

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

4. Đặt vấn đề.

5. Vật liệu và phương pháp nghiên cứu.

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

7. Kết luận.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Địa chỉ: Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

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

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

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 328, tháng 5 năm 2025
cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

TỔNG BIÊN TẬP
HÀ DUY KHÁNH

PHÓ TỔNG BIÊN TẬP
ĐẶNG VĂN LONG

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP

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

THIẾT KẾ MỸ THUẬT
NGÂN GIANG

*Tập chí Cơ khí Việt Nam:

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

TẠP CHÍ



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

CƠ KHÍ
VIỆT NAM
VIETNAM MECHANICAL ENGINEERING JOURNAL

CƠ QUAN CỦA TỔNG HỘI CƠ KHÍ VIỆT NAM

• <http://cokhivietnam.vn> / tapchicokhi.com.vn



- ❖ Nghiên cứu các dạng hỏng của khuôn dập khối, nguyên nhân và phương hướng khắc phục
- ❖ Nghiên cứu xác định mức độ hấp thụ năng lượng va chạm khung xương xe khách
- ❖ Tối ưu hóa kết cấu khung vỏ ô tô con theo rung ồn

Số 328, tháng 5 năm 2025

Tạp chí Cơ khí Việt Nam phát hành ngày 20 tháng 5 năm 2025

TÒA SOẠN TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM

Số 4 Phạm Văn Đồng (trong Viện Nghiên cứu Cơ khí), P. Mai Dịch, Cầu Giấy, Hà Nội

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

Email: tckvvn@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 Bào, phường 4, quận Gò Vấp,
TP. Hồ Chí Minh
Điện thoại: 0913 921 407
Email: tckvvn@hcmut.edu.vn

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

2. Tại tỉnh Quảng Ninh:

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

3. Tại Thái Nguyên:

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

Phòng viên thường trú:

1. Tại Hải Phòng:

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

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

TẠP CHÍ CƠ KHÍ VIỆT NAM, Số 328, tháng 5 năm 2025

cokhivietnam.vn / tapchicokhi.com.vn

NGHIÊN CỨU – TRAO ĐỔI (4-41)

1. Lê Trung Kiên, Phùng Tiến Duy: Nghiên cứu các dạng hỏng của khuôn dập khối, nguyên nhân và phương hướng khắc phục.....	4
2. PGS,TS. Nguyễn Thành Công, ThS. Đỗ Thành Phương, Nguyễn Việt Anh, Tạ Đình Chung Hiếu, Lê Việt Anh, Nguyễn Quang Dũng, Nguyễn Minh Diễn: Nghiên cứu xác định mức độ hấp thụ năng lượng va chạm khung xương xe khách.....	9
3. Phùng Mạnh Hùng, Nguyễn Tuấn Anh: Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến chất lượng làm việc của bộ ước lượng thông số quán tính của ô tô theo thời gian thực.....	15
4. PGS,TS. Trần Văn Như: Đánh giá phạm vi hoạt động của ô tô điện với hệ thống truyền lực nhiều cấp.....	24
5. TS. Nguyễn Thiết Lập, ThS. Nguyễn Quang Cường: Tối ưu hóa kết cấu khung vỏ ô tô con theo rung ồn.....	30
6. Viet Q. Vu, Ngoc-Hung Chu, Minh-Quang Tran: Improving surface properties and quality of 3D metal printed parts using ultrasonic surface nano-crystal modification processing	36

DOANH NGHIỆP – DOANH NHÂN (42 – 44)

- Đòn bẩy nâng cao vị thế cạnh tranh của LILAMA 10 trên thị trường quốc tế.....	42
---	----

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 328, THÁNG 5 NĂM 2025

TT	HỌC HÀM, HỌC VỊ; HỌ VÀ TÊN	ĐƠN VỊ CÔNG TÁC
1	PGS,TS. Bùi Tuấn Anh	Trường Cơ khí, Đại học Bách Khoa Hà Nội
2	PGS,TS. Trần Văn Như	Trường Đại học Giao thông vận tải
3	TS. Nguyễn Thìn Quỳnh	
4	TS. Nguyễn Thiết Lập	
5	TS. Nguyễn Xuân Tuấn	Trường Cơ khí – Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội
6	PGS,TS. Phạm Thành Long	Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên

NGHIÊN CỨU CÁC DẠNG HỎNG CỦA KHUÔN DẬP KHỐI, NGUYÊN NHÂN VÀ PHƯƠNG HƯỚNG KHẮC PHỤC

STUDY OF THE FAILURE MODES OF FORGING DIES, THEIR CAUSES, AND
CORRECTIVE MEASURES

Lê Trung Kiên^{1,*}, Phùng Tiến Duy²

¹Đại học Bách Khoa Hà Nội

²Trường Đại học Hùng Vương

*Email: kien.letrung@hust.edu.vn

TÓM TẮT

Khuôn dập khối nóng là dụng cụ tạo hình kim loại ở trạng thái khối-nóng, chịu tác động lớn về cơ học và nhiệt học. Trong quá trình sử dụng, khuôn thường gặp nhiều dạng hỏng khác nhau ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng sản phẩm và tuổi thọ khuôn. Bài báo trình bày các dạng hỏng phổ biến của khuôn dập khối, nguyên nhân gây ra, cách hạn chế hư hỏng và kéo dài tuổi thọ khuôn, đồng thời đề xuất áp dụng một giải pháp sử dụng khuôn ghép với vật liệu hoặc kết cấu đặc biệt tại các vùng có trở lực biến dạng lớn.

Từ khóa: *Khuyết tật; Khuôn dập khối; Tạo hình kim loại; Không điền đầy; Thớ kim loại.*

ABSTRACT

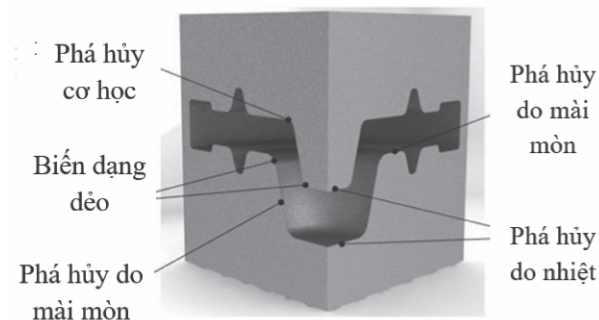
Hot forging dies are essential tools for shaping solid-state metal under high mechanical and thermal loads. However, during operation, these dies are prone to various failure modes that can significantly affect both product quality and tool longevity. This study identifies common types of failures in hot forging dies, analyzes their causes, and outlines effective strategies for mitigating damage and prolonging service life. Additionally, it proposes the implementation of composite dies that incorporate special materials or structural enhancements in high-deformation resistance zones to improve overall performance and durability.

Keywords: *Forging defects; Closed-die forging; Metal forming; Under-filling; Fiber flow.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong các quá trình gia công kim loại bằng áp lực, dập khối là phương pháp phổ biến nhờ khả năng tạo hình hiệu quả với độ chính xác cao cho các sản phẩm dạng khối, chịu tải trọng lớn. Trong quá trình này, khuôn dập là bộ phận chịu tác động trực tiếp từ phôi và là yếu tố then chốt ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm, năng suất sản xuất và chi phí vận hành.

Một trong những ưu điểm chính của dập nóng là lực tạo hình thấp, do phôi được nung nóng sẽ có ứng suất chảy thấp [1]. Tuy nhiên, do phải làm việc trong điều kiện khắc nghiệt như nhiệt độ cao, áp lực lớn và ma sát mạnh, khuôn dập thường xuyên bị hư hỏng sau một thời gian sử dụng. Các dạng hỏng phổ biến có thể phân loại thành các dạng chính bao gồm biến dạng dẻo, nứt vỡ cơ học, nứt nhiệt, mài mòn và đôi khi có cả hóa học [2, 3].



Hình 1. Các dạng phá hủy chính trong khuôn dập khối [4]

Những hư hỏng này không chỉ làm giảm tuổi thọ khuôn mà còn dẫn đến gián đoạn sản xuất, tăng chi phí thay thế và bảo trì, ảnh hưởng đến hiệu quả kinh tế. Trước thực trạng đó, việc tìm kiếm các giải pháp nâng cao độ bền khuôn là yêu cầu cấp thiết trong thực tiễn sản xuất. Đối với các dạng hỏng như biến dạng dẻo, mài mòn được các tác giả nghiên cứu và cải thiện bằng thấm nitơ, sử dụng vật liệu hợp

lý, thay đổi kết cấu khuôn... [5, 6, 7], nhưng việc nứt vỡ cơ học hiện nay được áp dụng rất nhiều phương pháp. Một trong những hướng tiếp cận hiệu quả được nhiều nhà nghiên cứu và doanh nghiệp áp dụng là thiết kế khuôn ghép. Theo đó, các vùng chịu tải cao hoặc có nguy cơ hỏng vỡ sẽ được chế tạo thành các mảnh ghép tách rời với triết lý tạo vết vỡ từ trước và kiểm soát các mối ghép này.

Bài báo này tập trung vào việc: Phân tích các dạng hỏng chủ yếu của khuôn dập khối; Làm rõ nguyên nhân phát sinh từng loại hư hỏng; Đề xuất giải pháp thiết kế khuôn ghép nhằm tăng tuổi thọ khuôn, giảm chi phí vận hành và nâng cao hiệu quả sản xuất cho khuôn dập khối.

2. CÁC KHUYẾT TẬT KHUÔN DẬP KHỐI

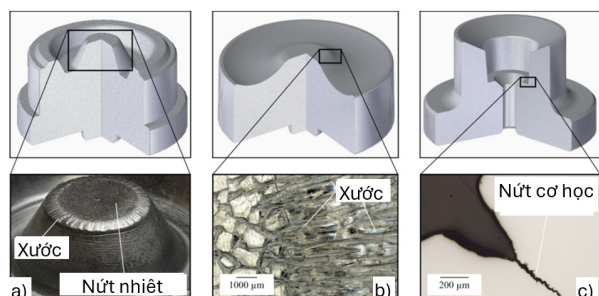
Dập khối chủ yếu tạo hình nén và đã được ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp nhờ vào phạm vi ứng dụng đa dạng. Một trong những ưu điểm chính của dập nóng là lực tạo hình thấp, do phôi được nung nóng sẽ có ứng suất chảy thấp. Tuy nhiên, khuôn dập nóng phải chịu tải trọng lớn về mặt cơ học, nhiệt, ma sát và hóa học, các tải trọng này tạo nên một phổ tải phức tạp và các tải trọng này dẫn đến nhiều nguyên nhân gây hỏng khuôn. Các nguyên nhân phổ biến nhất gây hỏng khuôn rèn bao gồm: biến dạng dẻo, nứt và mài mòn. Trong quá trình dập khối nóng khuôn làm việc trong điều kiện khắc nghiệt về nhiệt độ, áp lực và ma sát, dẫn đến nhiều dạng hỏng khác nhau. Dưới đây là các dạng hỏng khuôn dập khối nóng thường gặp.

2.1. Nứt nhiệt

Nứt nhiệt trên khuôn do chu kỳ nhiệt liên tục (nóng - nguội) làm giãn nở và co rút bề

mặt khuôn tạo nên các vết nứt nhỏ li ti dạng lưới trên bề mặt khuôn, sau dần phát triển thành nứt lớn (hình 2a). Nguyên nhân là trong quá trình dập nóng, do phôi tiếp xúc với khuôn làm tích tụ nhiệt độ trên lòng khuôn, lớp bề mặt khuôn bị làm mềm do nhiệt, làm tăng mài mòn do ma sát. Ngoài ra, độ cứng bị giảm khiến khu vực này dễ xảy ra biến dạng dẻo. Việc sử dụng chất bôi trơn làm mát giúp giảm tải nhiệt cho khuôn, điều này dẫn đến tải trọng nhiệt chu kỳ thay đổi tác động lên lớp bề mặt của dụng cụ. Ứng suất kéo - nén luân phiên phát sinh từ đây là nguyên nhân chính gây ra nứt nhiệt, một nguyên nhân nữa là do chênh lệch nhiệt độ đột ngột và không đồng đều giữa các vùng khuôn cũng gây ra hiện tượng nứt nhiệt, vùng này tại bề mặt lớn nằm sâu trong lòng khuôn dập, kết quả của nứt nhiệt ban đầu (thermal checking).

Các vết nứt nhiệt này nếu không xử lý sẽ mở rộng thành các vết nứt lớn hơn, dẫn đến nứt gãy toàn phần khuôn hoặc mẻ góc, ảnh hưởng nghiêm trọng đến sản xuất. Để hạn chế nứt nhiệt, thông thường sử dụng vật liệu chịu nhiệt tốt, xử lý nhiệt đúng quy trình, kiểm soát làm nguội khuôn.



Hình 2. Dạng khuyết tật nứt nhiệt (a), cào xước do ma sát và nứt cơ học (c) trên khuôn dập nóng [6]

2.2. Mài mòn

Trong quá trình làm việc, khuôn dập chủ yếu chịu tải trọng ma sát tại các vùng có sự chuyển động chảy của vật liệu trên bề mặt

khuôn, khi đó mài mòn do ma sát sẽ xuất hiện và thể hiện qua hiện tượng mất vật liệu và hình thành các vết xước rãnh (hình 2b) hoặc tại phần cầu vồng biên của khuôn hở (hình 3). Các khuyết tật mài mòn do ma sát giữa phôi và khuôn trong điều kiện nhiệt độ cao làm cho bề mặt bị mất dần biên dạng, bề mặt khuôn bị tróc, xước. Hiện nay, biện pháp khắc phục chủ yếu là thấm Nitơ kết hợp chế độ nhiệt luyện phù hợp và nâng cao độ bóng lòng khuôn tại các vùng chịu ma sát này.



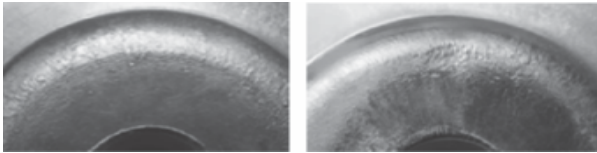
Hình 3. Dạng khuyết tật khuôn do mài mòn

2.3. Biến dạng dẻo

Biến dạng dẻo chủ yếu xảy ra do hiện tượng mềm hóa nhiệt của lớp bề mặt khuôn rèn khi tiếp xúc với phôi thép được nung nóng ở nhiệt độ lên tới nhiệt độ rèn (đối với thép cacbon khoảng 1150°C). Hoặc khuôn bị biến dạng tại các vùng chịu lực lớn, làm sai lệch hình dáng ban đầu. Biểu hiện thông thường đó là mặt khuôn lún xuống, mất hình dạng chuẩn → sản phẩm bị sai kích thước; vùng đáy rãnh, biến dạng chi tiết có dấu hiệu móp méo sau một số chu kỳ dập. Để tránh với mài mòn nếu không quan sát kỹ – nhưng biến dạng dẻo là thay đổi hình học lớn, không chỉ bào mòn bề mặt.

Nguyên nhân chính gây biến dạng dẻo khuôn bao gồm: Vật liệu khuôn không đủ độ bền nóng; Lực dập lớn vượt quá khả năng chịu tải của khuôn, đặc biệt ở các vùng chịu tải tập trung (góc, đáy rãnh, vai khuôn); Khu vực có tiết diện mỏng, góc chuyển tiếp sắc hoặc thiếu

gân tăng cứng dễ bị lún, móp khi dập nhiều lần; Nhiệt độ khuôn quá cao hoặc làm nguội không đồng đều dẫn đến khu vực bị quá nhiệt → mất độ cứng → dễ biến dạng.

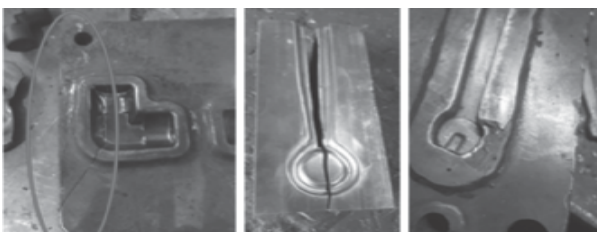


Hình 4. Biên dạng khuôn dập nóng bị biến dạng dẻo sau 550 chi tiết (a) và 1850 chi tiết (b)

Với hai nguyên nhân biến dạng dẻo và nứt nhiệt thường xảy ra song song đồng thời [9]. Sau khi các vết nứt nhiệt xuất hiện sẽ tiếp tục phát triển và biến thành các vết nứt cơ học. Biện pháp phòng tránh và khắc phục thông thường đó là: Chọn vật liệu khuôn phù hợp như sử dụng thép khuôn nóng chất lượng cao như H13, 5CrNiMo, SKD61, hoặc vật liệu được xử lý chế độ nhiệt luyện đặc biệt; Thiết kế khuôn hợp lý; Điều chỉnh lực dập, thời gian tiếp xúc, nhiệt độ phôi và khuôn phù hợp; Làm nguội khuôn có kiểm soát giữa các chu kỳ.

2.4. Nứt cơ học

Nứt cơ học là hiện tượng khuôn bị vỡ do ứng suất vượt quá giới hạn bền. Có thể xảy ra do va đập mạnh, thiết kế không hợp lý hoặc do tập trung ứng suất tại các góc cạnh sắc nhọn do chuyển tiếp các bề mặt trong lòng khuôn. Các dạng hỏng thông thường có thể là nứt, vỡ khuôn, mẻ lòng khuôn... (hình 5).

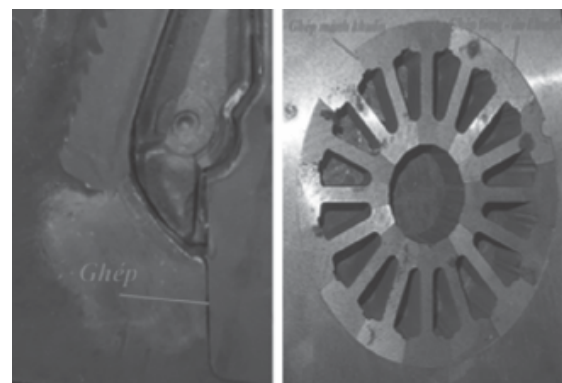


Hình 5. Các khuôn bị vỡ do va đập và ứng suất vượt quá giới hạn bền.

Nguyên nhân nứt cơ học do những điều kiện vận hành khắc nghiệt gây ra ứng suất lặp lại theo chu kỳ, và theo thời gian, có thể vượt quá giới hạn mỏi hoặc độ dai của vật liệu khuôn. Khi các vết nứt vi mô được hình thành – thường xuất hiện tại các điểm tập trung ứng suất như góc sắc, khuyết tật vật liệu hoặc vết xước bề mặt – chúng có thể nhanh chóng phát triển và dẫn đến hỏng hóc nghiêm trọng. Cụ thể, các nguyên nhân phổ biến gây ra nứt cơ học bao gồm:

Chọn sai vật liệu khuôn hoặc xử lý nhiệt không phù hợp; Thiết kế hình học khuôn chưa tối ưu, gây tập trung ứng suất cục bộ; Bề mặt khuôn có khuyết tật, vết gia công hoặc xước; Tải trọng vượt mức do lực dập quá lớn hoặc sai lệch vị trí ép; Mỏi nhiệt khi khuôn chịu tải lặp lại ở nhiệt độ cao.

Các biện pháp phòng ngừa và khắc phục thường áp dụng trong thực tế hiện nay: Sử dụng thép làm khuôn có độ dai gãy cao, xử lý nhiệt đúng quy trình; Tối ưu hóa hình dạng khuôn nhằm giảm thiểu vùng tập trung ứng suất; Xử lý bề mặt (như thấm nitrid hoặc phủ lớp chống mài mòn) để tăng độ bền mỏi; Kiểm tra định kỳ nhằm phát hiện sớm vết nứt; Sử dụng mô phỏng số trong giai đoạn thiết kế để đánh giá phân bố ứng suất.



