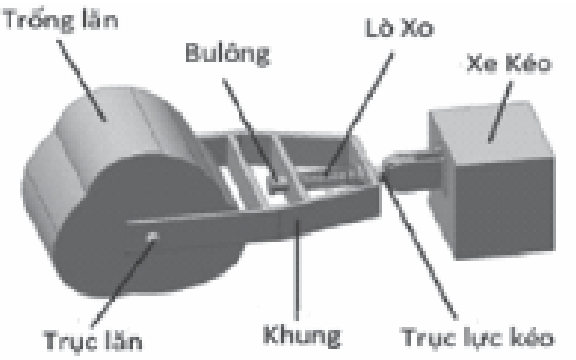
2. NGUYÊN TẮC LÀM VIỆC CỦA MÁY ĐẦM LU VA RUNG

Máy đầm lăn va rung chủ yếu bao gồm máy kéo, trống lăn, khung, cơ cấu giảm chấn và nâng, cơ cấu di chuyển… [1]. Máy kéo là máy ủi, máy xúc hoặc loại phương tiện kỹ thuật khác có thể đáp ứng các yêu cầu của nhiệm vụ kéo. Hình dáng của trống lăn là không tròn đều, biên dạng thông thường là tam cạnh, tứ giác hoặc ngũ giác, biên dạng của các cạnh đa giác là các cung tròn.

Khi máy đầm lăn va rung chuyển động thì đất sẽ bị nén theo chu kỳ thông qua sự tăng giảm của tâm của trục trống lăn do biên dạng bên ngoài của trống không tròn. Nó có thể sử dụng sự biến đổi tuần hoàn của năng lượng ở dạng động năng và thế năng của trống lăn để tác dụng lực tác động với biên độ lớn và tần số thấp tới đất, ngay lập tức sẽ có sự giải phóng năng lượng va chạm lớn để tạo ra gia tốc chuyển động cho các hạt vật liệu và độ dịch chuyển lớn làm tăng mật độ của vật liệu để đạt được mục tiêu nén [2]. Tải trọng tác động theo chu kỳ và độ gồ ghề của mặt đường sẽ gây ra các lực nén ngang và rung động trong các bộ phận của máy, ví dụ: khung xe, bánh xe lăn, xe kéo và người lái.

3. MÔ HÌNH MÔ PHỎNG VÀ MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỆ GIẢM CHẤN MÁY ĐẦM LĂN VA RUNG

3.1. Mô hình 3D của máy đầm lăn va rung



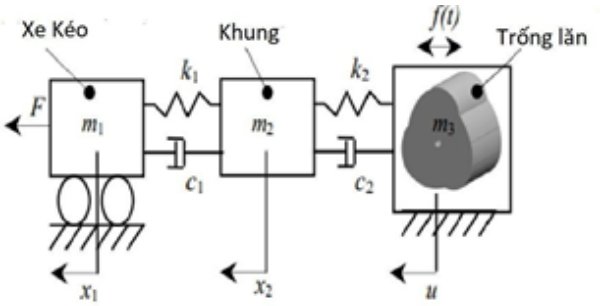
Hình 1. Mô hình 3D của máy đầm trống lăn va rung

Cấu tạo của máy đầm trống lăn va rung được xây dựng như hình 1, nó bao gồm các phần chính như sau: trống lăn có biên dạng là các mặt cung tròn ghép lại, khung kéo được liên kết với trống lăn qua trục của trống và máy kéo qua trục kéo có lò xo giảm chấn.

Hệ thống giảm chấn là thành phần quan trọng để cách ly dao động từ trống lăn tác động lên khung máy và máy kéo. Hệ thống giảm chấn này được thiết kế để làm việc ở hai mức cấp độ. Cấp độ một chỉ xem xét trục kéo, khung kéo và các bộ phận lò xo giảm chấn; Cấp độ hai được hình thành bởi trục bánh xe lăn, bánh xe lăn, khối cao su đệm được lắp giữa trục của trống lăn và trống lăn.

3.2. Mô hình động lực học của máy đầm lăn va rung

Hệ phương trình động lực học của hệ giảm chấn cho máy đầm va rung trục lăn là mô hình toán của hệ thống cách ly rung động. Các đối tượng cần phải được cách ly rung động do sự tác động của trống lăn là xe kéo, khung và tài xế. Giả sử máy đầm lăn va rung làm việc trên bề mặt tương đối bằng phẳng và nhận lực kéo ngang từ máy kéo. Hình 1 thể hiện sơ đồ phác thảo của hệ giảm chấn ba bậc tự do được mô hình hệ thống bao gồm máy kéo, khung và bánh xe lăn.



Hình 2. Mô hình động lực học của hệ giảm chấn của máy đầm trống lăn va rung

Các đại lượng được hiển thị trong hình 2: m_1, m_2, m_3 lần lượt là khối lượng xe kéo, khối lượng khung xe, khối lượng trống lăn; k_1, k_2 là độ cứng của cơ hệ; c_1, c_2 là hệ số giảm chấn của cơ hệ; F là lực kéo phát động từ xe kéo và f(t) là lực tác động theo phương tiếp tuyến với mặt đường được sinh ra bởi chuyển động quay của trống lăn không đối xứng.