Hình 6. Vị trí mối ghép trên khuôn

Trong quá trình thử nghiệm thực tế, nhóm nghiên cứu đề xuất một phương án khắc phục sử dụng khuôn ghép. Khuôn ghép được chế tạo từ các phần khác nhau là lòng khuôn và áo khuôn dùng mỗi ghép có độ dôi. Kích thước lòng khuôn thường lớn hơn áo khuôn từ 0,03 đến 0,06 mm tùy từng loại khuôn. Lòng khuôn được tách thành các phần khác nhau và ghép lại bởi các mảnh tại vị trí có nguy cơ nứt, vỡ. Các mảnh lòng khuôn được ghép để tạo các vết nứt từ trước để không còn vỡ khuôn. Lý thuyết này được áp dụng với cả khuôn dập khối (hình 6a) và khuôn dập tấm (hình 6b). Đặc biệt với các khuôn sử dụng vật liệu là Carbide được chế tạo từ hợp kim bột, việc ghép khuôn càng trở lên cần thiết khi vật liệu này chỉ ưu điểm về độ cứng, chịu mài mòn rất tốt nhưng giòn và dễ vỡ khi va đập. Công nghệ này càng được ứng dụng phổ biến nhằm giúp kéo dài tuổi thọ của khuôn dập.

3. KẾT LUẬN

Việc hiểu rõ cơ chế, nguyên nhân gây ra hỏng khuôn dập khối là cơ sở quan trọng để đề xuất các phương án cải tiến thiết kế và quy trình công nghệ, từ đó nâng cao hiệu quả sản xuất và giảm chi phí bảo trì trong ngành gia công kim loại bằng khuôn dập khối. Bài báo đang đưa ra và phân tích các trường hợp, nguyên nhân cũng như biện pháp khắc phục đối với các dạng hỏng khuôn trong thực tế sản xuất. Đồng thời cũng đề xuất một phương án cải tiến sử dụng các lòng khuôn ghép để có thể nâng cao tuổi thọ khuôn, khắc phục hiện tượng vỡ khuôn do nứt cơ học. ❖

Ngày nhận bài: **03/4/2025**

Ngày phản biện: **24/4/2025**

Tài liệu tham khảo:

[1]. Totten, G., Funatani, K., and Xie, L., "Handbook of Metallurgical Process Design".

Materials Engineering, CRC Press (2004).

- [2]. Abachi, S., Akkök, M., and Gökler, M. İ., "Wear analysis of hot forging dies". Tribology International 43, 467-473 (Jan 2010).
- [3]. Hawryluk, M., Gronostajski, Z., Ziembra, J., Dworzak, Ł., Jabłoński, P., and Rychlik, M., "Analysis of the influence of lubrication conditions on tool wear used in hot die forging processes". Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 20, 169-176 (Mar 2018).
- [4]. Pedro Ivo Vianello et. al., "Thermal Fatigue Analysis of Hot Forging Closed Dies". Mat. Res. 23 (4) • 2020, <https://doi.org/10.1590/1980-5373-MR-2019-0697>.
- [5]. Hawryluk, M., Gronostajski, Z., Ziembra, J., Dworzak, Ł., Jabłoński, P., and Rychlik, M., "Analysis of the influence of lubrication conditions on tool wear used in hot die forging processes". Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability 20, 169-176 (Mar 2018).
- [6]. Middendorf, Philipp & Rothgänger, Marcel & Peddinghaus, Julius & Brunotte, Kai & Uhe, Johanna & Behrens, Bernd-Arno & Quentin, Lorenz & Kästner, Markus & Reithmeier, Eduard. (2022). "In Situ Wear Measurement of Hot Forging Dies Using Robot Aided Endoscopic Fringe Projection". Key Engineering Materials. 926. 1211-1220. 10.4028/p-k81788.
- [7]. Zwierchowski, M., "Factors affecting the wear resistance of forging tools". Archives of Metallurgy and Materials 62, 1567-1576 (Sep 2017).
- [8]. Brunotte, K. and Behrens, B.-A., "Beitrag zur Steigerung der Standmenge von Werkzeugen der Warmmassivumformung durch den Einsatz lokaler belastungsangepasster Verschleißschutzbehandlungen". TEWISS Verlag, Garbsen (2021).
- [9]. n Zbigniew Gronostajski, Marcin Kaszuba, Sławomir Polak, Maciej Zwierchowski, Adam Niechajowicz and Marek Hawryluk, "The failure mechanisms of hot forging dies". Materials Science & Engineering A, <http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2016.01.030>

NGHIÊN CỨU XÁC ĐỊNH MỨC ĐỘ HẤP THỤ NĂNG LƯỢNG VA CHẠM KHUNG XƯƠNG XE KHÁCH

STUDY ON THE DETERMINATION OF COLLISION ENERGY ABSORPTION CAPACITY OF A BUS FRAME STRUCTURE

PGS, TS. Nguyễn Thành Công^{1,*}, ThS. Đỗ Thành Phương², Nguyễn Việt Anh¹,
Tạ Đình Chung Hiếu¹, Lê Việt Anh¹, Nguyễn Quang Dũng¹, Nguyễn Minh Diễn¹

¹Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

²Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

*Email: congnt@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Tai nạn giao thông liên quan đến xe khách, đặc biệt va chạm trực diện vẫn là vấn đề nghiêm trọng, gây ra thương vong lớn do biến dạng cấu trúc hoặc xâm phạm vào không gian sống sót của người lái và hành khách. Bài báo này nghiên cứu xác định mức hấp thụ năng lượng va chạm thông qua tính toán mức độ biến dạng của khung xương xe khách 29 chỗ trong tình huống va chạm trực diện. Nghiên cứu đánh giá các yếu tố cơ học quan trọng như lực tác động tức thời, năng lượng biến dạng, vùng chịu ảnh hưởng biến dạng lớn nhất và sự phân bố lực trên toàn bộ kết cấu, qua đó làm rõ ứng xử của khung xe dưới tải trọng động, đồng thời cung cấp cơ sở khoa học cho việc thiết kế an toàn bộ động khung vỏ xe. Mô hình tính toán sử dụng phương pháp Phần tử hữu hạn (PTHH) thông qua việc sử dụng phần mềm Solidworks để xây dựng mô hình CAD, HyperMesh để xử lý chia lưới và Abaqus để tạo mô hình PTHH. Thông qua nghiên cứu đã khẳng định tính khả thi của mô hình, mở ra hướng tối ưu hóa thiết kế khung xe và tiềm năng mở rộng phân tích các yếu tố như hệ thống an toàn hay các loại va chạm khác trong tương lai.

Từ khóa: Khung xương xe khách; Phần tử hữu hạn; Tính toán bền; Mức độ hấp thụ năng lượng.

ABSTRACT

Traffic accidents involving passenger buses, especially head-on collisions, remain a serious issue, causing significant casualties due to structural deformation or intrusion into the survival space of the driver and passengers. This paper investigates the determination of the energy absorption level during a collision by calculating the deformation degree of the frame structure of a 29-seat passenger bus in a head-on collision scenario. The study evaluates key mechanical factors such as the instantaneous impact force, deformation energy, the area with the largest deformation effect, and the force distribution across the entire structure. This helps clarify the behavior of the frame under dynamic loads and provides a scientific basis for designing passive safety features of the vehicle's frame. The computational model uses the finite element method through SolidWorks software to create the CAD model, HyperMesh for mesh processing, and Abaqus to generate the finite element model. The study confirms the feasibility of the model, paving the way for optimizing bus frame design and the potential for expanding the analysis of factors such as safety systems or other types of collisions in the future.

Keywords: Passenger bus frame; Finite element; Strength calculation; Energy absorption level. 

1. TỔNG QUAN

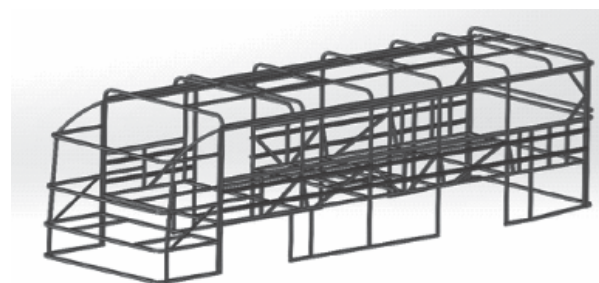
Hiện nay, công nghiệp ô tô ngày càng phát triển, do đó tính năng an toàn đã trở thành một trong những ưu tiên hàng đầu trong việc thiết kế và chế tạo phương tiện, đặc biệt là xe khách. Khung xương xe khách, với vai trò là cấu trúc chịu lực chính, không chỉ đảm bảo độ bền, độ cứng vững mà còn phải có khả năng hấp thụ và phân tán năng lượng trong các tình huống va chạm bảo vệ tối đa tính mạng của hành khách và người lái. Tai nạn giao thông liên quan đến xe khách, đặc biệt va chạm trực diện vẫn là vấn đề nghiêm trọng, gây ra thương vong lớn do biến dạng cấu trúc hoặc xâm phạm vào không gian sống sót của người lái và hành khách.

Các nghiên cứu trước đây về an toàn xe khách thường tập trung vào thử nghiệm thực tế hoặc mô phỏng đơn giản trên các cấu trúc cụ thể [1, 2]. Thử nghiệm thực tế [3, 4], dù mang lại kết quả trực quan, lại đòi hỏi chi phí cao, thời gian dài và khó thực hiện trên quy mô lớn, đặc biệt với xe khách sản xuất đơn chiếc theo hình thức đóng thùng trên khung chassis. Trong khi đó, các mô phỏng số trước đây chủ yếu áp dụng cho xe con hoặc xe tải nhẹ, ít chú trọng đến đặc thù của xe khách với tải trọng lớn và cấu trúc phức tạp. Hơn nữa, việc phân tích chi tiết sự biến dạng, phân bố lực và năng lượng trong khung xe khách khi va chạm trực diện vẫn chưa được khai thác đầy đủ, dẫn đến khoảng trống trong việc cung cấp cơ sở khoa học cho thiết kế an toàn. Chính vì vậy, nghiên cứu này được thực hiện nhằm khắc phục những hạn chế trên, đồng thời đáp ứng nhu cầu thực tiễn về một phương pháp thử nghiệm kinh tế, chính xác và dễ triển khai.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KẾT CẤU KHUNG XE KHÁCH

2.1. Xây dựng mô hình hình học

Khung xương xe khách chủ yếu được chế tạo từ thép cường độ cao (HSS) nhờ vào độ bền cao, chịu tải lớn, độ cứng vững tốt và chi phí hợp lý, phù hợp với xe thương mại như xe buýt, xe tải nhẹ. Mô hình khung được thiết kế trên phần mềm Solidworks để đảm bảo trực quan, nhanh chóng và tuân thủ quy chuẩn QCVN 09:2015/BGTVT về bố trí khoang hành khách, khoang hành lý, ghế ngồi, cửa sổ và cửa lên xuống như Hình 1. Các thông số kích thước của khung xe khách được thể hiện trong Bảng 1.



Hình 1. Mô hình hình học khung xe ô tô khách

Bảng 1. Kích thước khung xe

Vật liệu	Số ghế ngồi	Chiều dài cơ sở (mm)	Chiều cao khung xe (mm)	Chiều rộng khung xe (mm)
Thép HSS	29	5050	2240	2315

2.2. Tiền xử lý mô hình

Mô phỏng va chạm khung xe khách giúp đánh giá biến dạng và tối ưu kết cấu. Trong nghiên cứu này, mô hình khung xe được chia lưới bằng phần mềm HyperMesh, sau đó

dữ liệu được xuất sang phần mềm Abaqus. HyperMesh cho phép tạo lưới chất lượng cao, hỗ trợ nhiều loại phần tử và giảm thiểu lỗi tính toán.

Mô hình hình học ở Hình 1 được nhập vào phần mềm HyperMesh và xử lý các tấm mỏng để đơn giản hóa quá trình chia lưới. Quá trình chia lưới sử dụng dạng phần tử Mixed (Quad, Tri) có kích cỡ 10mm. Lưới được kiểm tra theo các tiêu chí chất lượng bởi các tỷ số: Aspect Ratio < 5, Warpage < 5°, Skew < 60, Jacobian > 70%, Taper < 0.5 và tinh chỉnh hoặc làm mịn lưới. Sau khi đảm bảo chất lượng, mô hình được xuất sang định dạng .inp để sử dụng trong Abaqus.

2.3. Thiết lập bài toán va chạm trong Abaqus

Mô phỏng được thực hiện bằng phương pháp phần tử hữu hạn trên Abaqus. Sau đây là quy trình mô phỏng va chạm khung xương xe khách trên phần mềm Abaqus.

• Nhập mô hình

Dùng lệnh Import trong ABAQUS để có thể nhập mô hình vào phần mềm. Mô hình nhập vào phần mềm dạng đuôi .inp sẽ được phần mềm ABAQUS hiểu là một Model hoàn chỉnh và tiến hành các bước nghiên cứu, phân tích trực tiếp trên Model.

• Nhập thông số vật liệu

Trong mô phỏng va chạm, sử dụng vật liệu thép cường độ cao (High-Strength Steel – HSS) có thông số được thể hiện trong Bảng 2. Vật liệu này có khả năng chịu tải lớn, biến dạng dẻo tốt trước khi phá hủy, đảm bảo tính toàn vẹn kết cấu khung xe trong va chạm. Các thông số vật liệu của thép cường độ cao (High-

Strength Steel - HSS) tham khảo theo tài liệu [6].

Bảng 2. Thông số vật liệu

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng riêng	7850	kg/m ³
Hệ số Poisson	0.3	
Mô-đun đàn hồi	210	Gpa

Thép HSS có đặc tính phi tuyến trong quá trình chịu tải, với ba giai đoạn chính: đàn hồi, khi ứng suất tăng tuyến tính theo định luật Hooke đến giới hạn chảy 345 MPa ($\epsilon = 0.0017$); biến dạng dẻo, khi ứng suất tiếp tục tăng chậm, đạt độ bền kéo tối đa 490 MPa ($\epsilon = 0.1500$); và phá hủy, khi ứng suất giảm xuống 460 MPa ($\epsilon = 0.2500$) trước khi đứt gãy. Các thông số này thể hiện trong Bảng 3 và được nhập vào phần mềm để mô phỏng chính xác tính chất vật liệu.

Bảng 3. Giá trị Ứng suất – Biến dạng

Strain (Biến dạng)	Stress (Ứng suất) (MPa)	Ghi chú
0.0000	0	Điểm bắt đầu
0.0017	345	Giới hạn chảy (Yield Point)
0.0050	400	Biến dạng dẻo bắt đầu
0.0100	430	
0.0200	450	
0.0500	470	
0.1000	485	Gần độ bền kéo tối đa
0.1500	490	Độ bền kéo tối đa
0.2000	485	Giảm ứng suất
0.2500	460	Gần điểm đứt gãy



Tường va chạm: Được mô hình hóa là Rigid Body (khối cứng tuyệt đối), không bị biến dạng, giúp đánh giá mức độ hấp thụ năng lượng của khung xe.

• Xác định ràng buộc và tiếp xúc

Mô hình mô phỏng va chạm trực diện giữa ô tô và tường cứng tuyệt đối, được vị trí thiết lập trong Assembly. Phương pháp Dynamic, Explicit được lựa chọn do khả năng xử lý hiệu quả các bài toán phi tuyến, biến dạng lớn và tiếp xúc phức tạp. Tiếp xúc giữa các bề mặt được mô phỏng bằng General Contact (Explicit), với hệ số ma sát trong khoảng 0.1-0.3 cho kim loại [5].

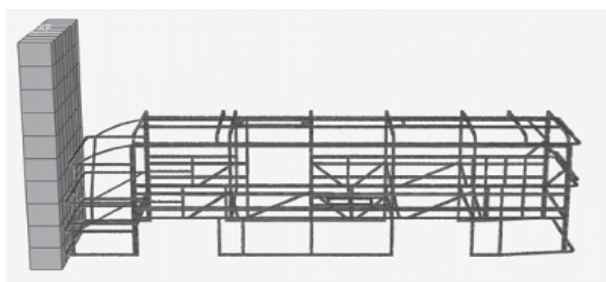
• Định nghĩa tải trọng và điều kiện biên

Vận tốc va chạm được đặt theo tiêu chuẩn ECE R94 quy định với giá trị 56 km/h. Theo nghiên cứu, khoảng thời gian biến dạng cao nhất trong va chạm ô tô là 20 mms (0.02 s). Để tăng độ chính xác nên giá trị Time Scaling Factor = 0.5 được sử dụng nhằm làm chậm quá trình chuyển động, giúp kết quả mô phỏng dễ quan sát hơn.

Bên cạnh đó, mô hình còn bao gồm khối lượng của các thành phần khác nhau tác động lên khung xe, đảm bảo phản ánh chính xác tải trọng thực tế. Các giá trị cụ thể theo tài liệu [8].

Bảng 4. Các thành phần khối lượng tác dụng lên khung xe

Thành phần khối lượng	Giá trị (kg)	Thành phần khối lượng	Giá trị (kg)
Ghế ngồi	350	Tôn vỏ	600
Hành khách và hành lý	2701	Kính xe	400
Khoang hành lý	350	Nội thất bên trong xe	300
Điều hòa trên trần xe	100	Sàn xe	150

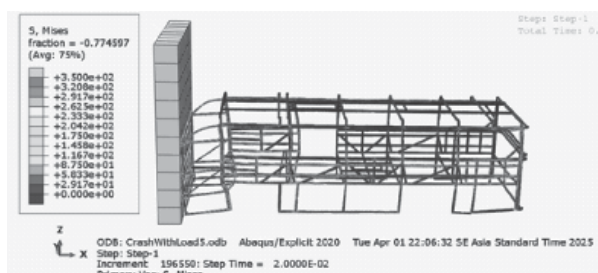


Hình 2. Mô hình tính toán và va chạm khung xương xe khách

3. MÔ PHỎNG VÀ TÍNH TOÁN VA CHẠM KHUNG XƯƠNG XE KHÁCH

Mô phỏng được thực hiện bằng bộ mã Abaqus/Explicit với phương pháp Dynamic Explicit, phù hợp với bài toán phi tuyến và biến

dạng lớn. Sau khi tiến hành mô phỏng, kết quả thu được lõm của đầu xe là 826 mm (0.826m) so sánh với các thực nghiệm của Euro NCAP [3] và nghiên cứu [4] thì kết quả thực nghiệm này nằm trong khoảng 0,5m - 1m ở tốc độ 56km/h - 64km/h. Chứng tỏ kết quả mô phỏng có độ tin cậy ở mặt thực tiễn.



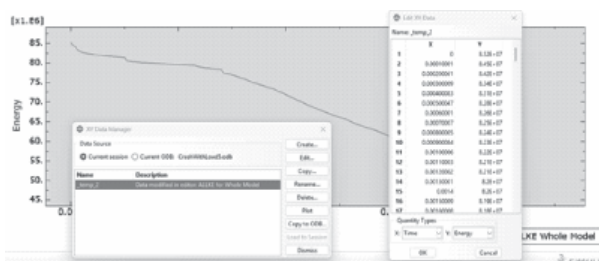
Hình 3. Trạng thái biến dạng lớn nhất

Biểu đồ năng lượng của mô hình trong Hình 5 được xác định trên cơ sở tính toán giá trị năng lượng thể hiện trên Hình 4 và trên Bảng 5 cho thấy:

- Tổng năng lượng mô hình có thay đổi rất nhỏ (dưới 1%) cho thấy mô hình mô phỏng đã đảm bảo được định luật bảo toàn năng lượng khi mà tổng năng lượng của hệ đã được bảo toàn trong suốt quá trình mô phỏng [5]. Từ đây có thể đánh giá mô hình mô phỏng đã đảm bảo được tính chính xác trong bảo toàn năng lượng.

- Ở thời điểm bắt đầu va chạm, toàn bộ năng lượng của mô hình là động năng. Trong quá trình va chạm thì động năng giảm dần và chuyển đổi thành các dạng năng lượng khác (tổng năng lượng không đổi mà có sự suy giảm động năng) điều này thỏa mãn giả thuyết của nghiên cứu.

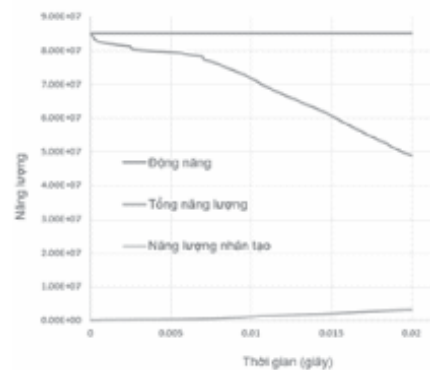
- Năng lượng nhân tạo xấp xỉ 6% tổng năng lượng của mô hình đảm bảo điều kiện chính xác của mô hình va chạm trong ABAQUS (không vượt quá 5-10%) [5]. Năng lượng nhân tạo là năng lượng được thêm vào hệ thống trong quá trình mô phỏng để ổn định các phương trình số, giá trị này thường xuất hiện do các yếu tố như phương pháp tích phân tường minh (explicit dynamics) hoặc các thuật toán ổn định hóa.



Hình 4. Dữ liệu năng lượng và va chạm sau mô phỏng theo thời gian

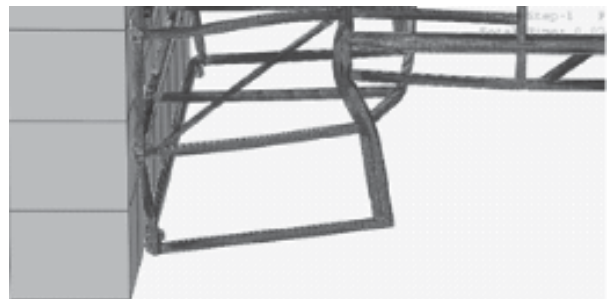
Bảng 5. Giá trị năng lượng và va chạm sau mô phỏng theo thời gian

Thời gian	Động năng	Tổng năng lượng	Năng lượng nhân tạo
0	8.52E+07	8.52E+07	0.00
0.0001	8.45E+07	8.52E+07	6520.98
0.0002001	8.42E+07	8.52E+07	18713.30
...	...	...	...
0.0078	7.64E+07	8.52E+07	531478.00
0.0079001	7.62E+07	8.52E+07	547822.00
0.008	7.61E+07	8.52E+07	565557.00
...	...	...	...
0.0198001	4.93E+07	8.52E+07	3154460.00
0.0199001	4.91E+07	8.52E+07	3169120.00
0.02	4.89E+07	8.52E+07	3185020.00



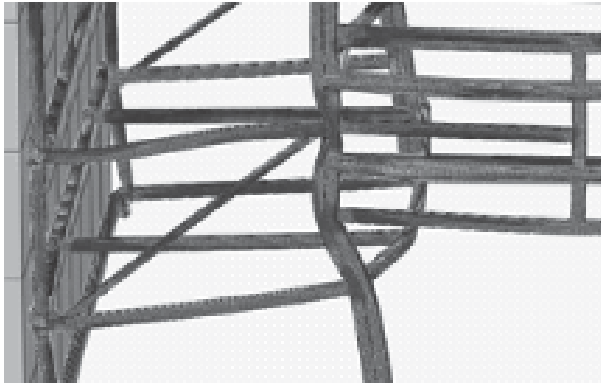
Hình 5. Biểu đồ năng lượng và va chạm

Từ các điều kiện trên, dựa trên mô hình có thể xác định được các vị trí biến dạng mạnh nhất của khung xương xe khách như Hình 6.

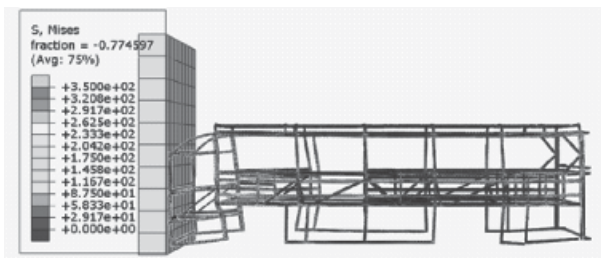


Hình 6. Vùng biến dạng lớn nhất

Cùng với đó là các vị trí chịu lực mạnh nhất của khung xe khách. Qua mô phỏng có thể quan sát và đánh giá sự phân bố năng lượng, sự truyền lực toàn bộ khung xương trong một va chạm.



Hình 7. Khu vực chịu lực lớn nhất



Hình 8. Phân bố lực trên khung xe

Và cũng qua mô phỏng này có thể quan sát và đánh giá sự phân bố năng lượng, sự truyền lực trong toàn bộ khung xương xe trong một vụ va chạm.

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã xác định mức độ biến dạng của khung xương xe khách 29 chỗ trong trường hợp va chạm trực diện bằng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn sử dụng phần mềm ABAQUS. Kết quả mô phỏng cho thấy biến dạng trung bình của phần dầm đầu xe là 826 mm tại vận tốc 56 km/h. Bên cạnh đó, biểu đồ năng lượng cho thấy động năng chuyển hóa thành năng lượng biến dạng không vượt quá

ngưỡng sai số cho phép (năng lượng nhân tạo dưới 6% tổng năng lượng). Qua quá trình phân tích đã xác định được các vùng biến dạng lớn nhất, các dầm chịu lực chính và sự phân bố lực trên khung xương xe. Kết quả nghiên cứu góp phần nâng cao hiểu biết về hành vi của khung xe trong va chạm trực diện mà còn đề xuất hướng tối ưu hóa cấu trúc nhằm tăng cường tính an toàn, giảm thiểu thiệt hại cho hành khách và người lái.❖

Ngày nhận bài: 03/4/2025

Ngày phản biện: 23/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyen, Thanh Cong, “Research to Evaluate the Quality of Passenger Bus Body Frame, Assuring the Passive Safety in the Design Process”. Applied Mechanics and Materials, vol. 889, Trans Tech Publications, Ltd., Mar. 2019, pp. 440-447. Crossref, doi:10.4028/www.scientific.net/amm.889.440.
- [2]. Mahesh Haldankar, A. M. Shirahatti, “Finite Element Analysis and Optimization of Commercial Bus Body Structure”. International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR) ISSN: 2321-0869, Volume-2, Issue-12. (2014).
- [3]. Euro NCAP (European New Car Assessment Programme) (2015). Euro NCAP Frontal Impact Testing Protocol.
- [4]. Matthew Huang (2002), “Vehicle Crash Mechanics”. CRC PRESS.
- [5]. Dassault Systèmes SE (2016), Abaqus Analysis User’s Guide.
- [6]. William D. Callister, David G. Rethwisch (2018), “Materials Science and Engineering: An Introduction”.

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA BIÊN DẠNG MẶT ĐƯỜNG ĐẾN CHẤT LƯỢNG LÀM VIỆC CỦA BỘ ƯỚC LƯỢNG THÔNG SỐ QUÁN TÍNH CỦA Ô TÔ THEO THỜI GIAN THỰC

A STUDY ON THE INFLUENCE OF RANDOM ROAD PROFILES ON THE PERFORMANCE OF REAL-TIME VEHICLE INERTIAL PARAMETER ESTIMATOR

Phùng Mạnh Hùng¹, Nguyễn Tuấn Anh^{2,*}

¹Trường Đại học Phòng cháy chữa cháy

²Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: nguyentuananh@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Trong quá trình vận hành, tải trọng của ô tô thường xuyên thay đổi nên các thông số quán tính của thân xe cũng thay đổi theo, do đó ước lượng chính xác giá trị của các thông số quán tính theo thời gian thực đóng vai trò quan trọng trong việc nâng cao hiệu quả làm việc của các hệ thống điều khiển trên xe. Trong bài báo này, khối lượng và các mômen quán tính khối lượng của thân xe được ước lượng liên tục theo thời gian dựa trên bộ lọc Kalman-Bucy Filter (KBF) thiết kế cho mô hình dao động không gian rút gọn của ô tô tải hai trục. Phương pháp đề xuất sử dụng giá trị dịch chuyển và vận tốc tương đối của hệ thống treo làm tín hiệu đầu vào thay cho các tín hiệu kích thích từ mặt đường. Kết quả mô phỏng bằng phần mềm Matlab Simulink trên các loại mặt đường ngẫu nhiên theo tiêu chuẩn ISO 8608 cho thấy bộ ước lượng KBF thiết kế làm việc hiệu quả và tin cậy trên các loại đường khác nhau với sai số giữa giá trị thực tế và giá trị ước lượng nhỏ hơn 10%.

Từ khóa: Mô hình không gian; Ước lượng thời gian thực; Bộ lọc Kalman-Bucy; ISO 8608.

ABSTRACT

Because the vehicle load changes frequently during operation, the inertial parameters of the vehicle body also change in a wide range, so the accurate estimation of the value of vehicle inertial parameters in real-time plays an important role in improving the performance of the control systems. In this paper, the mass and moment of inertia of the vehicle body are estimated continuously over time based on the Kalman-Bucy Filter (KBF) designed for the two-axle simplified spatial vehicle model. The proposed method uses the relative displacements and velocities of the suspension system as input signals instead of excitation signals from the road surface. Simulation results using Matlab Simulink software on random road types according to ISO 8608 standard show that the designed KBF estimator works efficiently and reliably on different road types with an error between the actual value and the estimated value of less than 10%.

Keywords: Spatial vehicle model; Real-time estimation; Kalman-Bucy Filter; ISO 8608. 

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Các thông số quán tính như khối lượng và mômen quán tính khối lượng không chỉ ảnh hưởng đến an toàn chuyển động, tiêu thụ nhiên liệu của ô tô mà còn ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng làm việc của các hệ thống điều khiển động lực học [1-3]. Giá trị danh nghĩa của các thông số này thường được đo đạc trên bệ thử trong phòng thí nghiệm hoặc được tính toán bằng các công cụ toán học. Tuy nhiên, trong quá trình vận hành, tùy thuộc vào tải trọng chuyên chở, khối lượng và mômen quán tính khối lượng của thân xe có thể thay đổi trong một phạm vi rộng. Sự sai lệch lớn giữa giá trị thực tế của các thông số quán tính so với các giá trị được giả thiết là không thay đổi trong mọi điều kiện hoạt động dẫn đến làm giảm đáng kể độ chính xác và hiệu quả của các hệ thống điều khiển trên xe. Do đó, việc xác định chính xác các thông số quán tính của ô tô theo thời gian thực có ý nghĩa quan trọng trong việc cải thiện chất lượng làm việc của các hệ thống điều khiển động lực học ô tô.

Nhìn chung, các phương pháp ước lượng thông số quán tính của ô tô theo thời gian thực được xây dựng dựa trên các mô hình động lực học khác nhau. Phổ biến nhất là các phương pháp dựa trên mô hình động lực học chuyển động thẳng của ô tô. Phương pháp này chủ yếu được áp dụng cho các loại xe hiện đại vì có thể sử dụng thông tin từ các cảm biến có sẵn trên xe [3-6]. Nhược điểm của phương pháp này là độ chính xác của các giá trị ước lượng chịu ảnh hưởng lớn bởi hệ số cản lăn, một thông số khó có khả năng xác định chính xác theo thời gian. Sử dụng mô hình động lực học quay vòng là một cách tiếp cận khác để ước lượng các thông số quán tính theo thời gian thực [2, 7]. Tương tự phương pháp dựa trên mô hình động lực học chuyển động thẳng, phương pháp này cũng yêu cầu nhiều cảm biến có sẵn trên xe để đo các tín

hiệu cần thiết. Các thông tin từ hệ thống treo cũng có thể được sử dụng để ước lượng các thông số quán tính của thân xe [8-11]. Phương pháp ước lượng các thông số quán tính dựa trên mô hình dao động ô tô có thể coi là lựa chọn phù hợp nhất trong trường hợp không có khả năng sử dụng thông tin từ các cảm biến có sẵn trên xe.

Nhiều phương pháp ước lượng thông số đã được giới thiệu bởi các tác giả, ví dụ như phương pháp sử dụng bộ lọc Kalman (KF) [3, 10], bộ lọc Kalman mở rộng (EKF) [7], phương pháp hồi quy bình phương nhỏ nhất (RLS) [6]. Các ứng dụng của bộ lọc Kalman-Bucy (KBF) để ước lượng các thông số quán tính của ô tô hay các thông số trạng thái của mô hình dao động không gian đã được giới thiệu trong [8, 9, 11].

Bài báo này giới thiệu bộ ước lượng các thông số quán tính của thân xe sử dụng bộ lọc KBF thiết kế dựa trên mô hình dao động không gian rút gọn của ô tô tải hai trục với tín hiệu đầu vào là dịch chuyển và vận tốc tương đối của hệ thống treo thay cho biên độ kích thích mặt đường ở bốn bánh xe. Hiệu quả của bộ ước lượng KBF được đánh giá thông qua mô phỏng dao động của ô tô khi chuyển động trên các loại biên dạng mặt đường khác nhau theo tiêu chuẩn ISO 8036 bằng phần mềm Matlab Simulink. Các kết quả mô phỏng cho thấy sai số giữa giá trị thực tế và giá trị ước lượng theo thời gian thực của các thông số quán tính thân xe nhỏ hơn 10%.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG VÀ BỘ ƯỚC LƯỢNG THÔNG SỐ

2.1. Mô hình biên dạng mặt đường ngẫu nhiên

Biên dạng mấp mô mặt đường là thông số đầu vào cơ bản gây ra dao động của ô tô trong quá trình chuyển động. Theo tiêu chuẩn ISO 8036, biên dạng ngẫu nhiên của mặt đường được

chia thành 5 cấp độ dựa trên giá trị mật độ phổ công suất PSD (power spectral density), từ mặt đường loại A (rất tốt) đến mặt đường loại E (rất xấu).

Sự thay đổi ngẫu nhiên của biên dạng mấp mô mặt đường $q(t)$ trong miền thời gian được mô tả bằng phương trình sau:

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_q v(t)q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_d(n_0)} v(t) \omega(t) \quad (1)$$

Trong đó, $v(t)$ là tốc độ chuyển động của ô tô, $\omega(t)$ là nhiễu trắng Gaussian chuẩn với giá trị trung bình bằng 0 và phương sai bằng 1, $n_q = 0,01/\text{m}$ là cận dưới của tần số không gian, n_0 là tần số không gian tham chiếu, $G_d(n_0)$ là hệ số mấp mô mặt đường tương ứng với $n_0 = 0,1/\text{m}$. Giá trị của $G_d(n_0)$ tương ứng với các loại đường khác nhau khi $n_0 = 0,1/\text{m}$ được giới thiệu trong Bảng 1 [12].

Trong các mô hình nghiên cứu dao động ô tô dưới tác dụng kích thích từ mặt đường, ô tô thường được giả thiết chỉ chuyển động thẳng. Do đó, biên dạng mấp mô mặt đường ở các bánh xe phía sau $q_{3,4}(t)$ và biên dạng mấp mô mặt đường ở các bánh xe phía trước $q_{1,2}(t)$ quan hệ với nhau theo công thức:

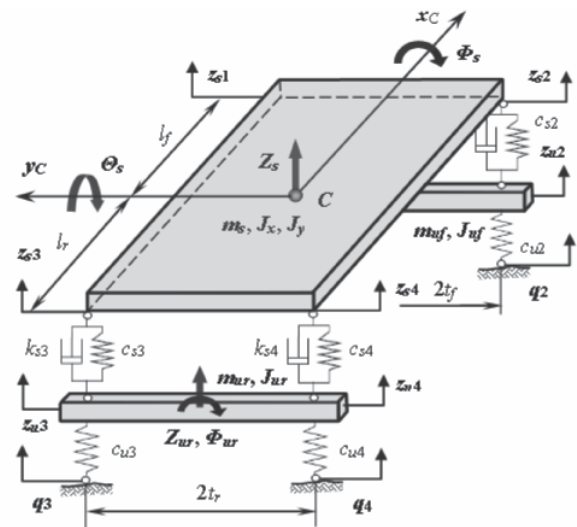
$$\begin{cases} q_3(t + L/v) = q_1(t) \\ q_4(t + L/v) = q_2(t), \end{cases} \quad (2)$$

Với: $L = (l_f + l_r)$ là chiều dài cơ sở của ô tô. Giá trị L/v đặc trưng cho thời gian trễ của mấp mô biên dạng mặt đường khi tác dụng lên các bánh xe phía trước và phía sau. Sự khác nhau giữa biên dạng mấp mô mặt đường ở các bánh xe bên trái $q_{1,3}(t)$ và biên dạng mấp mô mặt đường ở các bánh xe bên phải $q_{2,4}(t)$ được tạo ra nhờ thay đổi giá trị $\omega(t)$ trong công thức (1).

Bảng 1. Phân loại cấp độ mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8036.

Loại đường	Hệ số mấp mô mặt đường
	$G_d(n_0)$ ($10^{-6} \text{ m}^3/\text{cycles}$)
A	16
B	64
C	512
D	1024
E	4096

2.2. Mô hình dao động đầy đủ của ô tô



Hình 1. Mô hình dao động đầy đủ của ô tô trong không gian.

Mô hình dao động đầy đủ của ô tô tải hai trục trong không gian được mô tả trong Hình 1 bao gồm thân xe (đặc trưng bởi khối lượng m_s , mômen quán tính theo trục dọc J_x và mômen quán tính theo trục ngang J_y) kết nối với cụm trục trước và cụm trục sau (tương ứng đặc trưng bởi các khối lượng m_{ur} , m_{ur} và mômen quán tính J_{ur} , J_{ur}) thông qua các phần tử đàn hồi (có độ cứng c_{si}) và phần tử giảm chấn (có hệ số cản k_{si}) của hệ thống treo. Bốn bánh xe được đặc trưng bằng độ cứng của lốp c_{ui} ($i = 1 \div 4$).



Đối với mô hình, có thể sử dụng các giả thiết sau: a) các bánh xe luôn tiếp xúc với mặt đường có biên dạng $q_i(t)$ tương ứng, b) đặc tính của hệ thống treo và của lớp là tuyến tính, c) các chuyển vị góc của thân xe và của trục trước, sau nhỏ, và d) tọa độ trọng tâm xe trong mặt phẳng (x, y) không thay đổi trong quá trình khảo sát.

Mô hình dao động đầy đủ của ô tô trong không gian có 7 bậc tự do, gồm 3 bậc tự do của thân xe (khối lượng được treo) là dịch chuyển thẳng đứng Z_s , góc lắc ngang Φ_s và góc lắc dọc Θ_s ; 4 bậc tự do của trục trước và trục sau (khối lượng không được treo) tương ứng là dịch chuyển thẳng đứng Z_{uf} , Z_{ur} và góc lắc ngang Φ_{uf} , Φ_{ur} . Đầu vào của mô hình là kích thích biên dạng mặt đường $q_i(t)$ tại bốn bánh xe.