Giả thuyết rằng xe kéo chuyển động về phía trước với vận tốc đều và hệ thống giảm chấn của máy đầm va rung trống lăn ở trạng thái cân bằng dưới tác dụng của ngoại lực. Theo Định luật II Newton, phương trình động lực học của hệ là:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{u}) + k_2(x_2 - u) = 0 \\ m_3\ddot{u} + c_2(\dot{u} - \dot{x}_2) + k_2(u - x_2) = f(t) \end{cases} \quad (1)$$

Hệ phương trình (1) có thể biểu diễn dưới dạng ma trận như sau:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (2)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & o \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} c_1 & c_1 & 0 \\ c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & o \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_3 \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f(t) \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Trong đó: M, C, K tương ứng là ma trận khối lượng, ma trận giảm chấn, ma trận độ cứng; F là vector tải trọng; X là vector chuyển vị.

Giả sử rằng f(t) chỉ gây ảnh hưởng đến các bộ phận của hệ thống máy đầm và người lái khi trống lăn tác động lên đường, chuyển vị ban đầu của khung và máy kéo bằng xem như không đáng kể và thời gian va chạm thì rất ngắn, như vậy tổng xung lực tương tác chỉ được xem xét ở giai đoạn trống lăn va chạm với mặt đất [3]. Tổng xung, J, được xác định bởi:

$$J = \int_0^{\tau} f(t)dt \quad (4)$$

Trong đó, τ tổng thời gian trống lăn va chạm với mặt đất, J là tổng xung lực tác dụng lên các bộ phận máy đầm. Như vậy vận tốc chuyển động của khung máy được xác định như sau:

$$v_m = \frac{J}{m_3} \quad (5)$$

Thay các giá trị ban đầu vào hệ phương trình (1), ta có:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = u(0) = 0 \\ \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0 \\ \dot{u}(0) = v_m \end{cases} \quad (6)$$

4. MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC HỆ GIẢM CHẤN CỦA MÁY ĐẦM LĂN VA RUNG

4.1. Mô hình mô phỏng hệ giảm chấn của máy đầm lăn va rung

Mô hình bao gồm các chuyển động tương đối của các khối lượng m1, m2, và m3 được xác định rõ ràng, thông qua các chi tiết giảm chấn như lò xo, đệm cao su. Các chuyển động này được xác định bởi các hàm chuyển vị theo thời gian.

4.2. Xác định các điều kiện biên cho các chuyển động

Tấm phẳng hình chữ nhật được mô phỏng mặt đường tiếp xúc với bánh xe lăn. Tấm được kết nối nối đất bằng mối nối cố định. Các khớp quay được xác định tương ứng giữa trống lăn và trục trống lăn, khung và trục trống lăn, trục máy kéo và lực kéo, dẫn động bánh xe và trục. Mối nối ràng buộc giữa khung và trục kéo được định nghĩa là khớp tịnh tiến.

4.3. Xác định các lực tác dụng

a) Lực lò xo

Lực lò xo nối trục kéo với khung mô phỏng hệ thống giảm chấn đầu tiên. Độ cứng lò xo đệm được tính toán là 282 N/mm.

b) Lực ép ống lót

Giai đoạn thứ hai của hệ thống giảm chấn bao gồm các khối cao su và lốp xe. Nó có thể làm giảm rung động xuyên tâm và ngang.

c) Lực kéo

Sự tương tác giữa trống lăn và mặt đất được xem như là bài toán va chạm giữa hai khối lượng và sinh ra lực va được mô phỏng như sau:

$$F = \begin{cases} Max(0, k(x_1 - x)^e - step(x, x_1 - d, c_{\max}, x_1, 0)\dot{x}) : x < x_1 \\ 0 : x > x_1 \end{cases} \quad (7)$$

Trong đó: step là hàm bậc thang; k là độ cứng tiếp xúc nó phụ thuộc vào tính chất của vật liệu và hình dáng hình học của các vật thể va chạm; x là khoảng cách thực tế giữa hai vật thể va chạm; e là giá trị thực dương biểu thị chỉ số phi tuyến; c_{max} là hệ số giảm chấn; d là độ sâu xuyên thấu; x_1 là giá trị thực không đổi; x là tốc độ xuyên thấu tại điểm tiếp xúc.

Khi $x \geq x_1$ thì hai vật chưa tiếp xúc nhau và lực va chạm bằng không. Khi $x < x_1$, khi đó sự va chạm đã xảy ra với các tham số được chỉ định tương ứng là: hệ số độ cứng k là $1{,}0 \times 10^3$ N/mm; hệ số phi tuyến e là 1.6; hệ số giảm chấn c thường là 120 N.s/mm; độ sâu xuyên thấu d là 0.2 mm; hệ số ma sát tĩnh giữa đất và thép là 0,75; hệ số ma sát động là 0,57.

4.4. Xác định mô-men truyền động từ xe kéo cho trống lăn

Mô-men dẫn động giữa bánh xe và trục máy kéo là được định nghĩa trong MATLAB Simulink, điều khiển máy kéo chuyển động phía trước. Để giữ thăng bằng chuyển động, tất cả các bánh xe mô-men truyền động được thêm vào mô hình mô phỏng.