Hệ phương trình chuyển động mô tả 7 bậc tự do của mô hình dao động đầy đủ của ô tô trong không gian được viết như sau:

$$\begin{cases} m_s \ddot{Z} = -(F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \\ J_x \ddot{\Phi} = -(t_f F_{s1} - t_f F_{s2} + t_r F_{s3} - t_r F_{s4}) \\ J_y \ddot{\Theta} = l_f F_{s1} + l_f F_{s2} - l_r F_{s3} - l_r F_{s4} \\ m_{uf} \ddot{Z}_{uf} = (F_{s1} + F_{s2}) - (F_{u1} + F_{u2}) \\ m_{ur} \ddot{Z}_{ur} = (F_{s3} + F_{s4}) - (F_{u3} + F_{u4}) \\ J_{uf} \ddot{\Phi}_{uf} = (F_{s1} - F_{s2}) t_f - (F_{u1} - F_{u2}) t_f \\ J_{ur} \ddot{\Phi}_{ur} = (F_{s3} - F_{s4}) t_r - (F_{u3} - F_{u4}) t_r \end{cases} \quad (3)$$

Trong phương trình (3), lực tác dụng của hệ thống treo F_{si} và của các bánh xe F_{ui} được xác định bởi:

$$\begin{aligned} F_{si} &= k_{si} (\dot{z}_{si} - \dot{z}_{ui}) + c_{si} (z_{si} - z_{ui}) \\ F_{ui} &= c_{ui} (z_{ui} - q_i), \quad i = 1 \div 4, \end{aligned} \quad (4)$$

Với z_{si} và z_{ui} là dịch chuyển của khối

lượng được treo và khối lượng không được treo tại vị trí bánh xe thứ i. Với giả thiết các chuyển động góc của khối lượng được treo Φ_s , Θ_s và chuyển động góc của khối lượng không được treo Φ_{uf} , Φ_{ur} nhỏ, có thể sử dụng mối quan hệ gần đúng sau:

$$z_s = \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \\ z_{s3} \\ z_{s4} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} Z_s + t_f \Phi_s - l_f \Theta_s \\ Z_s - t_f \Phi_s - l_f \Theta_s \\ Z_s + t_r \Phi_s + l_r \Theta_s \\ Z_s - t_r \Phi_s + l_r \Theta_s \end{bmatrix} = G_s y_s \quad (5)$$

$$z_u = \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{u2} \\ z_{u3} \\ z_{u4} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} Z_{uf} + t_f \Phi_{uf} \\ Z_{uf} - t_f \Phi_{uf} \\ Z_{ur} + t_r \Phi_{ur} \\ Z_{ur} - t_r \Phi_{ur} \end{bmatrix} = G_u y_u, \quad (6)$$

Trong đó, các ma trận G_s , G_u và véc-tơ y_s , y_u được xác định bởi:

$$G_s = \begin{bmatrix} 1 & t_f & -l_f \\ 1 & -t_f & -l_f \\ 1 & t_r & l_r \\ 1 & -t_r & l_r \end{bmatrix}, \quad G_u = \begin{bmatrix} 1 & 0 & t_f & 0 \\ 1 & 0 & -t_f & 0 \\ 0 & 1 & 0 & t_r \\ 0 & 1 & 0 & -t_r \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$y_s = [Z_s, \Phi_s, \Theta_s]^T, \quad y_u = [Z_{uf}, Z_{ur}, \Phi_{uf}, \Phi_{ur}]^T.$$

Ký hiệu các ma trận khối lượng, ma trận hệ số cản và ma trận độ cứng:

$$\begin{aligned} M_s &= \text{diag}([m_s, J_x, J_y]) \\ M_u &= \text{diag}([m_{uf}, m_{ur}, J_{uf}, J_{ur}]) \\ K_s &= \text{diag}([k_{sf}, k_{sf}, k_{sr}, k_{sr}]) \\ C_s &= \text{diag}([c_{sf}, c_{sf}, c_{sr}, c_{sr}]) \\ C_u &= \text{diag}([c_{uf}, c_{uf}, c_{ur}, c_{ur}]). \end{aligned} \quad (8)$$

Hệ phương trình dao động của ô tô có thể viết lại ở dạng ma trận như sau:

$$M_1 \ddot{z}_1 = K_1 \dot{z}_1 + C_1 z_1 + H_1 q, \quad (9)$$

Với véc-tơ các tọa độ suy rộng z_1 , ma trận khối lượng M_1 , ma trận hệ số cản K_1 , ma trận độ cứng C_1 và ma trận kích thích H_1 của hệ được xác định bởi:

$$\begin{aligned} z_1 &= [y_s^T, y_u^T]^T = [Z_s, \phi_s, \theta_s, Z_{uf}, Z_{ur}, \phi_{uf}, \phi_{ur}]^T \\ M_1 &= \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix}, \quad H_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ G_u^T C_u \end{bmatrix} \\ K_1 &= \begin{bmatrix} -G_s^T K_s G_s & G_s^T K_s G_u \\ G_u^T K_s G_s & -G_u^T K_s G_u \end{bmatrix} \\ C_1 &= \begin{bmatrix} -G_s^T C_s G_s & G_s^T C_s G_u \\ G_u^T C_s G_s & -G_u^T (C_s + C_u) G_u \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (10)$$

Đặt $x_{01} = [z_1^T, \dot{z}_1^T]^T$ là véc-tơ trạng thái, $u_{01} = q = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T$ là véc-tơ tín hiệu vào và $y_{01} = [\Delta z^T, \Delta \dot{z}^T]^T$ là véc-tơ các thông số ra, với $\Delta z = (z_s - z_u)$ là véc-tơ dịch chuyển tương đối của hệ thống treo. Khi đó, phương trình ma trận (10) có thể được biểu diễn ở dạng không gian trạng thái:

$$\begin{cases} \dot{x}_{01} = A_{01} x_{01} + B_{01} u_{01} \\ y_{01} = C_{01} x_{01} + D_{01} u_{01}, \end{cases} \quad (11)$$

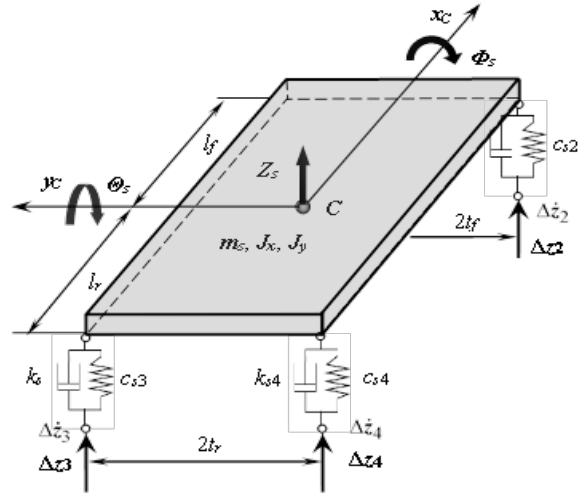
Trong đó, các ma trận hệ thống được xác định bởi:

$$\begin{aligned} A_{01} &= \begin{bmatrix} 0 & I \\ M_1^{-1} C_1 & M_1^{-1} K_1 \end{bmatrix}, \quad B_{01} = \begin{bmatrix} 0 \\ M_1^{-1} H_1 \end{bmatrix}, \\ C_{01} &= \begin{bmatrix} G_s & -G_u & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_s & -G_u \end{bmatrix}, \quad D_{01} = [0]. \end{aligned} \quad (12)$$

2.3. Mô hình dao động rút gọn

Việc thiết kế bộ ước lượng các thông số quán tính dựa trên mô hình dao động đầy đủ của ô tô gặp nhiều khó khăn do khó có thể đo lường

chính xác tín hiệu đầu vào là biên dạng mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường tại các bánh xe $q_i(t)$. Hơn nữa, trong quá trình hoạt động, sự thay đổi của tải trọng chỉ làm thay đổi các thông số quán tính của khối lượng được treo (bao gồm khối lượng thân xe m_s và các mômen quán tính J_x, J_y) mà không làm thay đổi các thông số quán tính của khối lượng được treo. Do đó, có thể sử dụng mô hình dao động của thân xe với tín hiệu đầu vào có thể đo được là dịch chuyển và vận tốc tương đối của hệ thống treo (véc-tơ y_{01}) để thiết kế bộ ước lượng các thông số quán tính của ô tô (Hình 2). Điều này cũng làm giảm độ phức tạp tính toán và loại bỏ sự cần thiết phải xác định các thông số liên quan đến khối lượng không được treo.



Hình 2. Mô hình dao động rút gọn.

Phương trình dao động của thân xe với tín hiệu đầu vào là véc-tơ y_{01} có thể được biểu diễn như sau:

$$M_s \ddot{y}_s = -G_s^T (K_s \Delta z + C_s \Delta \dot{z}) = H_s y_{01}, \quad (13)$$

$$\text{với } H_s = \begin{bmatrix} -G_s^T C_s & -G_s^T K_s \end{bmatrix}.$$

Trong mô hình dao động của thân xe, ba thông số quán tính của khối lượng được treo cần xác định theo thời gian thực được biểu thị

bằng véc-tơ các tham số $p = [m_s, J_x, J_y]^T$.

Để ước lượng véc-tơ p bằng phương pháp lọc Kalman-Bucy Filter (KBF), phương trình không gian trạng thái của mô hình dao động thân xe được xác định như sau:

$$\begin{cases} \dot{x}_{02} = A_{02} x_{02} + B_{02} u_{02} \\ y_{02} = C_{02} x_{02} + D_{02} u_{02}, \end{cases} \quad (14)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} x_{02} &= [\dot{y}_s^T, p^T]^T = [\dot{Z}_s, \dot{\phi}_s, \dot{E}_s, m_s, J_x, J_y]^T, \\ y_{02} &= x_{02}, \quad u_{02} = y_{01} = [\Delta z_s^T, \Delta \dot{z}_s^T]^T, \\ A_{02} &= [0], \quad B_{02} = \begin{bmatrix} M_s^{-1} H_s \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_{02} = [I], \quad D_{02} = [0]. \end{aligned} \quad (15)$$

Do sự thay đổi tải trọng là các sự kiện gián đoạn chỉ xảy ra khi ô tô dừng chuyển động nên có thể coi p bất biến theo thời gian, nghĩa là $\dot{p} = 0$.

2.4. Bộ ước lượng các thông số quán tính Kalman-Bucy Filter (KBF)

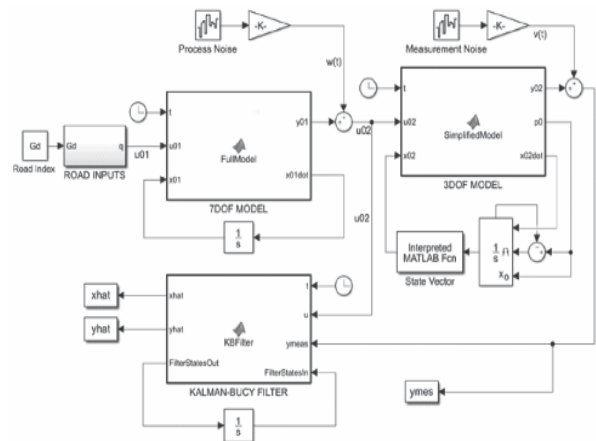
Bộ lọc Kaman-Bucy (KBF) có thể được coi là bộ lọc liên tục theo thời gian của bộ lọc Kalman (KF) truyền thống. Sơ đồ bộ lọc KBF thiết kế cho mô hình dao động rút gọn của thân xe sử dụng phần mềm Matlab Simulink được thể hiện trong Hình 3, trong đó $\hat{x}_{02}(t)$ và $\hat{y}_{02}(t)$ biểu diễn giá trị ước lượng của véc-tơ trạng thái và véc-tơ thông số ra, $w(t)$ và $v(t)$ là véc-tơ biến ngẫu nhiên đại diện cho nhiễu quá trình và nhiễu đo. Hai biến ngẫu nhiên này độc lập với nhau và được giả định tuân theo phân phối chuẩn Gaussian với trung bình bằng không và các ma trận hiệp phương sai lần lượt là Q và R : $w(t) \sim N(0, Q)$, $v(t) \sim N(0, R)$.

Nhiệm vụ của bộ lọc KBF là ước tính các trạng thái chưa biết với tín hiệu đầu vào và tín hiệu đầu ra có thể đo được. Khác với

bộ lọc KF sử dụng thuật toán dự đoán và hiệu chỉnh để cập nhật các ước lượng trạng thái, bộ lọc KBF đòi hỏi phải tích phân phương trình vi phân Riccati theo thời gian để cập nhật các giá trị ước lượng [8, 9, 11]:

$$\begin{cases} K = P C_{02}^T R^{-1} \\ \dot{\hat{x}}_{02} = A_{02} \hat{x}_{02} + B_{02} u_{02} + \dots \\ \quad + K [\tilde{y}_{02} - (C_{02} \hat{x}_{02} + D_{02} u_{02})] \\ \hat{y}_{02} = C_{02} \hat{x}_{02} + D_{02} u_{02} \\ \dot{P} = A_{02} P + P A_{02}^T - P C_{02}^T R^{-1} C_{02} P + Q \end{cases} \quad (16)$$

Trong phương trình trên, K được gọi là ma trận quan sát KBF, P biểu thị ma trận ước lượng hiệp phương sai của sai số đo thỏa mãn phương trình Riccati, R là ma trận trọng số của nhiễu đo và Q là ma trận trọng số của nhiễu quá trình, hai ma trận này là thông số thiết kế cơ bản của bộ lọc KBF.



Hình 3. Sơ đồ bộ lọc Kalman-Bucy Filter (KBF) cho mô hình dao động của thân xe.

3. MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

3.1. Thông số đầu vào

Hình 4 giới thiệu sơ đồ khối mô hình mô phỏng bộ ước lượng các thông số quán tính KBF bằng phần mềm Matlab Simulink. Các

thông số của ô tô khảo sát được cho trong Bảng 2. Ô tô chuyển động thẳng với vận tốc không đổi $v = 50\text{km/h}$ trên các loại đường có chỉ số mấp mô mặt đường $G_d(n_0)$ thay đổi tương ứng với loại đường từ A đến E (Bảng 1). Giá trị độ lớn của véc-tơ nhiễu quá trình tương ứng với y_{01} và véc-tơ nhiễu đo tương ứng với y_{02} được chọn là:

$$\begin{aligned} w(t) &= [1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1]^T \cdot 10^{-2} \\ v(t) &= [10^{-2}, 10^{-2}, 10^{-2}, 10^2, 10^3, 10^3]^T. \end{aligned} \quad (17)$$

Các ma trận trọng số của nhiễu quá trình Q và nhiễu đo R được xác định như sau:

$$\begin{aligned} Q &= \text{diag}([10^{-2}, 10^{-2}, 10^{-2}, 1, 1, 1, 1]) \\ R &= \text{diag}([1, 1, 1, 1, 1, 1] \cdot 10^{-2}). \end{aligned} \quad (18)$$

Giá trị thực tế của các thông số quán tính của ô tô được mô phỏng thay đổi theo thời gian: trong 7 giây đầu tiên, giá trị này bằng giá trị định mức cho trong Bảng 1, ở 7 giây tiếp theo, các giá trị này tăng lên 1,5 lần và sau đó giảm 2 lần so với giá trị định mức trong thời gian còn lại. Giá trị ban đầu của bộ ước lượng được đặt ở mức gấp 2 lần giá trị định mức.

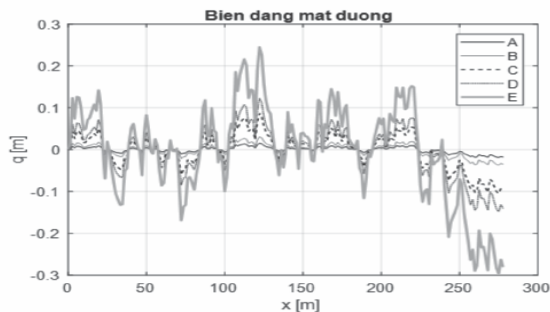
Bảng 2. Thông số ô tô tải hai trục sử dụng trong mô phỏng.

Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng thân xe	m_s	5394	kg
Mômen quán tính khối lượng thân xe theo trục dọc	J_x	4600	kgm^2
Mômen quán tính khối lượng thân xe theo trục ngang	J_y	19632	kgm^2
Khối lượng cụm trục trước	m_{uf}	266	kg
Khối lượng cụm trục sau	m_{ur}	427	kg
Hệ số cản của giảm chấn hệ thống treo trước	k_{sf}	7733	Ns/m
Hệ số cản của giảm chấn hệ thống treo sau	k_{sr}	9804	Ns/m
Độ cứng của hệ thống treo trước	c_{sf}	177000	N/m
Độ cứng của hệ thống treo sau	c_{sr}	193844	N/m
Độ cứng bánh xe trước	c_{uf}	493211	N/m
Độ cứng bánh xe sau	c_{ur}	986422	N/m
Khoảng cách từ trục trước đến trọng tâm xe	l_f	2,400	m
Khoảng cách từ trục sau đến trọng tâm xe	l_r	1,685	m
Khoảng cách vết bánh xe trước	2_{tf}	1,705	m
Khoảng cách vết bánh xe sau	2_{tr}	1,495	m

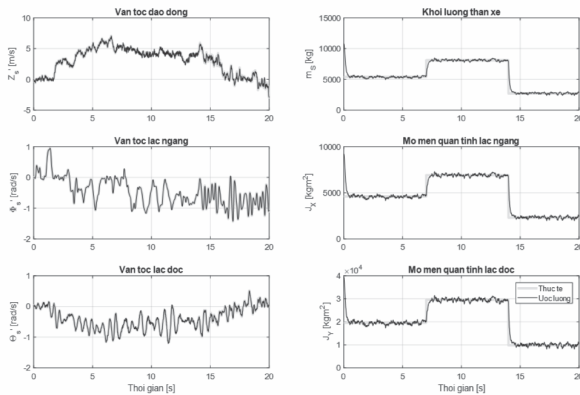


3.2. Kết quả mô phỏng

Sự thay đổi của các loại biên dạng mặt đường ở các bánh xe bên trái theo quãng đường di chuyển được mô tả trên Hình 5. Đối với mặt đường loại A, chiều cao mấp mô mặt đường thay đổi trong phạm vi $\pm 0,015\text{m}$, trong khi ở mặt đường loại E giá trị này là $\pm 0,3\text{m}$.



Hình 5. Sự thay đổi biên độ mấp mô mặt đường theo các loại đường khác nhau.



Hình 6. Biến đổi theo thời gian của các thông số trạng thái trên mặt đường loại E.

Bảng 3. Sai số giữa giá trị thực tế và ước lượng trên các loại đường RMSE (MAPE).

Loại đường	$\dot{Z}_s$ (m/s)	$\dot{\Phi}_s$ (rad/s)	$\dot{\Theta}_s$ (rad/s)	m_s (kg)	J_x (kgm ²)	J_y (kgm ²)
A	0,051(4,8%)	0,002(1,2%)	0,015(4,6%)	50,9(4,2%)	56,6(4,6%)	189,8(5,0%)
B	0,113(5,2%)	0,015(3,5%)	0,022(5,2%)	55,5(4,5%)	62,5(5,2%)	192,3(5,2%)
C	0,181(6,1%)	0,022(4,2%)	0,028(5,6%)	60,2(5,3%)	71,6(6,8%)	208,2(6,3%)
D	0,213(6,5%)	0,025(4,6%)	0,034(6,3%)	72,6(6,4%)	83,2(7,5%)	239,4(8,1%)
E	0,342(7,4%)	0,031(5,8%)	0,042(7,6%)	81,4(7,7%)	96,5(8,3%)	269,7(9,2%)

Biến đổi theo thời gian của các thông số trạng thái mô hình dao động thân xe trên mặt đường loại E được minh họa trên Hình 6, trong đó đường nét đậm màu nhạt biểu thị các giá trị thực tế, đường nét mảnh màu đậm là các giá trị được ước lượng bằng bộ lọc KBF thiết kế. Có thể thấy các giá trị ước lượng của vận tốc dao động thân xe mô tả gần như chính xác biến đổi thực tế của các thông số này. Kết quả tương tự cũng nhận được đối với giá trị ước lượng của các thông số quán tính bao gồm khối lượng và các mô men quán tính của thân xe, sự sai lệch chỉ xảy ra trong khoảng thời gian 0,5 giây tại thời điểm giá trị thực tế thay đổi đột ngột.