5. PHÂN TÍCH MÔ PHỎNG VÀ BÀN LUẬN

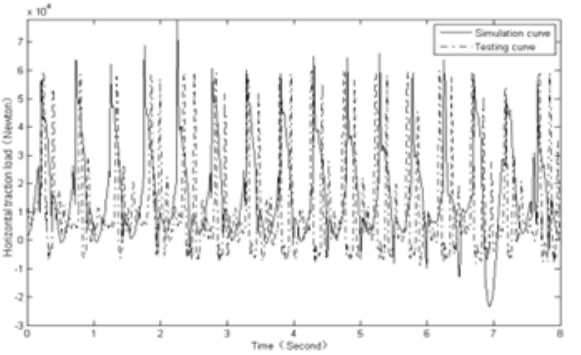
5.1. Điều kiện mô phỏng

Tất cả các mô-men dẫn động bánh xe được cung cấp bởi hàm bậc thang, nó được mô phỏng trong Matlab Simulink. Theo các khảo sát thử nghiệm, giá trị trung bình của tốc độ xe lu là 14,4 km/h trong điều kiện làm việc bình thường. Đơn vị đo trong MATLAB là hệ đơn vị quốc tế SI. Theo số liệu thực nghiệm, các thông số kết cấu của hệ thống cách ly rung có thể được xác định như sau: độ cứng lò xo k_1 là 282 N/mm và k_2 là 300 N/mm; hệ số giảm chấn c_1 là 50 N·S/mm và c_2 là 800 N·S/mm.

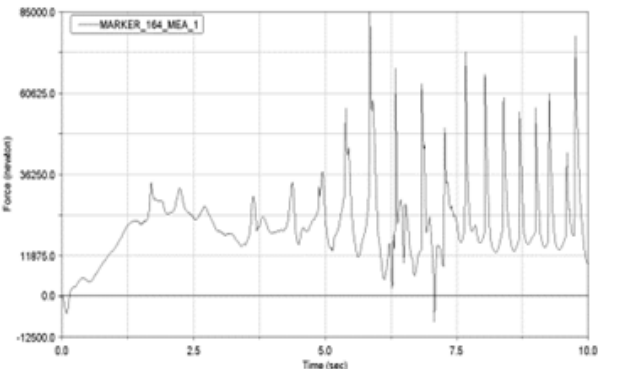
5.2. Kết quả mô phỏng và nhận xét

Trong Matlab Simulink, hiệu suất của hệ thống được mô phỏng và định luật tải trọng va đập theo phương ngang tác dụng lên máy kéo mô phỏng tương ứng. Hình 3 cho thấy mô phỏng và kiểm tra đường cong tải trọng ngang trong điều kiện máy đầm trống lăn va rung đang làm việc ở vận tốc trung bình là 14.4 km/giờ. Trục tung biểu diễn tải trọng ngang tác động lên máy kéo dọc theo phương x và trục hoành biểu diễn thời gian mô phỏng. Hình 4 biểu diễn đường cong tải trọng tác động mô phỏng trong quá trình máy đầm lăn gia tốc từ 0 lên 22 km/h.

Trong hình 3 xuất hiện hai đỉnh tải liền kề trên đường cong trong quá trình thí nghiệm khi mỗi cạnh của trống lăn đập xuống đất. Nguyên nhân là do cảm biến lực căng có thêm tải nên tải thực tế chỉ nên có một đỉnh. Bằng cách so sánh đường cong mô phỏng và kiểm tra, luật biến thiên của lực tác động ngang được hiển thị trong hình 3 về cơ bản phù hợp với tải trọng của đường cong thử nghiệm, tần số tác động và phạm vi của giá trị tải. Sai số của nó nằm trong giới hạn cho phép. Do đó, kết quả mô phỏng xác nhận tính đúng đắn của mô hình động lực học.

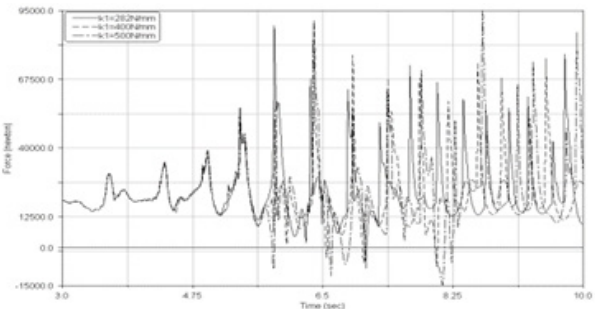


Hình 3. Đường cong tải trọng mô phỏng và kiểm tra

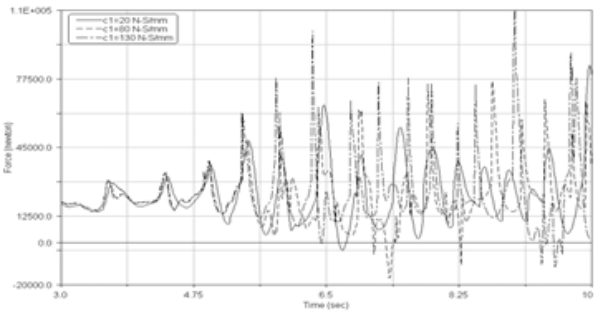


Hình 4. Đường cong tải trọng tác động lên máy kéo theo phương ngang khi tăng tốc từ 0 lên 22 km/h