3.3. Đánh giá sai số

Độ chính xác của bộ ước lượng các thông số quán tính KBF được đánh giá thông qua giá trị sai lệch bình phương trung bình (RMSE) và sai số tuyệt đối trung bình (MAPE) theo công thức:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2}, \quad (19)$$

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| 100\%,$$

Trong đó, $y_i(t)$ là giá trị thực tế của đại lượng cần đánh giá sai số, $\hat{y}_i(t)$ là giá trị ước lượng nhận được từ thuật toán KBF, và N là tổng số giá trị ước lượng được thực hiện.

Kết quả đánh giá sai số giữa giá trị thực tế và ước lượng của các thông số trạng thái theo công thức (19) tương ứng với các loại đường khác nhau được cho trong Bảng 3. Giá trị sai lệch bình phương trung bình (RMSE) và sai số tuyệt đối trung bình (MAPE) có xu hướng tăng theo biên độ nhấp mô mặt đường từ A đến E, tuy nhiên sai số MAPE của các thông số trạng thái đều nhỏ hơn 10%, điều đó cho thấy bộ ước lượng các thông số quán tính KBF làm việc ổn định và hiệu quả trên các loại đường khác nhau.

4. KẾT LUẬN

Dựa trên mô hình dao động đầy đủ 7 bậc tự do của ô tô trong không gian, bài báo đã đề xuất một mô hình dao động 3 bậc tự do của thân xe với tín hiệu đầu vào là dịch chuyển và vận tốc dịch chuyển của hệ thống treo tại bốn bánh xe để thiết kế bộ lọc KBF ước lượng các thông số quán tính của thân xe. Phương pháp này cho phép đơn giản hóa việc xác định các tín hiệu đầu vào cần thiết cho bộ ước lượng KBF và cho phép loại bỏ tác động của các yếu tố ngẫu nhiên từ mặt đường.

Các kết quả mô phỏng bằng phần mềm Matlab Simulink cho thấy bộ ước lượng KBF với các ma trận trọng số Q và R được thiết kế đảm bảo khử được nhiễu quá trình và nhiễu đo, nhanh chóng đưa các giá trị ước lượng của khối lượng và mô men quán tính của thân xe hội tụ về giá trị thực tế chỉ sau thời gian 0,5 giây với sai số dưới 10%. Điều này cho phép xác nhận về mặt lý thuyết hiệu quả và độ tin cậy của bộ ước lượng KBF thiết kế. ❖

Ngày nhận bài: 21/4/2025

Ngày phản biện: 08/5/2025

Tài liệu tham khảo:

[1]. Kanwar Bharat Singh and Saied Taheri (2019),

- “Integrated State and Parameter Estimation for Vehicle Dynamics Control”. International Journal of Vehicle Performance, No.5, pp.329-376.
- [2]. Wenfei Li, Huiyun Li et al. (2021), “Estimation of Vehicle Dynamic Parameters Based on the Two-Stage Estimation Method”. Sensors, 21(11). 3711.
- [3]. Moustapha Doumiati, Ali Charara et al., (2013), “Vehicle Dynamics Estimation using Kalman Filtering - Experimental Validation”. John Wiley & Sons, Inc.
- [4]. Kidambi, N., Harne, R. et al., (2014), “Methods in Vehicle Mass and Road Grade Estimation”. SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech, Syst. 7(3), pp.981-991.
- [5]. Ardalán Vahidi, Anna Stefanopoulou et al. (2005), “Recursive Least Squares with Forgetting for Online Estimation of Vehicle Mass and Road Grade: Theory and Experiments”. Vehicle System Dynamics, Vol. 43, No. 1, 31-55.
- [6]. Daeil Kim, Seibum B. Choi et al. (2012), “Integrated Vehicle Mass Estimation Using Longitudinal and Roll Dynamics”. The 12th International Conference on Control, Automation and Systems, Korea, pp.862-867.
- [7]. Yunfei Zha, Xinye Liu et al., (2022), “Vehicle State Estimation Based on Extended Kalman Filter and Radial Basis Function Neural Networks”. International Journal of Distributed Sensor Networks, Vol. 18(6).
- [8]. Nguyen Tuan-Anh, Nguyen Cong Tuan (2019), “Real-time Vehicle Inertial Parameters Estimation Based on a Simplified Half-Car Vertical Vibration Model”. International Conference on Engineering Research and Applications ICERA 2018, LNNS, Springer, No.63, pp.521-531.
- [9]. Nguyen Tuan Anh (2024), “Real-time estimation of vehicle inertia parameters based on Kalman-Bucy filter”. Transport and Communications Science Journal, Vol 75, Issue 04, pp.1593-1603.
- [10]. Wanmin Li, Yan Wang et al. (2019), “Kalman Filter Method Based Vehicle Mass Estimation for Automobile Suspension System”. International Journal of Circuits, Systems and Signal Processing, No.13, pp.344-351.
- [11]. Truong Manh Hung and Vu Van Tan (2023), “Designing a Kalman–Bucy State Estimator for a Full Vertical Car Model”. Mathematical Problems in Engineering Volume.
- [12]. Peter Múčka (2012), “Simulated Road Profiles According to ISO 8608 in Vibration Analysis”. Journal of Testing and Evaluation, ISSN 0090-3973, No.46, pp.405-418.

ĐÁNH GIÁ PHẠM VI HOẠT ĐỘNG CỦA Ô TÔ ĐIỆN VỚI HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC NHIỀU CẤP

EVALUATION OF THE DRIVING RANGE OF ELECTRIC VEHICLES EQUIPPED WITH MULTI-SPEED TRANSMISSION SYSTEMS

PGS,TS. **Trần Văn Như**

Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: thanhhuyen@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Ô tô điện đang dần thay thế phương tiện sử dụng động cơ đốt trong nhờ ưu điểm về hiệu suất và phát thải thấp. Phạm vi hoạt động sau mỗi lần sạc vẫn là một trong những hạn chế lớn, ảnh hưởng trực tiếp đến tính thực tiễn của xe điện trong điều kiện sử dụng thực tế. Bài báo này trình bày nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của hệ thống truyền lực nhiều cấp đến phạm vi hoạt động của ô tô điện, thông qua việc xây dựng mô hình mô phỏng sử dụng phần mềm Matlab. Ba phương án hệ truyền lực được khảo sát bao gồm: hộp số 1 cấp, hộp số 2 cấp và hộp số vô cấp CVT. Kết quả mô phỏng trên chu trình lái chuẩn WLTP cho thấy, hệ thống truyền lực nhiều cấp giúp động cơ làm việc trong vùng hiệu suất tối cao, qua đó giảm mức tiêu thụ năng lượng và tăng phạm vi hoạt động của phương tiện, thể hiện khả năng thích ứng linh hoạt và hiệu quả sử dụng năng lượng vượt trội so với các hệ thống truyền lực 1 cấp.

Từ khóa: Ô tô điện; Mô phỏng phạm vi hoạt động; Mô hình dòng năng lượng.

ABSTRACT

Electric vehicles (EVs) are increasingly emerging as viable alternatives to internal combustion engine vehicles due to their superior energy efficiency and low emissions. Nevertheless, limited driving range per charge remains a major constraint, directly impacting the practical deployment of EVs under real-world operating conditions. This paper presents a study evaluating the influence of multi-speed transmission systems on the driving range of electric vehicles, based on the development of a simulation model using Matlab software. Three transmission configurations are considered, including single-speed transmission, two-speed transmission, and continuously variable transmission (CVT). Simulation results under the standard WLTP driving cycle reveal that multi-speed transmission systems enable the electric motor to operate closer to its optimal efficiency region, thereby reducing energy consumption and extending vehicle driving range. Among the evaluated systems, CVT demonstrates outstanding adaptability and superior energy efficiency compared to single-speed configurations.

Keywords: Electric vehicles; Driving range simulation; Power flow modeling; Multi-speed transmission;

1. TỔNG QUAN

Ô tô điện (EV - Electric Vehicle) là loại phương tiện sử dụng năng lượng điện từ bộ pin để cung cấp cho động cơ điện, thay thế hoàn toàn động cơ đốt trong truyền thống. Khác với ô tô sử dụng động cơ đốt trong, hệ truyền lực của xe điện có thể được thiết kế đơn giản hơn nhờ đặc tính mô men của động cơ điện. Tùy theo cách bố trí và mục tiêu thiết kế, hệ thống truyền lực trên ô tô điện có thể sử dụng hộp số 1 cấp (single-speed), hộp số 2 cấp hoặc hộp số vô cấp (CVT – Continuously Variable Transmission). Mỗi hệ thống truyền lực có những ưu điểm và giới hạn riêng về mặt hiệu suất, khả năng tăng tốc và tiêu thụ năng lượng.

Hệ thống truyền lực 1 cấp có kết cấu đơn giản, trọng lượng nhẹ, chi phí sản xuất thấp và dễ điều khiển. Tuy nhiên, nhược điểm của hệ thống này là không thể tối ưu hiệu suất động cơ trong toàn bộ dải tốc độ làm việc, đặc biệt là trong các điều kiện vận hành thay đổi liên tục như lái xe đô thị hoặc đường hỗn hợp[1]. Hệ thống truyền lực 2 cấp có khả năng cải thiện phạm vi hoạt động và hiệu suất vận hành nhờ cho phép chuyển đổi giữa hai dải tỷ số truyền khác nhau. Các nghiên cứu như của Zhang et al. (2020) cho thấy hộp số 2 cấp giúp tăng hiệu suất trung bình của hệ truyền động điện lên khoảng 4-6% so với hộp số 1 cấp trong cùng điều kiện vận hành [2]. Hộp số vô cấp CVT có ưu điểm vượt trội về khả năng thay đổi liên tục tỷ số truyền, giúp động cơ duy trì hoạt động trong vùng hiệu suất tối ưu. Theo nghiên cứu của Kazemi et al. (2014), việc sử dụng CVT trên hệ truyền lực xe điện có thể giảm từ 8-12% mức tiêu thụ năng lượng so với hệ thống 1 cấp truyền thống, đặc biệt hiệu quả trong điều kiện vận hành có nhiều thay đổi tải trọng và tốc độ [3].

Tối ưu hóa hiệu suất sử dụng năng lượng là một trong những mục tiêu quan trọng nhất trong thiết kế hệ truyền lực cho ô tô điện. Việc sử dụng các hệ thống truyền lực nhiều cấp như hộp số 2 cấp hoặc CVT được chứng minh là một giải pháp hiệu quả để đạt được mục tiêu này. Các nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm của Liu et al. (2019) và Chen et al. (2022) chỉ ra rằng, việc bổ sung thêm cấp số hoặc cơ chế điều chỉnh liên tục tỷ số truyền không chỉ cải thiện khả năng tăng tốc mà còn nâng cao phạm vi hoạt động sau mỗi lần sạc từ 10-20%, tùy theo điều kiện vận hành [4], [5]. Tại Việt Nam, các nghiên cứu chuyên sâu về ảnh hưởng của cấu trúc hệ truyền lực đến phạm vi hoạt động của ô tô điện còn chưa nhiều. Do đó, việc xây dựng mô hình mô phỏng các cụm của hệ thống truyền lực trên ô tô điện có trang bị hộp số CVT và các cụm khác của bộ điều khiển làm cơ sở khảo sát động lực học chuyển động thẳng của ô tô điện, và tối ưu hóa quá trình sử dụng năng lượng điện trên ô tô.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH MÔ PHỎNG PHẠM VI HOẠT ĐỘNG CỦA Ô TÔ ĐIỆN

Mô hình mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện đóng vai trò như một công cụ thiết yếu để dự đoán, phân tích và tối ưu hóa hệ thống truyền động, hệ thống điều khiển, cũng như thiết kế tổng thể ô tô điện. Việc xây dựng mô hình chính xác có thể đánh giá và so sánh các lựa chọn thiết kế khác nhau mà không cần tiến hành thử nghiệm tốn kém và mất thời gian. Có nhiều phương pháp mô hình hóa được sử dụng để dự đoán phạm vi hoạt động của ô tô điện, như: mô hình hồi quy, mô hình vật lý tường minh (white-box), mô hình dòng công suất (Energetic Macroscopic Representation – EMR). Mô hình hồi quy sử dụng dữ liệu đo đạc thực tế từ các thử nghiệm trên đường hoặc trong phòng thí nghiệm để nội suy hoặc



xây dựng các mô hình hồi quy. Mô hình này có độ chính xác cao trong các điều kiện thử nghiệm cụ thể, nhưng khả năng khái quát hóa cho các điều kiện vận hành khác nhau có thể bị hạn chế. Mô hình vật lý tường minh được xây dựng từ phương trình động học, cơ học và điện học để mô tả chi tiết hoạt động của từng thành phần trong hệ thống động lực. Mô hình này có thể đánh giá sâu sắc về hành vi của hệ thống, nhưng đòi hỏi thông tin chi tiết các phần tử của hệ thống và phức tạp trong việc xây dựng và mô phỏng. Mô hình EMR là phương pháp mô hình bán vật lý (semi-physical), mô tả mối quan hệ trao đổi công suất giữa các phần tử trong hệ thống thông qua các khối chức năng tương đương. Phương pháp này cân bằng giữa độ chính xác và độ phức tạp, cho phép mô tả dòng công suất một cách hiệu quả và dễ dàng tích hợp các thành phần khác nhau của hệ thống.

Trong số các phương pháp trên, mô hình dòng năng lượng được đánh giá cao nhờ khả năng mô tả chính xác dòng công suất trong hệ thống truyền động, tính linh hoạt trong việc mở rộng và tích hợp các yếu tố điều khiển. Phương pháp này cho phép xác định mức tiêu thụ năng lượng của từng cấu trúc truyền lực dựa trên các đặc tính đầu vào (ví dụ: vận tốc, lực cản, hiệu suất), từ đó tính toán phạm vi hoạt động của ô tô điện. Bài báo sử dụng mô hình EMR và mô phỏng bằng phần mềm Matlab/Simulink để đánh giá phạm vi hoạt động của ô tô điện với hộp số nhiều cấp. Hình 1 thể hiện mô hình EMR của ô tô điện.



Hình 1. Mô hình dòng năng lượng mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện

Mô hình năng lượng trên ô tô điện mô tả chuỗi chuyển đổi và tiêu hao năng lượng, bắt đầu từ điều kiện chuyển động theo chu trình thử (như WLTP hoặc FTP-75), qua các khâu truyền động đến tiêu hao năng lượng điện trong pin. Đầu vào của mô hình là thông tin về vận tốc theo thời gian từ chu trình thử. Từ đây, hệ thống xác định công suất cần chuyển động (bao gồm công suất cản lăn, cản không khí và công suất cản quán tính khi tăng tốc). Dựa vào yêu cầu công suất tại bánh xe, tính toán mô men xoắn và tốc độ yêu cầu của động cơ điện. Sử dụng nội suy để xác định hiệu suất của động cơ điện và tính toán công suất điện tiêu thụ. Công suất tiêu thụ sẽ được dùng để xác định công suất lấy từ pin, có xét đến hiệu suất bộ biến tần. Cuối cùng, mức tiêu hao năng lượng được tích lũy theo thời gian, dẫn đến tính toán dung lượng pin còn lại và quãng đường đi được của xe. Mô hình này giúp đánh giá hiệu quả sử dụng năng lượng trong các điều kiện vận hành thực tế. Trong mô hình trên, hiệu suất của động cơ điện thay đổi khá nhiều tùy thuộc vào điều kiện làm việc của động cơ (tốc độ và mô men). Hiệu suất truyền lực cơ khí, hiệu suất của bộ biến tần, nạp và xả của pin coi như không đổi.

Xét trường hợp ô tô chuyển động trên đường bằng, bỏ qua gió, quán tính của khối lượng chuyển động quay là khá nhỏ nên có thể bỏ qua. Công suất cần chuyển động của ô tô gồm công suất cản lăn (N_p), công suất cản quán tính (N_j) và công suất cản gió (N_w):

$$N_c = mgfv + 0,5\rho CA v^3 + m j v \quad (1)$$

Trong đó: m - Khối lượng của ô tô; f - Hệ số cản lăn; v - Vận tốc ô tô; j - Gia tốc của ô tô; ρ - Khối lượng riêng của không khí; C - Hệ số hình dáng khí động học; A - Diện tích cản chính diện của ô tô.

Khi ô tô giảm tốc, với gia tốc đủ lớn

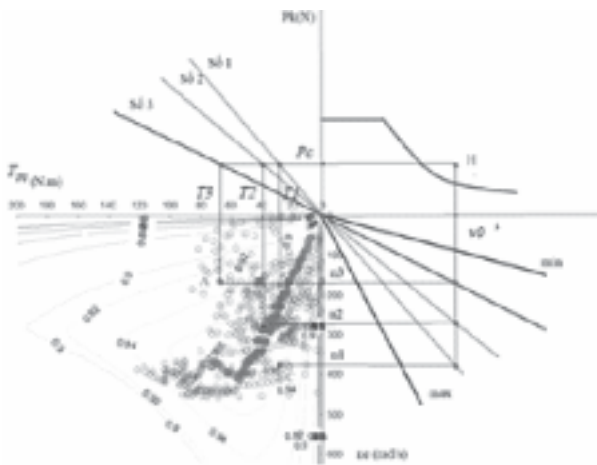
công suất cản N_c âm, khi đó máy điện làm việc ở chế độ máy phát và nạp điện vào ắc quy.

$$N_m = \frac{N_c}{\eta_{ck}} \quad (2)$$

Mô men và tốc độ tương ứng của động cơ điện được xác định như sau:

$$\omega_{mi} = \frac{v i_{ti}}{r_w}; T_{mi} = \frac{N_m}{\omega_{mi}} \quad (3)$$

Trong đó: i_{ti} - Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ở số i , sau; r_w - Bán kính bánh xe. Hiệu suất của động cơ điện phụ thuộc vào điểm làm việc (ω_{mi} , T_{mi}). Với mỗi trường hợp lựa chọn số truyền khác nhau, động cơ điện làm việc tại các điểm khác nhau với hiệu suất khác nhau. Logic chuyển số lựa chọn số truyền có hiệu suất cao nhất (Hình 2). Với trường hợp truyền lực CVT, ta có thể rời rạc hóa miền giới hạn tỷ số truyền thành nhiều cấp số.



Hình 2. Minh họa lựa chọn số truyền để hiệu suất động cơ cao nhất khi ô tô chuyển động ở vận tốc v_0

Công suất của pin cung cấp cho sự hoạt động của động cơ được:

$$N_b = \frac{N_m}{(\eta_m(\omega_m, T_m) \eta_d)^{\text{sgn}(N_m)}} \quad (4)$$

Trong đó: η_d - Hiệu suất nạp, xả của pin; $\text{sgn}(N_m)$ thể hiện trạng thái nạp, xả của pin. Trong trường hợp nạp (phanh tái sinh), $N_m < 0$, khi đó công suất pin thu hồi được N_b nhỏ hơn công suất cơ học N_m quay máy phát điện. Ngược lại, trường hợp xả (động cơ điện kéo), $N_m > 0$, công suất xả của pin lớn hơn công suất cơ học N_m của động cơ. Dung lượng pin thay đổi theo thời gian xác định theo biểu thức (5):

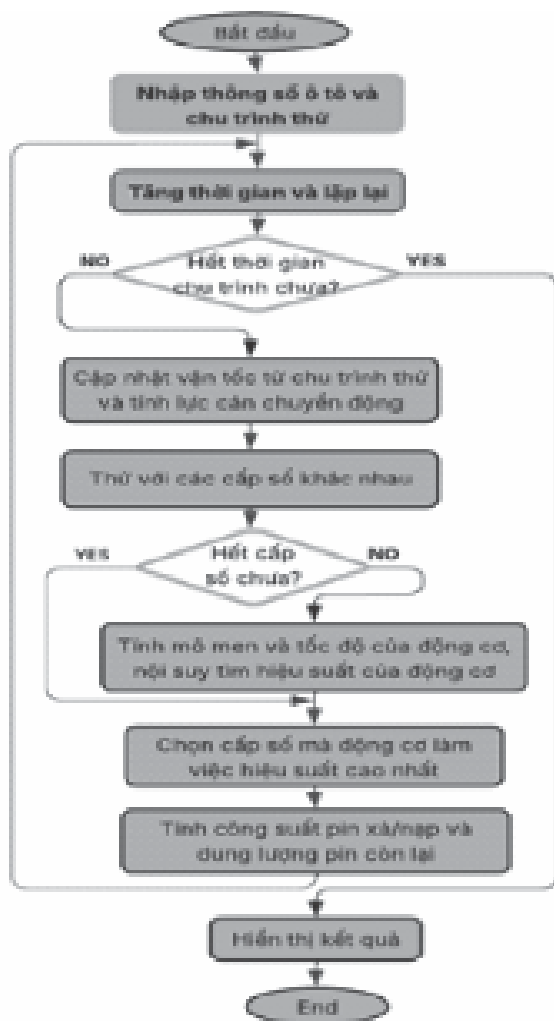
$$C_b(t) = C_b(0) - \int_0^t N_b(\tau) d(\tau) \quad (5)$$

Trong đó: $C_b(0)$ - Dung lượng ban đầu của pin. Trong trường hợp phanh tái sinh công suất cản âm, $N_m < 0$, do đó $N_b < 0$, pin được nạp thêm.

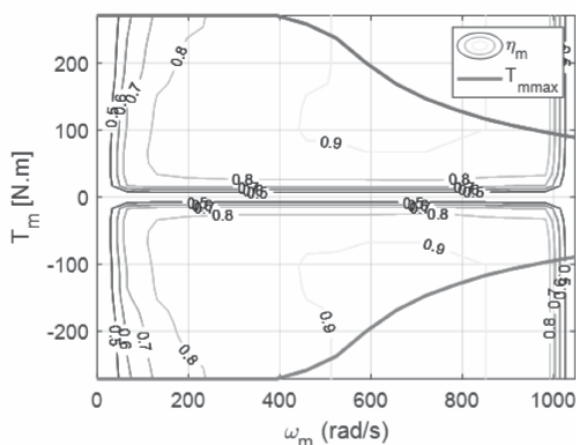
3. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Sử dụng phần mềm MATLAB mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện. Sơ đồ khối mô phỏng thể hiện trên Hình 3. Thông số của ô tô: khối lượng toàn bộ $m = 2328\text{kg}$; tỷ số truyền hệ thống truyền lực 1 cấp $i_{t1} = 9,118$; tỷ số truyền của hệ thống truyền lực 2 cấp $i_{t11} = 9,118$, $i_{t12} = 3,716$; tỷ số truyền của hệ thống truyền lực CVT $i_{t1} \in [9,118 \quad 3,716]$; bán kính bánh xe $r_{bx} = 0,33\text{m}$; dung lượng pin $C_b(0) = 87700 \text{ kWh}$; diện tích cabin chính điện $F = 1,8\text{m}^2$; hệ số cản lăn $f_0 = 0,012$; hệ số hình dáng khí động học $C = 0,25$; khối lượng riêng không khí $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$; hiệu suất truyền lực cơ khí $\eta_{ck} = 0,95$. Hiệu suất làm việc của động cơ điện thể hiện trên Hình 4.



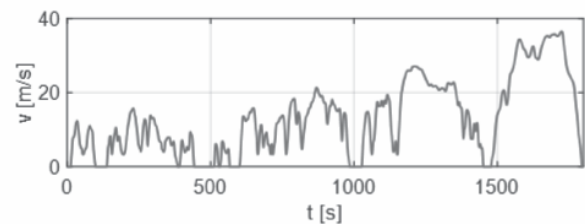


Hình 3. Lưu đồ mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện



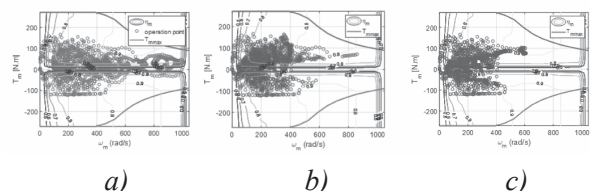
Hình 4. Bản đồ hiệu suất của động cơ

Sử dụng chu trình chuyển động WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure) thể hiện trên Hình 5.



Hình 5. Chu trình chuyển động WLTP

Kết quả mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện với 3 trường hợp cấu hệ thống truyền lực 1 cấp, 2 cấp và CVT lần lượt là: 324km, 340km, và 342km. Như vậy, với hệ thống truyền lực 2 cấp, phạm vi hoạt động tăng 5% so với hệ thống truyền lực 1 cấp. Hệ thống truyền lực CVT tăng hơn không đáng kể với với hệ thống truyền lực 2 cấp. Điểm làm việc của động cơ điện ứng với 3 cấu hình hệ thống truyền lực thể hiện trên Hình 6. Với hệ thống truyền lực 1 cấp, điểm làm việc chủ yếu tập trung gần trục hoành, nơi có hiệu suất không cao. Với hệ thống truyền lực 2 cấp và CVT, điểm làm việc phân bố chủ yếu ở vùng có hiệu suất khá cao, từ 0,7 đến 0,8.

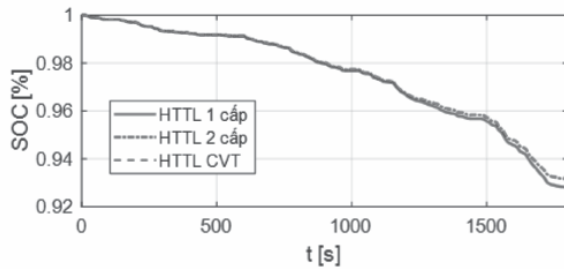


Hình 6. Điểm làm việc của động cơ điện trên bản đồ hiệu suất:

a – Hệ thống truyền lực 1 cấp; b – Hệ thống truyền lực 2 cấp; c – Hệ thống truyền lực CVT

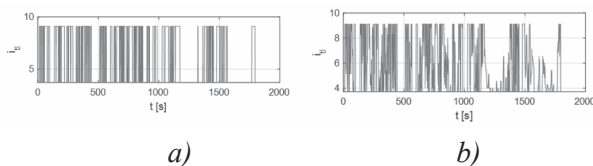
Với hệ thống truyền lực CVT, điểm làm việc tập trung chủ yếu trên đường hiệu suất tối ưu (OOL – Optimal Operation Line). Độ sụt giảm % SOC thể hiện trên Hình 7. Sau 1 chu

trình chuyển động, % pin còn lại lần lượt là 92,82%; 93,17%; 93,20%; tương ứng hệ thống truyền lực 1 cấp, 2 cấp và CVT. Dung lượng pin tiêu hao cho mỗi chu trình chuyển động là: 6297wh; 5990wh; 5964wh.



Hình 7. Tỷ lệ % SOC giảm theo thời gian mô phỏng

Tỷ số truyền thay đổi theo thời gian thể hiện trên Hình 8.



Hình 8. Tỷ số truyền thay đổi theo thời gian mô phỏng:

a – Hệ thống truyền lực 1 cấp;
b – Hệ thống truyền lực CVT.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày mô hình và mô phỏng phạm vi hoạt động của ô tô điện với các cấu hình hệ thống truyền lực 1 cấp, 2 cấp, và hệ thống truyền lực CVT. Các thông số khác của ô tô và điều kiện mô phỏng giống nhau. Kết quả

mô phỏng cho thấy ô tô điện sử dụng cấu hình hệ thống truyền lực 2 cấp cho hiệu năng tốt hơn so với hệ thống truyền lực 1 cấp. Tuy nhiên, hiệu năng cũng không quá vượt trội.

So sánh giữa hệ thống truyền lực CVT và hệ thống truyền lực 2 cấp cho thấy hiệu năng của ô tô điện sử dụng hệ thống truyền lực CVT lớn hơn không nhiều so với hệ thống truyền lực 2 cấp, nhưng kết cấu phức tạp hơn. Thực tế hiện nay, một số ô tô sử dụng hệ thống truyền lực 2 cấp kết hợp với nhiều động cơ có công suất khác nhau giúp tăng hiệu suất của ô tô điện. ❖

Ngày nhận bài: 09/4/2025

Ngày phản biện: 26/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Kwon, H. et al. (2018), “Electric Vehicle Powertrain Optimization”. SAE International.
- [2]. Zhang, Y. et al. (2020), “Design and Control of a Two-Speed Transmission for Electric Vehicles”. IEEE Transactions on Vehicular Technology.
- [3]. Kazemi, R. et al. (2014), “Nonlinear Control of a CVT Powertrain in Electric Vehicles”. SAE Technical Paper.
- [4]. Liu, J. et al. (2019), “Energy Efficiency Improvement of Electric Vehicles Using Multi-Speed Transmission”. Energies.
- [5]. Chen, L. et al. (2022), “Comparative Study of EV Range with Different Transmission Configurations”. Journal of Power Sources.

TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU KHUNG VỎ Ô TÔ CON THEO RUNG ỒN

OPTIMIZATION OF CAR FRAME STRUCTURE TO REDUCE NOISE AND VIBRATION

TS. Nguyễn Thiết Lập*, ThS. Nguyễn Quang Cường

Bộ môn Cơ khí ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải

*Email: thietlap.nguyen@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày lý thuyết và phương pháp tối ưu kết cấu khung vỏ ô tô con theo rung ồn. Tiếng ồn trong ô tô do khung vỏ gây ra khi có kích thích rung động, trong đó hai nguồn gây ra rung động lớn nhất cho khung vỏ là kích thích của động cơ không cân bằng và mặt đường không bằng phẳng. Trên cơ sở phân tích rung động và tiếng ồn trong khoang xe, tìm ra rung động của mảng nóc và tiếng ồn do nó gây ra là lớn nhất, từ đó đi vào tối ưu hóa kết cấu mảng nóc để giảm rung ồn cho khoang xe. Tiến hành tối ưu mảng nóc theo hai thông số là độ dày của tấm nóc và số lượng thanh ngang liên kết của mảng nóc. Sau khi tối ưu tiến hành đánh giá và so sánh với kết quả trước tối ưu về rung động và tiếng ồn trong khoang xe.

Từ khóa: Kết cấu khung vỏ ô tô; Phân tích rung động khung vỏ ô tô; Tiếng ồn trong khoang xe; Kích thích rung động; Tối ưu hóa kết cấu.

ABSTRACT

This paper presents the theory and methodology for optimizing passenger car body structure based on vibration and noise performance. In-cabin noise is generated by the body structure when subjected to vibration, with the two primary sources of vibration being engine imbalance and road surface irregularities. Based on an analysis of vibration and in-cabin noise, it was found that roof panel vibration and its associated noise contribution are the most significant. Therefore, the paper focuses on optimizing the roof panel structure to reduce in-cabin vibration and noise. The roof panel is optimized by varying two parameters: the thickness of the panel and the number of cross-braces. Finally, the optimized design is evaluated and compared to the pre-optimized design in terms of in-cabin vibration and noise levels.

Keywords: Automotive body structure; Vibration Analysis of Vehicle Frame; Interior Cabin Noise; Vibration Excitation Forces; Structural Optimization.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tiếng ồn trong xe ô tô ở dải tần số thấp (20-200 Hz) đặc biệt đáng chú ý vì dải tần số dưới 200 Hz chứa đựng phần lớn tiếng ồn do rung động kết cấu thân xe gây ra. Trong dải tần số này, các biện pháp hút âm và cách âm thông thường ít hiệu quả [1], [2]. Đối với khoang hành khách có vách mỏng đàn hồi, rung động của tấm mỏng thành xe và trường âm nội bộ tạo nên một quan hệ tương tác phức tạp [3]-[7]. Do đó, để tối ưu hóa kết cấu khung vỏ ô tô tiến hành tối ưu hóa kết cấu khung vỏ để giảm tiếng ồn ở dải tần số thấp là cần thiết. Theo kết quả tính toán mô phỏng [8] thì rung động của mảng nóc xe rất lớn và cũng gây ra tiếng ồn lớn nhất tại vị trí tai của hành khách ngồi trong xe. Việc tối ưu hóa kết cấu của toàn bộ khung vỏ ô tô sẽ giảm rung ồn cho khoang xe nhưng đòi hỏi khối lượng công việc rất lớn. Trong phạm vi này, bài báo tập trung vào việc tối ưu hóa mảng nóc của khung vỏ ô tô con để giảm rung ồn cho khoang xe. Mảng nóc được tối ưu hóa trực tiếp trên toàn bộ khung vỏ, nên kết quả tối ưu của nó ảnh hưởng trực tiếp đến toàn bộ kết cấu khung vỏ xe. Từ mô hình phân tích rung động riêng, bài báo phát triển bài toán tối ưu cho mảng nóc với mục tiêu là giảm rung ồn cho xe.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TỐI ƯU HÓA KẾT CẤU KHUNG VỎ MẢNG NÓC XE CON

2.1. Xác định biến thiết kế, hàm mục tiêu, và điều kiện ràng buộc

Đối tượng nghiên cứu của bài báo là kết cấu khung vỏ xe con. Sau khi tính toán, phân tích rung động và tiếng ồn thì nhận thấy mảng nóc còn chưa hợp lý. Do đó, nghiên cứu này lựa chọn kết cấu mảng nóc để tiến hành tối ưu hóa. Kết cấu mảng nóc có hai thành phần là

các thanh ngang và tấm nóc. Mục tiêu tối ưu là giảm tiếng ồn trong khoang xe, trong khi tần số rung động riêng thứ nhất không được nhỏ hơn, và khối lượng mảng nóc phải giữ nguyên hoặc giảm xuống. Ở đây, các biến thiết kế sẽ là độ dày của tấm nóc, số lượng thanh ngang.

1) Biến thiết kế:

$$x = [x_1, x_2] \quad (1)$$

Trong đó: x_1 - Độ dày tấm nóc với $0.5 \leq x_1 \leq 0.8$; x_2 - Số lượng thanh (vị trí) các thanh ngang $2 \leq x_2 \leq 6$.

2) Hàm mục tiêu:

$$\text{Min } f(x) = \min (f_i, U) \quad (2)$$

Trong đó: f_i - Tần số rung động riêng thứ i ($i=1,2$); U - Biên độ vận tốc rung động.

3) Biến ràng buộc:

$$f_i \leq f_{i0} \text{ và } G_n \leq G_{n0} \quad (3)$$

Trong đó: f_{i0} - Tần số rung động riêng thứ i xe cơ sở ($i=1,2,3$); G_n - Trọng lượng mảng nóc sau khi tối ưu; G_{n0} - Trọng lượng mảng nóc trước khi tối ưu.

2.2. Miêu tả số học đặc tính rung động kết cấu mảng nóc

Để thuận tiện cho nghiên cứu, phương thức cố định mảng nóc coi như tấm được cố định bốn đường biên. Tần số góc rung động riêng của tấm mỏng:

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D_0}{\rho t}} \quad (4)$$

Trong đó: a, b, t lần lượt là chiều dài, chiều rộng, chiều dày của tấm mỏng; $m, n = 1, 2, \dots$, chúng được xác định ở thứ tự tần số rung động riêng bất kỳ của tấm mỏng.

$$D_0 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu_2)} \quad (5)$$

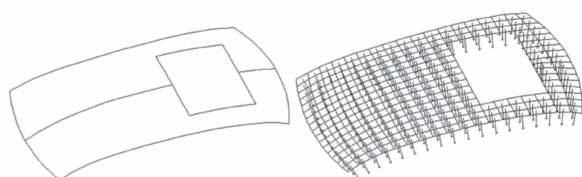
Trong đó: E - Mô đun đàn hồi của vật liệu; μ - Hệ số Poisson; ρ - Khối lượng riêng của vật liệu.

Giả thiết khoảng tần số quan tâm là (f_1, f_2) , khi tiến hành phân tích tần số tương tác âm, ta có:

$$\bar{u}(f_1, f_2) = \frac{\sum_{f=f_1}^{f_2} U(f)}{N} \quad (6)$$

$\bar{u}(f_1, f_2)$ - Hàm số phản ứng áp suất âm với rung động tấm mỏng.

Dưới đây dùng giá trị của hàm số $U(f)$ và $\bar{u}(f_1, f_2)$ để tiến hành so sánh hiệu quả giảm rung động đối với các phương án gia cường mảng nóc. Bao gồm các phương án: So sánh vị trí của các thanh gia cường; so sánh độ dày tấm nóc. Thống kê phạm vi mảng nóc như hình 1.



Hình 1. Phạm vi thống kê giá trị $U(f)$

3. ĐÁNH GIÁ BÀI TOÁN TỐI ƯU MẢNG NÓC VÀ LỰA CHỌN THUẬT TOÁN

Bài toán tối ưu mảng nóc khung vỏ xe Camry với hai thông số kết cấu là chiều dày

mảng nóc và vị trí cụm thanh tăng cứng mảng nóc (số lượng thanh xét trong khoảng từ 2 đến 6 thanh) dẫn đến số lượng biến tối ưu lớn và không cố định, từ 3 đến 7 biến.

Bài toán lựa chọn tối ưu tại tần số f_1 và f_2 cộng hưởng toàn xe. Để tối ưu chính xác cần thực hiện với mô hình toàn bộ khung xe, cụm mảng nóc tương tác với 2 sườn xe dẫn đến kết cấu mô phỏng phức tạp, không gian biến rộng.

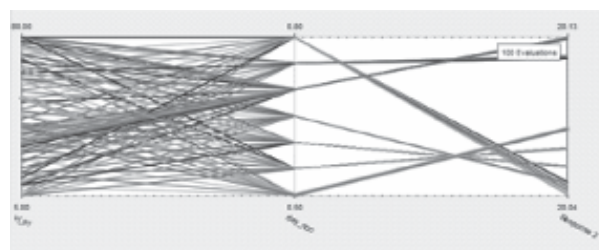
Do số lượng biến lớn nên ta sử dụng thuật toán GA, phù hợp với bài toán tối ưu đa biến, khả năng tìm kiếm toàn cục và khả năng xử lý được không gian tìm kiếm lớn. Kết hợp với thuật toán Gradient xử lý giá trị đột biến giúp tối ưu bước nhảy thể hệ trong không gian biến lớn, tối ưu thời gian tính toán. Sử dụng Monte Carlo giúp thu gọn không gian biến, giảm kích thước quần thể yêu cầu ở thuật toán GA.

Như vậy, bài toán tối ưu mảng nóc là đa biến và liên tục nên ta có thể sử dụng 3 thuật toán chính Monte Carlo, thuật toán di truyền GA, Thuật toán Gradient Descent.

4. KẾT QUẢ TỐI ƯU MẢNG NÓC

4.1. Kết quả tổng hợp tối ưu mảng nóc

Tổng hợp kết quả tối ưu, ta được biểu đồ parallel coordinate như trên hình 2.

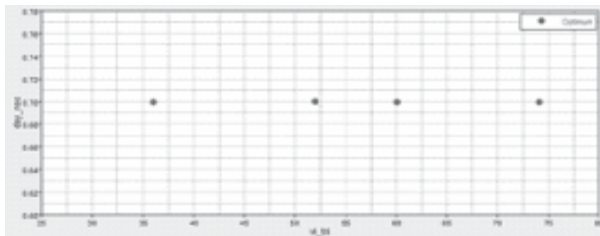


Hình 2. Các bề mặt ứng xử của thông số đầu vào với điều kiện ràng buộc được thu thập bởi thuật giải Gradient

Biểu đồ cho thấy phản hồi đầu ra của sự thay đổi giá trị đầu vào trong không gian thiết kế. Đa phần các trường hợp giải đều ra nghiệm trong khoảng 2000 trạng thái đầu. Để đảm bảo tối ưu hết cho không gian tối ưu, thuật toán Monte Carlo được sử dụng để thay đổi các vùng tính toán và các đồ thị đã thể hiện thành công. Do đó, thuật toán tối ưu bao quát được các trường hợp, không để quên giá trị tính.