Khi thay đổi các tham số ảnh hưởng đến chế độ làm việc của hệ thống khi mô phỏng như độ cứng k1 được đặt tương ứng với các giá trị 282, 400 và 500 N/mm, đường cong tải trọng tác động đến máy kéo theo phương ngang được thể hiện như sau (hình 5). Các đường cong biểu thị cho thấy rằng khi giá trị k_1 tăng lên, tải trọng kéo tăng không mạnh, đạt cực đại xuất hiện phía trước, lực kéo lùi tăng lên và tải trọng về cơ bản là không thay đổi, nhưng trống lăn bật lại từ mặt đất ngày càng nhiều và các đường cong tải trọng thay đổi không đều. ☞

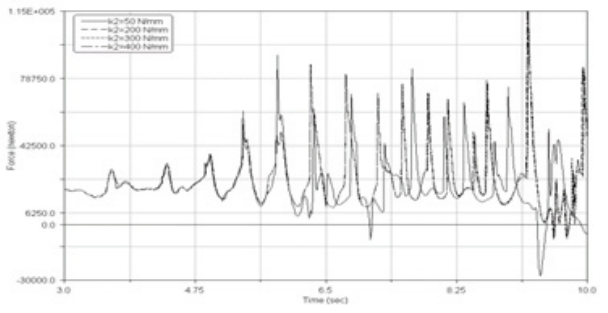


Hình 5. Đường cong mô phỏng tải trọng tác động lên máy kéo theo phương ngang khi thay đổi độ cứng k_1

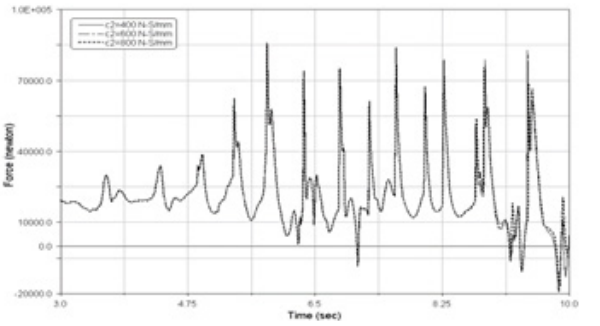


Hình 6. Đường cong mô phỏng tải trọng tác động lên máy kéo theo phương ngang khi thay đổi hệ số giảm chấn c_1

Hình 6 cho thấy ảnh hưởng của giảm chấn đến hệ thống khi hệ số giảm chấn c_1 được xác định là 20, 80 và 130 N·S/mm. Khi giá trị giảm chấn tăng, tải tác động theo phương ngang lên xe kéo tăng lên và trống lăn nảy lên khỏi mặt đất, ảnh hưởng đến tần số va đập của trống lăn tới mặt đất và hiệu quả đầm lèn giảm.



Hình 7. Đường cong mô phỏng tải trọng tác động lên máy kéo theo phương ngang khi thay đổi hệ số độ cứng k_2



Hình 8. Đường cong mô phỏng tải trọng tác động lên máy kéo theo phương ngang khi thay đổi hệ số giảm chấn c_2

Hình 7 thể hiện sự thay đổi của đường cong tải trọng tác dụng theo phương ngang khi độ cứng cấp thứ hai k_2 được chọn tăng dần từ 50, 200, 300 và 400N/mm. Như được thấy trong Hình 7, tần số của tất cả các đường cong về cơ bản là giống nhau và tải trọng kéo tăng khi tăng k_2; khi k_2 là 200, 300 và 400, sự thay đổi của đường cong giống nhau. Đường cong giải thích khi giá trị của k_2 lên rất nhiều thì tải trọng tác dụng theo phương ngang giảm đi. Do đó, bằng cách giảm k_2, tải trọng tác động có thể giảm tương ứng. Hình 8 hiển thị các đường cong tải trọng tác động ngang khi ở cấp độ thứ hai hệ số giảm chấn c_2 được chọn là 400, 600 và 800 N·S/mm. Như trong hình 8, với sự gia tăng độ giảm chấn hệ số c_2, tần số va đập của trống lăn giữ nguyên không đổi, biên độ tải trọng kéo tăng lên một chút.

6. KẾT LUẬN

Ảnh hưởng của các hệ số độ cứng, hệ số giảm chấn và vận tốc của xe kéo đến tải trọng tác động theo phương ngang của máy đầm trống lăn va rung đã được nghiên cứu thông qua chương trình mô phỏng động lực học của hệ giảm chấn. Mô hình lốp xe và mặt đường đã được đưa vào mô hình động lực học của cơ hệ để mô phỏng sự tương tác của xe kéo đến tải trọng đầm. Kết quả mô phỏng cho thấy tải

trọng kéo nhạy cảm với hệ số giảm chấn cấp một và vận tốc lực kéo, trong điều kiện đầm nén bình thường, lực kéo tối đa vòng 60 ~ 80 kN. Giảm độ cứng cấp độ thứ hai có thể làm suy yếu lực tác động ngang lên xe kéo. Hệ số giảm chấn cấp độ thứ hai ít ảnh hưởng đến tải trọng kéo. Khi tăng tốc độ của xe kéo thì lực tác động theo phương ngang tăng, tần số tăng lên đáng kể, độ sâu nén đất cũng tăng. Những kết quả này có thể giúp các nhà thiết kế hợp lý hóa quá trình thiết kế máy.❖

Ngày nhận bài: **08/9/2023**
Ngày phản biện: **15/10/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Qing-Zhe Z., Bing Y., Jing-Liang D., Bao-Gui Y.. *Signal analysis on soil stress from vibrating compaction based on wavelet transform*.