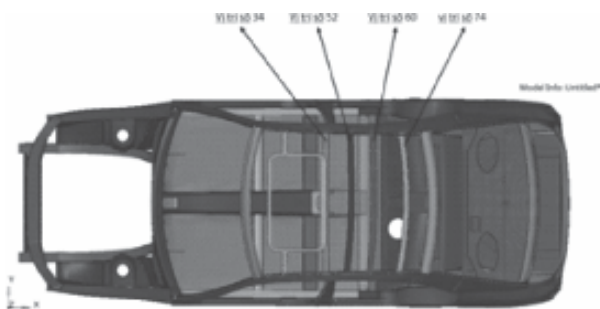
4.2. Kết quả sau tối ưu mảng nóc

Ta có bảng kết quả tối ưu mảng nóc như trên hình 3.



Hình 3. Kết quả tối ưu mảng nóc

Từ kết quả tối ưu, ta được vị trí các thanh trên mô hình phần tử hữu hạn như trên hình 4.



Hình 4. Vị trí đặt các thanh ngang cho mảng nóc sau khi tối ưu

Khi độ dày mảng nóc nhỏ hơn 0.55, độ cứng theo phương Z giảm, xe có xu hướng rung động lớn tại mảng nóc do bản thân mảng nóc gây nên (1). Khi độ dày mảng nóc lớn hơn

0.55, độ cứng theo phương Z tăng, khối lượng tăng trong khi mảng nóc kết nối giữa 2 mảng thành làm 2 mảng thành chịu uốn theo phương X. Phần đầu của thành bên có độ cứng vững thấp hơn nên có xu hướng uốn ở phần đầu (2). Khi sắp xếp hệ thống thanh ngang mảng nóc, hệ thống thanh có xu hướng sắp xếp ở phía trên đầu xe do hệ thống thanh có tác dụng chống uốn ở phía đầu xe. Khi tăng bề dày tấm nóc thì tự thân rung động của mảng nóc giảm, tiếng ồn sinh ra giảm (3). Kết hợp (1), (2), (3), ta nhận được bề dày mảng nóc tối ưu là 0.7; Bộ 4 thanh tối ưu nhận được là 34, 52, 60, 74.

5. SO SÁNH KẾT QUẢ TỐI ƯU

5.1. Rung động riêng

Sau khi tối ưu được độ dày mảng nóc, vị trí và số lượng thanh ngang của mảng nóc, ta đưa vào mô hình tính toán rung động riêng cho bài toán tối ưu rồi so sánh với kết quả tính toán khi chưa tối ưu. Tần số thứ nhất và thứ hai trước tối ưu và sau tối ưu lần lượt là: 26,3Hz, 29,44 Hz và 26,6 Hz, 29,8Hz. Hình dạng rung động như trong bảng 1.

Bảng 1. Hình dạng rung động trước và sau tối ưu

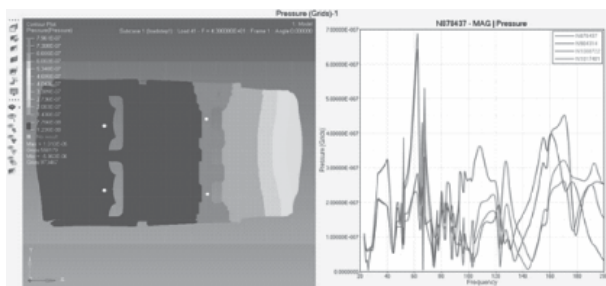
Hình dạng rung động xe nguyên bản	Hình dạng rung động sau tối ưu

Sau khi tối ưu thì khối lượng mảng nóc giảm đi nhưng tần số rung động riêng thứ nhất và thứ hai tăng lên, phân bố rung động riêng trên mảng nóc cũng hợp lý hơn.

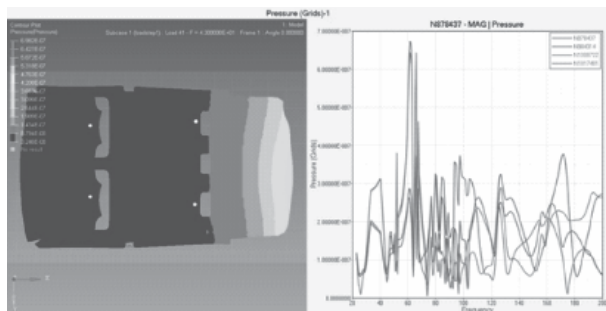
5.2. Tiếng ồn trong khoang xe

Xét kết quả tối ưu tiếng ồn tại 4 node (878483, 895085, 895862, 1008722) đại diện

cho vị trí trung điểm giữa hai tai của người ngồi trên xe, mặt cắt áp suất âm theo phương dọc nằm ngang tại vị trí tai người cách mặt sàn xe theo phương thẳng đứng là 800 (mm). Kết quả trước và sau khi tối ưu như trên hình 5 và 6.



Hình 5. Kết quả phân bố áp suất âm trước tối ưu



Hình 6. Kết quả phân bố áp suất âm sau tối ưu

Giá trị áp suất âm trong khoảng tần số trên 80Hz sau khi tối ưu giảm nhiều và rõ rệt. Tổng giá trị áp suất âm trong vùng tần số từ (23-200)Hz giảm đáng kể. Tại vị trí 62Hz, áp suất sau tối ưu giảm không nhiều do tại tần số này ngoài ảnh hưởng của tấm nóc thì nó còn ảnh hưởng nhiều của tấm chắn giữa khoang động cơ và khoang xe.

6. KẾT CẤU MẢNG NÓC TRƯỚC VÀ SAU TỐI ƯU

Kết cấu của mảng nóc trước và sau tối ưu như trong bảng 2.

Bảng 2. Kết cấu mảng nóc trước và sau tối ưu

Mảng nóc trước tối ưu	Mảng nóc sau khi tối ưu
- Độ dày tấm nóc: 0.8mm	- Độ dày tấm nóc: 0.7mm
- Số lượng thanh ngang: 02 thanh	- Số lượng thanh ngang: 04 thanh
- Khối lượng mảng nóc: 11.03 kg	- Khối lượng mảng nóc: 10.65 kg

7. KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán, ta nhận thấy khi độ dày mảng nóc mà dày quá hoặc mỏng quá đều gây ra rung lớn, độ dày tấm nóc tối ưu là 0.7mm (nguyên bản độ dày tấm nóc là 0.8mm). Đồng thời số lượng và vị trí của các thanh liên kết ngang của mảng nóc có vai trò quan trọng trong phân bố rung động và tiếng ồn trong khoang xe, sau khi tối ưu số lượng thanh ngang là 04 thanh, tăng 02 thanh so với nguyên bản.

Khối lượng mảng nóc sau khi tối ưu giảm đi nhưng tần số rung động riêng tăng lên và phân bố rung động riêng toàn bộ mảng nóc hợp lý hơn và chuyển vị giảm xuống.

Áp suất âm sau khi tối ưu tại các vị trí tai người giảm xuống rõ rệt, phân bố âm trên mặt cắt dọc theo phương ngang đi qua vị trí tai người cũng nhỏ hơn và đều hơn.

Sau khi tối ưu càng thấy rõ mảng nóc là nguồn ồn chính của kết cấu khung vỏ ô tô con gây ra ở vị trí tai người và mảng nóc đã được tối ưu để giảm được tiếng ồn rõ rệt. ❖

Ngày nhận bài: 08/4/2025

Ngày phản biện: 29/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. William J. Anderson, “*Numerical acoustics multimedia study guide*”. Automated Analysis Corporation, 1996.
- [2]. Jian Pang, “*Noise and Vibration Control in Automotive Bodies*”. China Machine Press, 2019.
- [3]. 贾继德, “客车内外噪声控制关键技术及工程应用研究”. 合肥工业大学, 博士后研究工作报告, 2007.
- [4]. 周贤勇, “基于声振模态分析的车身顶棚声学舒适性改进” [J]. 中国科技信息, 2009, 6(2), p.132-134.
- [5]. 陈南, “汽车振动与噪声控制”. 人民交通出版社, 2005.
- [6]. 靳晓雄, 张立军, “汽车噪声的预测与控制”, 同济大学出版社在, 2004.
- [7]. 龙剑, 何华, “汽车噪声与振动-理论与应用”. 北京理工大学出版社, 2006.
- [8]. ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập, “*Phân tích rung động khung vỏ ô tô con khi có kích thích của động cơ và mặt đường*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 314, 4/2024.
- [9]. SIEMENS, “*Design Sensitivity and Optimization User's Guide*”. Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. All Rights Reserved, 2017.

IMPROVING SURFACE PROPERTIES AND QUALITY OF 3D METAL PRINTED PARTS USING ULTRASONIC SURFACE NANO-CRYSTAL MODIFICATION PROCESSING

NÂNG CAO CƠ TÍNH VÀ CHẤT LƯỢNG BỀ MẶT CỦA CHI TIẾT IN 3D KIM LOẠI BẰNG GIA CÔNG SIÊU ÂM TẠO CẤU TRÚC NANO BỀ MẶT

Viet Q. Vu^{1,*}, Ngoc-Hung Chu², Minh-Quang Tran²

¹Department of Engineering and Technology, International Training Faculty, Thai Nguyen University of Technology, Thai Nguyen, 250000, Vietnam

²Department of Mechanical Engineering, TUETECH University, 1B Street Dong Bam Ward, Thai Nguyen 250000, Vietnam

*Corresponding author email: vqviet@tnut.edu.vn

ABSTRACT

Metal 3D printing holds significant promise for industrial applications, yet it faces challenges such as poor surface properties and quality. This study aims to enhance the surface mechanical property and roughness of AlSi₁₀Mg alloy and 316L stainless steel parts produced through 3D printing, using ultrasonic surface nano-crystal modification (UNSM) processing. Experiments were performed on a CNC machine, where a hard ball, subjected to ultrasonic vibrations, was pressed against the surface of the samples during processing. Real-time force measurements were conducted using a Kistler dynamometer sensor, and the collected data were analyzed using NI-DAQTMmx and LabVIEW software. The results demonstrated that ultrasonic vibration effectively reduced and stabilized the pressing force on the surface during processing. After processing, surface hardness exhibited a remarkable increase of over twofold, while surface roughness decreased by 38% to 62%. These findings indicate the promising potential of UNSM for enhancing the surface property and surface roughness of 3D printed parts.

Keywords: Metal 3D printing; Ultrasonic surface nano-crystal modification (UNSM); Ultrasonic vibratio; Surface hardness; Surface roughness.

TÓM TẮT

Lĩnh vực in 3D kim loại có rất nhiều triển vọng trong các ứng dụng công nghiệp, tuy nhiên hiện tại nó còn gặp nhiều vấn đề lớn như chất lượng và cơ tính bề mặt thấp. Nghiên cứu này nhằm mục đích nâng cao cơ tính bề mặt và giảm độ nhám bề mặt của các chi tiết in 3D bằng hợp kim nhôm AlSi₁₀Mg và thép không gỉ 316L, sử dụng phương pháp gia công siêu âm tạo bề mặt cấu trúc nano (nano ultrasonic surface nano-crystal modification, UNSM). Các thí nghiệm đã được thực hiện trên máy CNC, trong đó một đầu bi được lấn ép vào bề mặt của các mẫu in 3D với tần số siêu âm trong khi gia công. Lực ép theo thời gian được đo bằng cảm biến lực kế Kistler và dữ liệu thu thập được phân tích bằng phần mềm NI-DAQTMmx và LabVIEW. Kết quả của nghiên cứu kết luận rung động siêu âm làm giảm và ổn định lực ép lên bề mặt mẫu in 3D trong quá trình xử lý. Sau gia công UNSM, độ cứng bề mặt tăng hơn hai lần, trong khi độ nhám bề mặt giảm từ 38% đến 62%. Những phát hiện này cho thấy tiềm năng đầy hứa hẹn của gia công UNSM trong việc nâng cao tính chất bề mặt và giảm độ nhám bề mặt của các chi tiết in 3D kim loại.

Từ khóa: In 3D kim loại; Gia công siêu âm tạo cấu trúc nano bề mặt; Độ cứng bề mặt; Độ nhám bề mặt.

1. INTRODUCTION

Additive manufacturing, (or 3D printing) has been growing significantly rapidly in recent years. Fortune Business Insights predicts that the global 3D printing market will grow more than 4.5 times from 18.33 billion USD in 2022 to 83.90 billion USD in 2029 [1]. Despite being a potential industry, metal 3D printing currently has some shortcomings that need to be addressed through research and development. These are problems with the quality and low mechanical properties of the surface of metal 3D printed products such as high surface roughness, heterogeneous structure, many pits and micro-cracks, and large residual thermal stress [2]. High surface roughness and surface defects reduce surface mechanical properties and reduce part life because mechanical parts often start to fail from micro-defects on the surface layer and spread to the inner layer. Therefore, mechanical parts after 3D metal printing need to be further processed (post-processing) to reduce surface roughness and increase surface mechanical properties to meet technical requirements [3-8]. There have been several methods proposed to address this issue, such as machining [9, 10], laser micromachining [11], chemical treatment [12], and laser shock peening [13]. Each method has its own advantages and disadvantages and will be suitable under certain conditions. For example, machining and chemical treatment are effective for parts with complex geometries, but can reduce parts' sizes if the post-processing is well controlled. In addition, machining can cause tensile stress on the machined surface, reducing the mechanical properties of the surface [2]. To solve these problems, the following methods have been proposed: sand blasting [14], shot-peening [15] or laser shock peening [13]. These methods produce plastic deformation on the surface of the machined part

to increase hardness and reduce the roughness of the surface layer. However, sand blasting and shot-peening make it difficult to control the thickness of the surface deformed layer, while laser shock peening causes thermal stresses. To address these problems, recently, a new process called ultrasonic surface nano-crystal modification (UNSM) has been developed. It produces plastic deformation on parts' surfaces with the help of ultrasonic vibration to create compressive stress on the surface layer, which increases hardness and reduce surface roughness without significantly changing the size of the part [2]. UNSM does not produce tensile stress like machining and thermal stress like laser shock peening, and it is more effective in controlling the deformed layer thickness than sand blasting and shot-peening. Therefore, UNSM has been considered as an effective and potential solution in improving surface quality and surface mechanical properties [2, 16].

The present work focuses on improving the surface quality and mechanical properties of 3D printed parts using UNSM. The chosen 3D printed materials are $AlSi_{10}Mg$ aluminum alloy and 316L stainless steel. The 3D printing method chosen for these two materials is Selective Laser Sintering (SLM) because of its many advantages including its versatility, efficiency, and ability to produce complex parts with high mechanical properties. These alloys are widely used in many different industries. $AlSi_{10}Mg$ is commonly used in 3D printing of parts in the automotive, motorcycle, and aviation industries because it is a lightweight alloy, has good strength, and excellent thermal conductivity and corrosion resistance. Stainless steel 316L is widely used in the automotive, civil, and shipbuilding industries due to its high durability and ductility, easy processing, and excellent corrosion resistance and heat resistance.



2. EXPERIMENTAL PROCEDURES

2.1. UNSM working principles

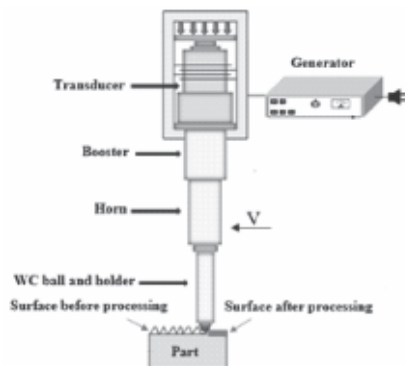


Figure 1. Schematic of UNSM's working principles.

The working principle of UNSM is shown in Figure 1. The configuration includes an ultrasonic generator and a transducer to produce ultrasonic vibration, a booster and a horn that amplifies and transmits mechanical vibrations to the ball gripped by a holder. The ultrasonic oscillation amplitude is generated by and amplified before reaching the ball. The ball is made of tungsten carbide (WC) vibrates and impacts the part surface at very high frequency (≈ 20 kHz, ultrasonic frequency) while moving along the pre-programmed path. The very high contact stress between the ball and part surface at ultrasonic frequency produces severe plastic deformation at the surface layer of the part.

2.2. Experimental setup

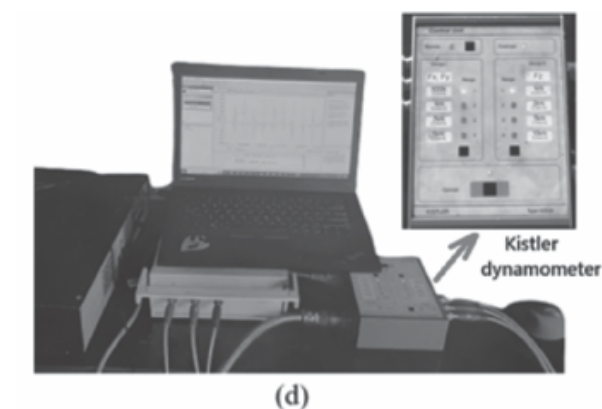
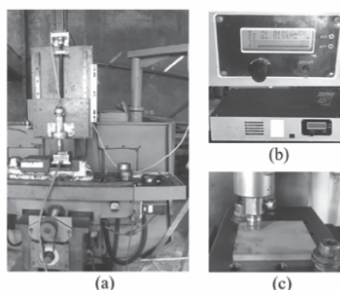


Figure 2. Experimental setup of the UNSM processing: (a) Overall setup on the XCMCU CNC milling machine; (b) Ultrasonic generator; (c) WC ball and 3D printed sample; and (d) Collecting and analyzing force signals.

The experiment was conducted on the XCMCU CNC milling machine (Figure 2a). The ultrasonic generator used in this experiment is capable of generating ultrasonic frequencies of 20 kHz to 40 kHz and amplitudes ranging from 1 to 20 μm (Figure 2b). The vibration device assembly, including transducer, booster, horn, and WC ball and its holder, is mounted on the z-axis of the CNC milling machine (Figures 2a). The 3D printed sample was fixed on a force measuring table mounted on the CNC machine table (Figures 2a and 2c). Force measurement was carried out using the Kistler dynamometer sensor assembly which sends voltage signals to the Kistler processor and this processor was connected to the computer (Figure 2d). The data transferred to the computer were analyzed using NI-DAQTMmx and LabVIEW software (Figure 2d). UNSM processing parameters were selected based on previous studies [6, 17] and are presented in Table 1.

Table 1. UNSM processing parameters

3D printed materials	Pressing force	WC Ball diameter	Processing speed (v)	Ultrasonic frequency and amplitude
316L stainless steel	60N	1.5 mm	50 mm/min	20Khz; 0 μ m
	80N			20Khz; 5 μ m
	100N			20Khz; 7.5 μ m
AlSi ₁₀ Mg aluminum alloy	20N	1.5 mm	50 mm/min	20Khz; 0 μ m
	40N			20Khz; 5 μ m
	60N			20Khz; 10 μ m

In terms of hardness test, Vickers hardness was measured before and after UNSM processing, using 100 g load and a loading time of 10 s. Surface roughness before and after UNSM processing was also measured using the Total Meter SRT6200S roughness tester.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The changes in the pressing forces that the WC ball applied on the sample's surfaces are shown in Figures 3-4. UNSM with ultrasonic vibration in both materials AlSi₁₀Mg and 316L produced smaller and more stable pressing forces than UNSM without ultrasonic vibration. This indicates the advantage of ultrasonic vibration in making UNSM processing more stable and in requiring less processing force. The study [18] also reported that under the ultrasonic vibration effect in UNSM, chip evacuation can be improved, which helps stabilizing pressing force.