[2]. Al-Tabbaa, A. and Evans, W.C. (2005). Stabilization-Solidification *Treatment and Remediation: Part I: Binders and Technologies-Basic Principal. Proceedings of the International Conference on Stabilization/ Solidification Treatment and Remediation* (pp. 367-385). Cambridge, UK: Balkerma.

[3]. Beeghly, J. (2003). *Recent Experiences with Lime – Fly Stabilization of Pavement Subgrade Soils,* Bas, and Recycled Asphalt. International Ash Utilization Symposium (p. Paper No. 46). Kentucky: University of Kentucky.

[4]. Åhnberg, H. and Holm, G. (1999). *Stabilization of Some Swedish Organic Soils with Different Types of Binders*. Proceeding of Dry Mix Methods for Deep Soil Stabilization (pp. 101-108). Stockholm: Balkema.

[5]. Yasui, S., Yokozawa, K., Yasuoka, N. and Kondo, H. (2005). *Recent Technical Trends in Dry Mixing (DJM) in Japan.* Stockholm: Proceeding of the International Conference on Deep Mixing-Best Practice and Recent Advances.

[6]. Pousette, K., Mácsik, J. and Jacobsson, A. (1999). *Peat Soil Samples Stabilized in Laboratory-Experiences from Manufacturing and Testing.* Proceeding of Dry Mix Methods for Deep Stabilization (pp. 85-92). Stockholm: Balkema, Rotterdam.

[7]. Hu Renxi. *UG NX6.0 Chinese edition from introduction to mastering* [M]. Beijing: China Machine Press, 2008.

TỐI ƯU HÓA HIỆU SUẤT MÁY CÔNG CỤ BẰNG PHẦN MỀM HỖ TRỢ GIA CÔNG

OPTIMIZE MACHINE TOOL PERFORMANCE WITH SOFTWARE SUPPORT FOR PROCESSING

Lê Thượng Hiền, Ngô Sỹ Đồng
Trường Đại học Điện lực

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nền tảng tích hợp, cho phép sử dụng các khả năng xử lý mã lệnh, mô phỏng gia công và tối ưu hóa lực cắt tại một vị trí, giúp giảm đáng kể thời gian từ khi tạo chương trình đến khi bắt đầu gia công. Các thử nghiệm "Tùy chọn tối ưu hóa lực cắt" đã cho thấy thời gian cắt thô giảm tới 20%, điều này không chỉ giúp tiết kiệm chi phí đáng kể mà còn giúp hạn chế mài mòn dao cụ.

Từ khóa: *Tối ưu hóa; Hiệu suất máy.*

ABSTRACT

In this paper, an integrated platform is presented. It allows the use of code processing capabilities, machining simulation and cutting force optimization at one location, helping to significantly reduce the time from program creation to start. machining head. Tests of the "Cutting Force Optimization Option" have shown rough cutting times to be reduced by up to 20%, which not only results in significant cost savings but also helps limit tool wear.

Keywords: *Optimize; Machine performance.*

1. MỞ ĐẦU

Việc sử dụng các phần mềm đáng tin cậy là cầu nối giữa CAD/CAM và máy móc được phát triển với mục đích tối đa hóa năng suất, giảm thời gian gia công và giảm thiểu hao mòn dao cụ.

Trong những năm gần đây, chúng ta đã chứng kiến nhu cầu ngày càng tăng đối với máy móc để có thể xử lý các phôi gia công có hình dạng phức tạp. Đáp ứng nhu cầu này, chúng tôi đã khai thác phần mềm CELOS DYNAMIC post. Phần mềm toàn diện này tổng hợp các khả năng xử lý mã lệnh, mô phỏng gia công và tối ưu hóa lực cắt vào một số ứng dụng trong sản xuất cơ khí.

Phần mềm CELOS DYNAMIC post là phần mềm máy tính tích hợp ba chức năng: Bộ xử lý sau, mô phỏng gia công và tối ưu hóa lực cắt. Sau khi chuyển đổi đường chạy dao do CAD/CAM thiết kế sang chương trình NC trên bộ xử lý sau, chức năng mô phỏng cắt sử

dụng công nghệ song sinh kỹ thuật số của hãng DMG MORI để đánh giá hình dạng gia công, thực hiện kiểm tra nhiễu và sau đó ước tính thời gian gia công. Chức năng tối ưu hóa lực cắt đánh giá tải cắt và tự động tạo chương trình NC với các điều kiện gia công được tối ưu hóa.

Hiện nay, tại Việt Nam, các phần mềm hỗ trợ gia công cơ khí được sử dụng rộng rãi. Tuy nhiên, với một công cụ tích hợp các chức năng mới trong phần mềm này, cho phép người sử dụng tối ưu được các thông số liên quan và giá thành sản phẩm.

2. TỐI ƯU HÓA HIỆU SUẤT TRÊN CƠ SỞ PHẦN MỀM

Chọn chế độ cắt trong gia công cơ khí ít tốn thời gian nhất là chế độ cắt là xác định chiều sâu cắt, số lần chạy dao, lượng chạy dao, tốc độ cắt và công suất cần thiết trong điều kiện gia công nhất định.

Chế độ cắt trong gia công cơ khí hợp lý là chế độ cắt ít tốn thời gian nhất để chế tạo sản phẩm, do đó giá thành của nó rẻ nhất. Nếu chọn đúng kết cấu dao, thông số hình học phần cắt, vật liệu, phương pháp mài sắc và mài bóng cũng như xác định đúng đắn cách gá đặt, kẹp chặt dao và phôi, điều chỉnh máy tốt, trang bị công nghệ có kết cấu hợp lý sẽ tạo điều kiện để chọn chế độ hợp lý và tiết kiệm.

Chọn chế độ cắt là xác định chiều sâu cắt, số lần chạy dao, lượng chạy dao, tốc độ cắt,... Vì vậy, để đưa ra 1 công thức cụ thể để tính chế độ cắt cho từng loại vật liệu, điều cần phải vạch rõ ràng những yêu cầu về độ chính xác kích thước, hình dáng, độ bóng bề mặt sau khi gia công, đặc trưng vật liệu sản phẩm như nhãn hiệu thép, trạng thái cơ tính và trạng thái lớp bề mặt phôi.

Các thông số về lượng chạy dao (S), vận tốc cắt (V) và chiều sâu cắt (T).. Các thông số này cực kỳ quan trọng, nó ảnh hưởng trực tiếp tới quá trình gia công cũng như chất lượng sản phẩm, thời gian gia công, nhiệt độ cắt, dao và quá trình lẹo dao, độ nhám, độ cong vênh, năng suất,.. và từ đó ảnh hưởng trực tiếp đến giá thành sản phẩm.

Chế độ cắt chịu sự tác động của một loạt các nhân tố như thành phần hóa học của vật liệu, phương pháp sản xuất, và gia công nhiệt, cấu trúc tế vi, độ lớn của hạt và mạng lưới tinh thể. Các nhân tố trên nhiều khi ảnh hưởng 1 cách tương hỗ nhau đến chộ cắt và không thể đánh giá độc lập, riêng lẻ nhau, chế độ cắt còn phụ thuộc vào phương pháp gia công, loại vật liệu dao, thông số hình học dụng cụ cắt gọt, điều kiện gá, kẹp chặt chi tiết, vì vậy, chế độ cắt rất phức tạp, thường được chọn theo kinh nghiệm và sử dụng các công thức thực nghiệm để tính toán chế độ cắt.

Các yếu tố ảnh hưởng đến chế độ cắt trong gia công cơ khí:

+ Chiều sâu cắt (t): Là khoảng cách giữa các bề mặt đang và đã gia công, đo theo chiều vuông góc với bề mặt đã gia công.

+ Lượng chạy dao (s): Là khoảng cách dịch chuyển của dao trên vòng quay của phôi, hoặc là khoảng dịch chuyển của phôi sau một vòng của dao.

+ Thường có lượng chạy dao dọc, ngang, nằm ngang, thẳng đứng, nghiêng, hoặc là lượng chạy dao tròn.

+ Chiều rộng của Phôi b(mm): Là khoảng cách giữa các bề mặt đang và đã gia công đo theo mặt cắt.

+ Chiều dày phôi a (mm): Là khoảng cách giữa hai vị trí liên tiếp của mặt cắt sau một vòng quay của phôi hay sau một lần chạy dao, ☞

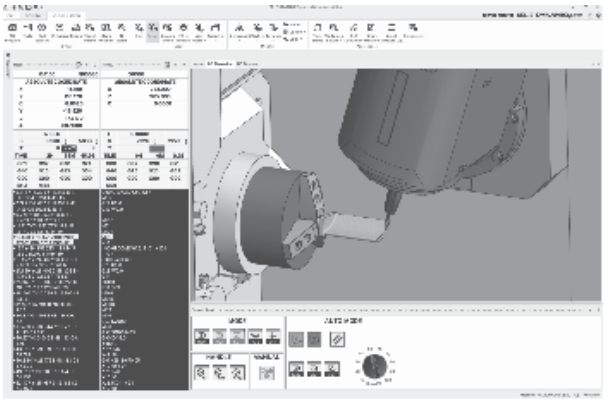
đo theo phương vuông góc với chiều rộng phôi.

+ Diện tích phôi f (mm^2): Là chiêu sâu cắt (t) và lượng chạy sao (S), hoặc chiều rộng phôi (b) với chiều dày (a): f = ts = ba.

+ Tốc độ cắt V(m/ph): Là đoạn đường dịch chuyển của lưỡi cắt đối với mặt đang gia công trong một đơn vị thời gian.

Mỗi phương pháp gia công khác nhau thì đều có các thông số về chế độ cắt khác nhau, và chế độ cắt phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố. Chính vì vậy, các thông số chế độ cắt và đặc biệt là cách lựa chọn thông số chế độ cắt trong gia công cơ khí chế tạo máy là điều mà chúng ta cần lưu ý.

Phần mềm mới CELOS DYNAMIC post có thể thực hiện một cách thuận lợi trong quá trình tối ưu hóa (Hình 1: Giao diện chính).



Hình 1. Giao diện chính phần mềm CELOS DYNAMIC post

CELOS DYNAMIC post cho phép chạy mô phỏng cắt chương trình NC chính xác.