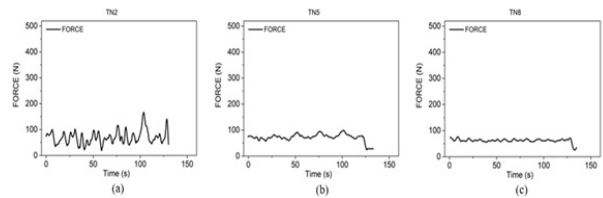


Figure 3. Results of compressive force versus time in experiments for AlSi₁₀Mg: (a) UNSM without vibration; (b) UNSM with ultrasonic vibration 20Khz, 5 μ m; (c) UNSM with ultrasonic vibration 20Khz, 10 μ m.

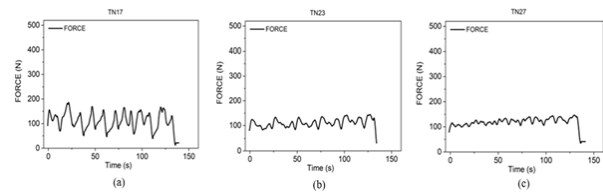


Figure 4. Results of the compressive force versus time in the experiments for 316L stainless steel: (a) UNSM without vibration; (b) UNSM with ultrasonic vibration 20Khz, 5 μ m; (c) UNSM with ultrasonic vibration 20Khz, 7.5 μ m

The hardness and roughness values of the 3D printed samples before and after UNSM processing are shown in Table 2.

Table 2. Hardness and roughness of 3D printed samples in various conditions

Sample's material	Conditions	Hardness (HV)	Roughness (Ra, μ m)
AlSi ₁₀ Mg alloy	Before UNSM	120	30
	After UNSM without ultrasonic vibration	240	20
	After UNSM with ultrasonic vibration	220 ÷ 300	8 ÷ 12
Stainless steel 316L	Before UNSM	210	25
	After UNSM without ultrasonic vibration	480	16
	After UNSM with ultrasonic vibration	430 ÷ 530	6 ÷ 10



In the case of processing AlSi₁₀Mg alloy, after the UNSM experiment without ultrasonic vibration, the surface hardness was about 2.3 times higher compared to the initial value, and the surface roughness decreased by 33%. After UNSM experiment with ultrasonic vibration, the hardness was 2 ÷ 2.5 times larger, and the surface roughness decreased by 40% ÷ 60% compared to the initial surface hardness and roughness values, respectively. This means that UNSM with and without ultrasonic vibration both increased surface hardness to about 2 ÷ 2.5 times. However, UNSM with ultrasonic vibration produced a much finer surface with surface roughness reduced by 40% ÷ 60% compared to the initial value, while UNSM without ultrasonic vibration only decreased the surface roughness by 33%. Similarly, in the case of processing stainless steel 316L, after UNSM with ultrasonic vibration, the hardness increased to be more than factor of two compared the initial value and the surface roughness decreased by 38% ÷ 0.62% compared to the initial value. This reveals the advantage of UNSM with ultrasonic vibration in both improving surface mechanical property and roughness. This improvement of surface quality after UNSM can be explained as follow. UNSM produces severe plastic deformation (SPD) at top layer of sample's surface thanks to the WC ball pressing and impacting the top surface at the ultrasonic frequency, which in turn, produces a fine grain structure (nano or ultrafine grains) on the surface [18]. Therefore, the rough and weak surface of 3D printed samples are transformed into harden and fine layer after UNSM processing with ultrasonic vibration (Figure 5).

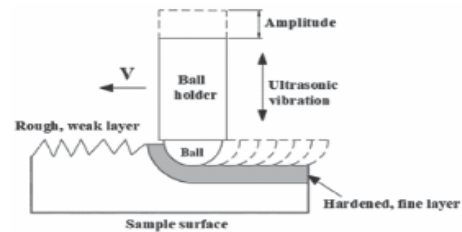


Figure 5. UNSM mechanism in improving surface hardness and roughness.

The correlation between the grain size and material strength is defined by the Hall-Petch equation [19]:

$$\sigma_{ch} = \sigma_0 + \frac{k}{\sqrt{d}} \quad (1)$$

Where σ_0 is the initial stress, describing the resistance of the crystal lattice to dislocation movement, σ_{ch} is the yield stress of the material, and k is a constant representing the structure of the grain boundary.

The relationship between hardness and strength in materials can be described by the relationship between hardness (HV) and strength σ_{ch} as follows [20, 21]:

$$HV \approx 3\sigma_{ch} \quad (2)$$

From Eqs 1-2, once can see that a fine grain structure with a small grain size (d), caused by severe plastic deformation due to UNSM effect at the surface, results in high hardness (HV). In addition, the compressive strain produced by severe plastic deformation at the surface layer can flatten the asperities and close micro-cracks on the top surface layer of the 3D printed samples, reducing roughness and improving quality of the surface.

4. CONCLUSIONS

The present work focuses on improving

surface mechanical property and roughness of 316L stainless steel and AlSi₁₀Mg aluminum alloy 3D printed parts, using UNSM processing. Main conclusions can be drawn as follows.

- Ultrasonic vibration helped reduce and stabilize the pressing force on the part surface during UNSM processing.

- UNSM with ultrasonic vibration increased surface hardness of 316L and AlSi₁₀Mg 3D printed parts by a factor of more than two, and reduced the surface roughness of the parts by 38% ÷ 62%.

- The significant improvement of surface hardness roughness of the 3D printed samples after UNSM can be attributed to the ultrasonic vibration pressing of the ball on the sample's surface, which induced severe plastic deformation layer that in turn produced fine grain structure on the surface layer, leading to the improvement of surface hardness and roughness. ❖

Acknowledgement:

The authors thank Thai Nguyen University of Technology (TNUT), Vietnam, for the support. ❖

References:

- [1]. 3D Printing Market Size, <https://www.fortunebusinessinsights.com/industry-reports/3d-printing-market-101902>, Fortune Business Insights, Market Research Report FBI101902, April 2022.
- [2]. E. Maleki, S. Bagherifard, M. Bandini, M. Guagliano, "Surface post-treatments for metal additive manufacturing: Progress, challenges, and opportunities". Additive Manufacturing 37 (2021) 101619.
- [3]. Y. Bai, C. Zhao, J. Yang, J.Y.H. Fuh, W.F. Lu, C. Weng, H. Wang, "Dry mechanical-electrochemical polishing of selective laser melted 316L stainless steel". Materials & Design 193 (2020) 108840.
- [4]. Q. Cao, J. Zhang, S. Chang, J.Y.H. Fuh, H. Wang, "The effect of support structures on maraging steel MS1 parts fabricated by selective laser melting at different building angles". Rapid Prototyping Journal 26(9) (2020), 1465-1476.
- [5]. Q. Cao, Z. Shi, Y. Bai, J. Zhang, C. Zhao, J.Y.H. Fuh, H. Wang, "A novel method to improve the removability of cone support structures in selective laser melting of 316L stainless steel". Journal of Alloys and Compounds 854 (2021) 157133.
- [6]. Y. Bai, Z. Shi, Y.J. Lee, H. Wang, "Optical surface generation on additively manufactured AlSiMg0.75 alloys with ultrasonic vibration-assisted machining". Journal of Materials Processing Technology 280 (2020) 116597.
- [7]. A. Malakizadi, D. Mallipeddi, S. Dadbakhsh, R. M'Saoubi, P. Krajnik, "Post-processing of additively manufactured metallic alloys – A review". International Journal of Machine Tools and Manufacture 179 (2022) 103908.
- [8]. Q. Cao, Y. Bai, J. Zhang, Z. Shi, J.Y.H. Fuh, H. Wang, "Removability of 316L stainless steel cone and block support structures fabricated by Selective Laser Melting (SLM)". Materials & Design 191 (2020) 108691.
- [9]. P.D. Nezhadfar, R. Shrestha, N. Phan, N. Shamsaei, "Fatigue behavior of additively manufactured 17-4 PH stainless steel: Synergistic effects of surface roughness and heat treatment". International Journal of Fatigue 124 (2019) 188-204.
- [10]. A.R. Balachandramurthi, J. Moverare, N. Dixit, R. Pederson, "Influence of defects and as-built surface roughness on fatigue properties of additively manufactured Alloy 718". Materials Science and Engineering: A 735 (2018) 463-474.
- [11]. N. Worts, J. Jones, J. Squier, "Surface structure modification of additively manufactured titanium components via femtosecond laser micromachining". Optics Communications 430 (2019) 352-357.
- [12]. P. Tyagi, T. Goulet, C. Riso, R. Stephenson, N. Chuenprateep, J. Schlitzer, C. Benton, F. Garcia-Moreno, "Reducing the roughness of internal surface of an additive manufacturing produced 316 steel component by chempolishing and electropolishing". Additive Manufacturing 25 (2019) 32-38.
- [13]. I. Yeo, S. Bae, A. Amanov, S. Jeong, "Effect of Laser Shock Peening on Properties of Heat-Treated Ti-6Al-4V Manufactured by Laser Powder Bed Fusion". International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology 8(4) (2021) 1137-1150.
- [14]. P. Wen, M. Voshage, L. Jauer, Y. Chen, Y. Qin, R. Poprawe, J.H. Schleifenbaum, "Laser additive manufacturing of Zn metal parts for biodegradable applications: Processing, formation quality and mechanical properties". Materials & Design 155 (2018) 36-45.
- [15]. N.E. Uzan, S. Ramati, R. Shneck, N. Frage, O. Yeheskel, "On the effect of shot-peening on fatigue resistance of AlSi₁₀Mg specimens fabricated by additive manufacturing using selective laser melting (AM-SLM)". Additive Manufacturing 21 (2018) 458-464.
- [16]. A. Amanov, "Effect of local treatment temperature of ultrasonic nanocrystalline surface modification on tribological behavior and corrosion resistance of stainless steel 316L produced by selective laser melting". Surface and Coatings Technology 398 (2020) 126080.
- [17]. M.S. Kim, S.H. Park, Y.S. Pyun, D.S. Shim, "Optimization of ultrasonic nanocrystal surface modification for surface quality improvement of directed energy deposited stainless steel 316L". Journal of Materials Research and Technology 9(6) (2020) 15102-15122.
- [18]. A. Kishore, M. John, A.M. Ralls, S.A. Jose, U.B. Kuruvieri, P.L. Menezes, "Ultrasonic Nanocrystal Surface Modification: Processes, Characterization, Properties, and Applications". Nanomaterials 12(9) (2022) 1415.
- [19]. A. Rosochowski, L. Olejnik, "5 - Severe plastic deformation for grain refinement and enhancement of properties". In: J. Lin, D. Balint, M. Pietrzyk (Eds.), Microstructure Evolution in Metal Forming Processes, Woodhead Publishing 2012, pp. 114-141.
- [20]. S.K. Sahoo, S.S. Dhinwal, V.Q. Vu, L.S. Toth, "A new macroscopic strain hardening function based on microscale crystal plasticity and its application in polycrystal modeling". Materials Science and Engineering: A 823 (2021) 141634.
- [21]. P. Zhang, S.X. Li, Z.F. Zhang, "General relationship between strength and hardness". Materials Science and Engineering: A 529 (2011) 62-73.

Đòn bẩy nâng cao vị thế cạnh tranh của LILAMA 10 trên thị trường quốc tế

Nhà máy Cơ khí Chế tạo thiết bị Hải Dương trực thuộc Công ty Cổ phần LILAMA 10 (LILAMA 10) đạt Chứng nhận Hệ thống quản lý chất lượng hàn và thi công kết cấu theo tiêu chuẩn ISO 3834 và EN 1090 (EXC3) là “Biểu tượng cho chất lượng sản phẩm”, là minh chứng cho việc phát triển và cải thiện không ngừng chất lượng sản phẩm của Công ty Cổ phần LILAMA 10.

Trong những năm qua, LILAMA10 không ngừng nâng cao năng lực cạnh tranh để đáp ứng nhu cầu ngày càng cao của thị trường, tiến sâu hơn vào chuỗi giá trị toàn cầu, đặc biệt là mở rộng thị trường xuất khẩu sang châu Âu. Công ty đã triển khai thực hiện một loạt các biện pháp nâng cao chất lượng sản phẩm như: Xây dựng hệ thống kiểm tra, đánh giá chất lượng sản phẩm, tăng cường đội ngũ cán bộ QA/QC, quán triệt đến người lao động về tầm quan trọng của việc đảm bảo và nâng cao chất lượng sản phẩm, từng bước nâng cao năng lực cạnh tranh của sản phẩm, dịch vụ của Công ty. Ở bất kỳ công trình nào, LILAMA 10 đều đảm bảo ba tiêu chí “An toàn – Chất lượng – Tiến độ” tạo dựng niềm tin với các chủ đầu tư.

Theo đánh giá của tổ chức Lloyd's Register Quality Assurance (LRQA), Nhà máy Cơ khí Chế tạo thiết bị Hải Dương trực thuộc LILAMA 10 đã đạt chứng nhận Hệ thống quản lý chất lượng hàn và thi công kết cấu theo tiêu chuẩn ISO 3834 và EN 1090 (EXC3). Đây là dấu mốc quan trọng khẳng định tay nghề và năng lực của LILAMA 10, đưa Công ty trở thành một trong các doanh nghiệp chế tạo thiết bị hàng đầu Việt Nam đạt được chứng nhận này và đảm bảo đủ điều kiện dán nhãn CE đối với các sản phẩm gia công kết cấu thép xuất khẩu sang thị trường châu Âu và các nước có yêu cầu CE Marking.

Tiêu chuẩn ISO 3834

Bộ tiêu chuẩn ISO 3834 – Yêu cầu chất

lượng đối với hàn nóng chảy kim loại, ban hành năm 2005, gồm có các Tiêu chuẩn sau:

- ISO 3834-1: Lựa chọn mức chất lượng thích hợp;
- ISO 3834-2: Yêu cầu chất lượng toàn diện;
- ISO 3834-3: Yêu cầu chất lượng tiêu chuẩn;
- ISO 3834-4: Yêu cầu chất lượng cơ bản;
- ISO 3834-5: Các tài liệu cần thiết phải tuân theo để phù hợp với các yêu cầu chất lượng trên.

Chứng nhận ISO 3834-2 là chứng nhận ở cấp độ cao nhất khi đánh giá về hệ thống quản lý chất lượng hàn của một công ty sản xuất chế tạo. Đây là cấp độ comprehensive – cấp độ toàn diện, và ở cấp độ này, hệ thống quản lý chất lượng hàn của LILAMA 10 được công nhận là phù hợp để chế tạo các kết cấu, sản phẩm thép bằng liên kết hàn từ đơn giản nhất đến phức tạp nhất theo các tiêu chuẩn ISO.

Việc đạt được chứng chỉ ISO 3834-2 chứng minh rằng LILAMA 10 tuân thủ các quy trình, phương pháp và yêu cầu kỹ thuật để đảm bảo chất lượng của các kết cấu hàn, cho ra các sản phẩm đáp ứng các tiêu chuẩn chất lượng cao. Điều này đảm bảo rằng LILAMA 10 có khả năng cung cấp sản phẩm hàn chất lượng cao, đáng tin cậy và an toàn cho khách hàng. Chứng chỉ ISO 3834-2 cũng xác nhận năng lực kỹ thuật của LILAMA 10 trong việc thực hiện các quy trình hàn. Nó chứng tỏ nhân viên Công ty có đủ kiến thức và kỹ năng để thực hiện các công việc hàn chất lượng cao. Chọn LILAMA 10 có thể mang lại sự yên tâm và tin tưởng trong việc hợp tác với một nhà cung cấp có năng lực và độ tin cậy cao trong lĩnh vực hàn.

Việc có thêm ISO 3834-2 trong hệ thống quản lý chất lượng của LILAMA 10 cũng là minh

chứng rõ nét nhất cho việc phát triển và cải thiện không ngừng nâng cao chất lượng, nhằm mang đến những sản phẩm tốt nhất cho khách hàng và là đòn bẩy nâng cao vị thế cạnh tranh của LILAMA 10 trên thị trường quốc tế.



Chứng nhận ISO 3834-2 là chứng nhận ở cấp độ cao nhất khi đánh giá về hệ thống quản lý chất lượng hàn của một công ty sản xuất chế tạo.



Tiêu chuẩn EN 1090 (EXC3)

Tiêu chuẩn EN 1090 là một tiêu chuẩn châu Âu liên quan đến công nghệ xây dựng và ứng dụng trong ngành công nghiệp kết cấu thép. Tiêu chuẩn này đặt ra các yêu cầu kỹ thuật cho việc sản xuất, lắp ráp và kiểm tra kết cấu thép trong các công trình xây dựng.

Tuân thủ tiêu chuẩn EN 1090 giúp đảm bảo rằng các kết cấu thép được sản xuất và lắp ráp đạt chất lượng, an toàn và tuân thủ các quy định kỹ thuật hiện hành. Điều này quan trọng trong việc đảm bảo tính bền vững, an toàn cho các công trình xây dựng và đảm bảo tuân thủ pháp luật trong ngành công nghiệp xây dựng.

Tiêu chuẩn EN 1090 (EXC3) là cấp độ cao thứ 3 trên 4 cấp độ trong hệ thống tiêu chuẩn EN 1090. Đây là cấp độ yêu cầu kiểm tra và giám sát chất lượng cực kỳ nghiêm ngặt, do đó quá trình đánh giá chứng nhận EN 1090 (EXC3) đã trải qua các đợt kiểm tra, đánh giá rất chặt chẽ từ năng lực nhân sự, trang thiết bị máy móc, thiết kế, nguyên vật liệu đầu vào, quy trình sản xuất và đặc biệt là công tác quản lý, kiểm soát chất lượng sản phẩm trong suốt quá trình thực hiện thông qua khâu thiết kế, mua sắm, gia công chế tạo sản phẩm.



Thi công kết cấu thép theo tiêu chuẩn EN 1090 (EXC3) là yếu tố khẳng định cho công tác sản xuất, lắp ráp sản phẩm đạt chất lượng cao, an toàn, bền vững, đáp ứng các chuẩn mực quốc tế của LILAMA 10.





Đối với các sản phẩm sử dụng trên thị trường châu Âu cũng như Hiệp hội Mậu dịch tự do Châu Âu (EFTA) thì chứng nhận EN 1090 (CE Marking) phải được gắn lên hàng hóa và được xem

như hộ chiếu thương mại lưu hành tự do trong thị trường này đồng thời là cơ sở cho nhà sản xuất tuyên bố sản phẩm của họ đáp ứng tất cả các yêu cầu pháp lý của Hội đồng Châu Âu cũng như đảm bảo chất lượng sản phẩm, sự an toàn cho người tiêu dùng và thân thiện với môi trường.

Trong bối cảnh thị trường cạnh tranh ngày càng khốc liệt như hiện nay thì nâng cao chất lượng dịch vụ và cung cấp các sản phẩm đáp ứng đầy đủ nhu cầu của khách hàng là yếu tố then chốt để tạo nên vị thế cạnh tranh. Việc áp dụng Hệ thống kiểm soát chất lượng hàn theo tiêu chuẩn ISO 3834 và thi công kết cấu thép theo tiêu chuẩn EN 1090 (EXC3) là yếu tố khẳng định cho công tác sản xuất, lắp ráp sản phẩm đạt chất lượng cao, an toàn, bền vững, đáp ứng các chuẩn mực quốc tế của LILAMA 10. Đây còn là “Biểu tượng cho chất lượng sản phẩm”, là dấu ấn đầy tự hào của Công ty Cổ phần LILAMA 10 trong việc khẳng định độ an toàn và chất lượng sản phẩm đến người tiêu dùng, nâng thương hiệu LILAMA 10 lên một tầm cao mới, đảm bảo vị thế cạnh tranh trên thị trường quốc tế và mở rộng cơ hội xuất khẩu hàng hóa sang thị trường các nước châu Âu cũng như các nước khác trên thế giới. ❖

PV