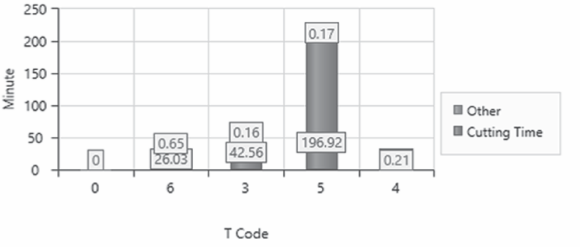
+ Chức năng nghiên cứu thời gian được sử dụng để thực hiện dự đoán thời gian chu kỳ chính xác (trong phạm vi chính xác 10%).

+ Chức năng kiểm tra nhiễu giúp ngăn ngừa nhiễu khi gia công, giúp gia công an toàn hơn.

+ Ngoài các chương trình do CAM thiết kế, nó còn tương thích với các mô phỏng chương trình được viết bằng chức năng lập trình hội thoại MAPPS.

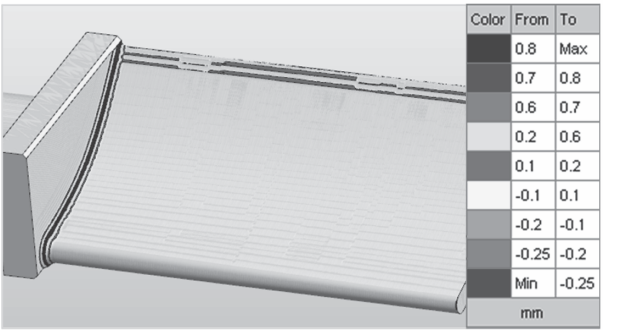
Kết quả về chức năng thời gian ở hình 2:

	T Code	Comment	Max. Speed	Cutting Time	Other	Cutting + Other	Percentage
1	0	-	0.000	0.00M	0.00M	0.00M	0.001%
2	6	16R2EM	2228.000	26.03M	0.65M	26.68M	9.998%
3	3	8BEM	5968.000	42.56M	0.16M	42.72M	16.008%
4	5	6BEM	5968.000	196.92M	0.17M	197.08M	73.855%
5	4	10EM	4138.000	0.16M	0.21M	0.37M	0.138%



Hình 2. Chức năng thời gian

So sánh các mô hình 3D do CAD thiết kế và hình dạng cắt mô phỏng (trên hình 3).



Hình 3. Mô hình 3D thiết kế hỗ trợ

Bộ xử lý sau chuyên dụng có thể được sử dụng để tạo các chương trình NC tương thích với máy công cụ DMG MORI.

+ Tương thích với các chức năng chuyên dụng (Điều chỉnh ứng dụng, mã Quick M).

+ Điều chỉnh ứng dụng: Giảm đáng kể thời gian gia công thô và cải thiện độ chính xác.

+ Hỗ trợ nhập liệu tự động để giảm bớt công việc nhập liệu của người vận hành.

ISSN 2615 - 9910 (bản in), ISSN 2815 - 5505 (online)
TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 308, tháng 10 năm 2023
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

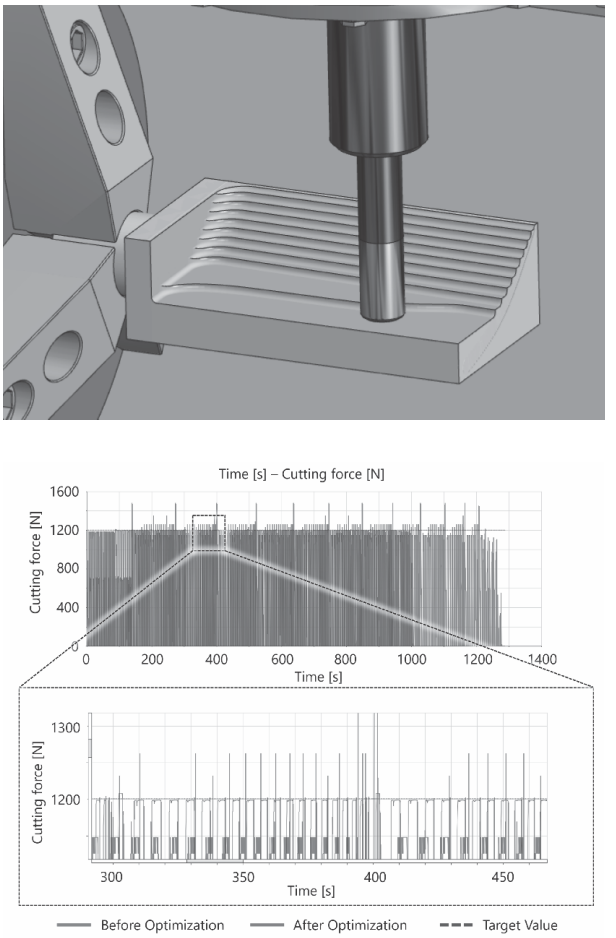
Giảm thời gian cắt và hạn chế hư hỏng dụng cụ.

Chức năng tối ưu hóa lực cắt cung cấp khả năng kiểm soát tối ưu các điều kiện gia công.

+ Bằng cách cung cấp khả năng kiểm soát tối ưu các điều kiện gia công, giảm 20% thời gian cắt thô và hạn chế hư hỏng dụng cụ.

+ Kết quả mô phỏng lực cắt có thể được xem dưới dạng biểu đồ.

- Kiểm tra trước các khu vực có tải cắt cao dẫn đến hư hỏng dụng cụ.



Hình 4. Tối ưu hóa lực cắt

Phương pháp mô phỏng trực quan và tối ưu hóa cho phép giảm thời gian và nâng cao chất lượng của chi tiết máy.

3. KẾT LUẬN

Sử dụng phần mềm CELOS DYNAMIC post các thử nghiệm "Tùy chọn tối ưu hóa lực cắt" đã cho thấy thời gian cắt thô giảm tới 20%, điều này không chỉ giúp tiết kiệm chi phí đáng kể mà còn giúp hạn chế mài mòn dao cụ.

Việc tính toán, mô phỏng quá trình tối ưu hóa cắt gọt dựa trên cơ sở các phương pháp truyền thống giúp giảm thời gian và giá thành trong hỗ trợ thiết kế.❖

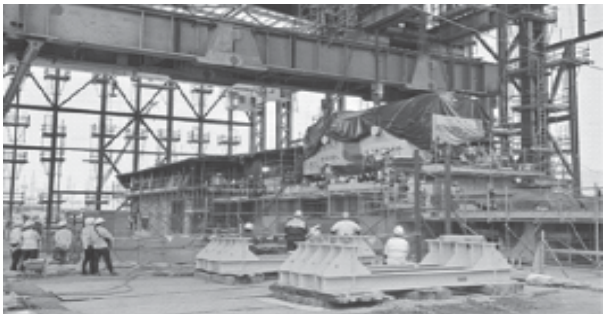
Ngày nhận bài: **02/10/2023**
Ngày phản biện: **16/10/2023**

Tài liệu tham khảo:

[1]. PGS, TS. Nguyễn Trọng Bình; *Tối ưu hóa quá trình cắt gọt,* NXB. Giáo dục, 2003.
[2]. Andoni, *CNC Smoothing – How to Optimize a Design for CNC Cutting*, https://www.scan2cad.com/blog/cnc/cnc-smoothing/
[3]. Shingo Tajima et all, Global tool-path smoothing for CNC machine tools with uninterrupted acceleration. International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volume 121, October 2017, Pages 81-95
[4]. DMG MORI, https://www.dmgmori.co.jp/en/products/machine/id=6297

Lắp đặt máy phát điện và đưa tubin khí dự án nhà máy điện Nhơn Trạch 3 vào bệ móng

Sáng ngày 13/10 và ngày 16/10/2023, Tổng công ty Lắp máy Việt Nam (Lilama) phối hợp với chủ đầu tư, các nhà thầu tiến hành đưa máy phát điện và tuabin khí dự án nhà máy điện Nhơn Trạch 3 vào bệ móng. Đây là cột mốc quan trọng của Dự án nhà máy điện Nhơn Trạch 3 và Nhơn Trạch 4, nhằm đảm bảo tiến độ phát điện thương mại (COD) Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 vào quý IV/2024 và Nhà máy điện Nhơn Trạch 4 vào quý II/2025.



Máy phát điện được đưa vào vị trí lắp đặt

Máy phát điện Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 do OEM GE cung cấp, mã hiệu W88, xuất xứ: Ba lan, có công suất 892 MVA, trọng lượng 453,6 tấn, (Chiều dài: 11,89 m, chiều rộng: 4,86 m, chiều cao: 4,92 m), thời gian sản xuất chế tạo 15 tháng từ 03/2022 đến 06/2023.

Tổng giám đốc Lilama Lê Văn Tuấn (thứ 6 từ phải qua) chỉ đạo tại công trường dự án nhiệt điện Nhơn Trạch 3

Turbine khí do OEM GE cung cấp, xuất xứ: Pháp, mã hiệu 9HA02, trọng lượng 431,1 tấn, (Chiều dài: 12,2 m, chiều rộng: 5,45 m, chiều cao: 5,4 m). Thời gian sản xuất và chế tạo 15 tháng từ 03/2022 đến 06/2023.

Tuabin khí được đưa vào vị trí lắp đặt an toàn

Dự án Nhà máy điện Nhơn Trạch 3 và 4 tại huyện Nhơn Trạch, tỉnh Đồng Nai là dự án quan trọng quốc gia, thuộc Quy hoạch Điện VII, được Chính phủ giao cho Tổng công ty Điện lực Dầu khí Việt Nam (PV Power) làm chủ đầu tư, Samsung C&T Corperation và Tổng Công ty lắp máy Việt Nam Lilama là 2 đơn vị liên danh tổng thầu. Dự án được thực hiện theo hợp đồng thiết kế - mua sắm - xây dựng - lắp đặt - chạy thử và nghiệm thu (EPC), có công suất 1.500 MW với tổng mức đầu tư 1,4 tỉ USD.

Dự án Nhiệt điện Nhơn Trạch 3 và 4 sử dụng nhiên liệu khí LNG đầu tiên tại Việt Nam. Sau khi đi vào hoạt động sẽ góp phần thực hiện cam kết phát thải ròng về 0 vào năm 2025 của Thủ tướng Chính phủ tại Hội nghị COP26 cũng như đảm bảo an ninh năng lượng của quốc gia.❖

DUY TÌNH