

PHÂN TÍCH TIẾNG ỒN TRONG Ô TÔ CON

ANALYSIS OF CAR INTERIOR NOISE

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập

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 các mô hình phần tử hữu hạn để nghiên cứu đặc tính rung động riêng, phân bố ồn trong khoang xe và tiếng ồn trong ô tô do khung vỏ gây ra khi có kích thích của động cơ. Tiếng ồn trong khoang xe được mô phỏng trên phần mềm phần tử hữu hạn. Trên cơ sở phân tích rung động riêng và phân bố ồn trong khoang xe, bài báo tiến hành tính toán, mô phỏng tiếng ồn trong khoang xe do rung động của kết cấu khung vỏ dưới sự kích thích từ động cơ. Đồng thời, phân tích tiếng ồn trong khoang xe có kể đến tương tác của sóng âm giữa khối khí và kết cấu khung vỏ xe. Thông qua các kết quả này có thể sơ bộ đánh giá được tính năng kết cấu của khung vỏ ô tô con và tiếng ồn trong khoang xe do rung động của kết cấu khung vỏ gây ra.

Từ khóa: *Kết cấu khung vỏ ô tô; Rung động khung vỏ ô tô; Phân bố ồn; Tiếng ồn trong khoang xe; Đánh giá kết cấu khung vỏ; Kích thích từ động cơ.*

ABSTRACT

The paper presents finite element models to study specific vibration and stimulated vibration characteristics of car body shell structure. Specific vibration characteristics are calculated and simulated on finite element software. Based on the analysis of specific vibration, the paper conducts calculations and simulations of vibration of the body structure under the stimulation of the engine when mounted in the vehicle. Through these results, it is possible to preliminarily assess the structural features of the car body, as well as the effect of the structure on the in-cabin noise level.

Keywords: *Automotive frame structure; Modal analysis; Automotive frame vibration; Automotive cabin noise; Automotive structure review; Engine vibration effects.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tiếng ồn trong của ô tô (còn gọi là tiếng ồn khoang xe) ngày càng thu hút được sự quan tâm của người sử dụng. Tiếng ồn khoang xe không chỉ là một chỉ tiêu quan trọng đánh giá tính tiện nghi của ô tô, mà nó còn là một chỉ tiêu chính ảnh hưởng đến việc tiêu thụ sản phẩm. Nguyên nhân chính gây ra ồn trong xe con là rung động của kết cấu khung vỏ xe.

Khung vỏ ô tô chịu sự kích thích rung động trong khoảng tần số rộng. Các rung động này sẽ sinh ra các vùng cộng hưởng và hướng vào trong khoang xe, bức xạ ra tiếng ồn [1]. Vì vậy, đặc tính rung động của khung vỏ ảnh hưởng trực tiếp đến đặc tính tiếng ồn trong của ô tô. Hiện nay, có ba phương pháp phân tích đặc tính rung động của kết cấu khung vỏ xe: phương pháp phân tích mô hình trạng thái bằng phần tử hữu hạn [2]; phương pháp phân tích mô hình trạng thái thực nghiệm [3]; và phương pháp phân tích tổng hợp [4]-[6]. Thông qua phân tích rung động riêng khung vỏ xe, có thể sử dụng các kết quả đó để làm cơ sở tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ nhằm hạn chế tiếng ồn trong xe [7], [8].

Trong các nghiên cứu trước đây, nhóm tác giả đã tiến hành mô phỏng rung động riêng của thân vỏ ô tô con [9]. Nghiên cứu này sử dụng phương pháp phân tích mô hình trạng thái bằng phần tử hữu hạn, đây cũng là phương pháp được dùng phổ biến nhất hiện nay. Trên cơ sở đó, nhóm tác giả đã tiến hành phân tích rung động của thân vỏ ô tô con dưới sự kích thích của động cơ và mặt đường [10].

Bằng cách phân tích tiếng ồn khoang xe có thể xác định được phân bố tiếng ồn trong khoang xe và vùng tiếng ồn cộng hưởng, từ đó có được biện pháp xử lý.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH TIẾNG ÒN TRONG KHOANG XE

Phương trình tiếng ồn có kể đến tương tác giữa kết cấu và thể khí khi có kích thích:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -A^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & A \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Giải phương trình (1), ta được chuyển vị và áp suất âm như phương trình (2):

$$\{u_s\} = [\Phi_s] \{q_s\}; \{p\} = [\Phi_f] \{q_f\} \quad (2)$$

Trong đó:

$[\Phi_s]$ - Hình dạng riêng của kết cấu không giảm chấn, không tương tác;

$[\Phi_f]$ - Hình dạng trường âm khối ồn không giảm chấn, không tương tác;

$\{q_s\}$ - Biên độ modal hoặc hàm số modal cơ bản của kết cấu;

$\{q_f\}$ - Biên độ modal hoặc hàm số modal cơ bản của khối khí.

Các hàm modal hoặc chế độ hình dạng cho phép chuyển đổi từ không gian vật lý sang không gian trạng thái (modal). Thay phương trình (2) vào hệ phương trình (1), ta được hệ phương trình tọa độ đặc trưng.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ -a^T & m_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_s \\ \ddot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & 0 \\ 0 & c_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_s \\ \dot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & a \\ 0 & k_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Trong đó:

$$\begin{aligned} m_s &= \Phi_s^T M_s \Phi_s & m_f &= \Phi_f^T M_f \Phi_f \\ k_s &= \Phi_s^T K_s \Phi_s & k_f &= \Phi_f^T K_f \Phi_f \\ c_s &= \Phi_s^T B_s \Phi_s & c_f &= \Phi_f^T B_f \Phi_f \\ a &= \Phi_s^T A \Phi_f & f_s &= \Phi_s^T P_s \end{aligned} \quad (4)$$

Trong quá trình ô tô làm việc, động cơ không cân bằng lực sinh ra rung động, thông

qua các gối đỡ động cơ truyền đến khung xe, dẫn đến các tấm mỏng thân xe rung động, từ đó bức xạ ra tiếng ồn hướng vào không gian trong xe.

3. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ CON VÀ KHỐI ỒN TRONG KHOANG XE

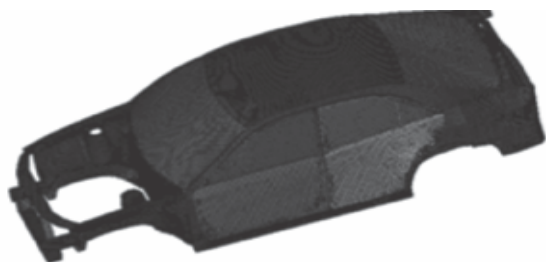
3.1. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô con

Từ mô hình 3D trên CAD, ta chuyển sang phần mềm Hypermesh. Tiến hành chia lưới cho từng chi tiết riêng biệt và xử lý lưới của từng chi tiết, đảm bảo các phần tử tứ giác là chủ yếu.

Sau khi hoàn thiện chia lưới tiến hành tạo các mối liên kết hàn. Căn cứ vào số lượng mối hàn xe thực tế, ta áp dụng phần tử hàn. Mô hình phần tử hữu hạn của khung vỏ xe như hình 1. Sau khi thêm kính và cánh cửa được mô hình khung vỏ đầy đủ của ô tô con như trên hình 2.



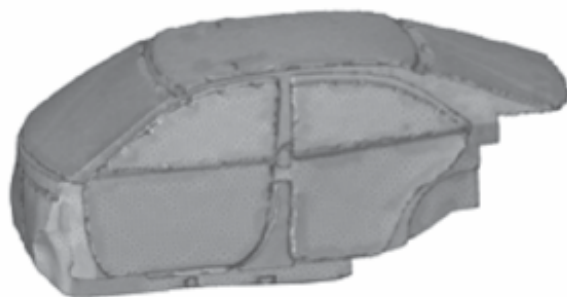
Hình 1. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô sau khi tạo liên kết [9]



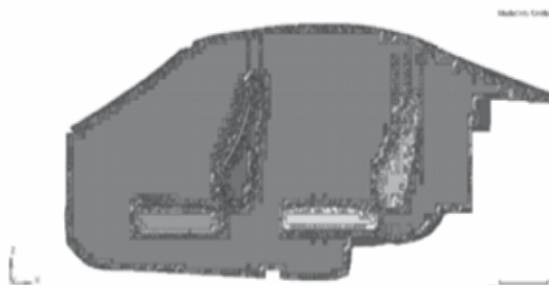
Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ xe đầy đủ

3.2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn khối ồn trong cửa xe ô tô

Không gian tiếng ồn trong xe là phần không gian trong xe được bao bọc bởi các tấm vỏ xe và chứa đầy không khí. Mô hình phần tử hữu hạn không gian ồn trong ô tô con được sinh ra trực tiếp từ mô hình phần tử hữu hạn của khung vỏ đầy đủ của xe. Sau khi làm kín toàn bộ mô hình kết cấu khung vỏ xe con, thông qua phần mềm HyperMesh sẽ tự động sinh ra mô hình phần tử hữu hạn không gian ồn trong khoang xe như trên hình 3 và 4. Trên hình 3 là một không gian bên trong xe toàn bộ chỉ có không khí; còn trên hình 4 là trong khoang xe ngoài không khí ra còn có xét đến ghế ngồi. Các phần tử không khí trong khoang xe và ghế được chia nhỏ thành n phần tử và các phần tử này được liên kết “tương hỗ” với nhau tại các nút.



Hình 3. Mô hình không gian tiếng ồn trong của ô tô không có ghế



Hình 4. Mô hình không gian tiếng ồn trong của ô tô có ghế

4. PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ỒN CỦA KHUNG VỎ Ô TÔ CON

4.1. Tính toán rung động riêng của khung vỏ ô tô con

4.1.1. Kết quả tính toán

Kết quả tính toán rung động riêng của khung vỏ ô tô con như trong bảng 1. Ở đây chỉ lấy 8 tần số đầu tiên.

Bảng 1. Kết quả tính toán mô phỏng rung động riêng khung vỏ ô tô con

STT Dạng riêng	Tần số [Hz]	Mô tả hình dạng rung động
1	22,23	Uốn cong phương ngang toàn xe
2	27,19	Xoắn toàn xe
3	38,46	Rung động cục bộ đuôi xe
4	44,22	Hợp thành xoắn đầu xe
5	48,99	Rung động cục bộ đuôi xe
6	50,18	Biến hình cửa gió nóc xe
7	51,36	Uốn cong theo hướng thẳng đứng
8	57,69	Rung động khoang hành lý

Tiến hành phân tích sơ bộ kết quả tính toán, tần số rung động riêng thứ nhất là 22,23Hz, có hình dạng rung động uốn cong theo phương ngang toàn xe. Hiện nay, các xe con đều là loại vỏ chịu lực nên tần số của mô hình trạng thái phổ biến là từ 20Hz trở lên. Dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp.

4.2. Phân tích phân bố ồn trong của xe ô tô con

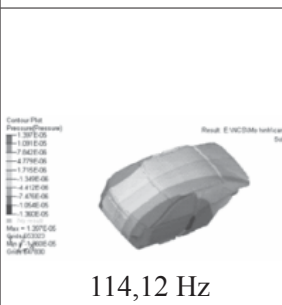
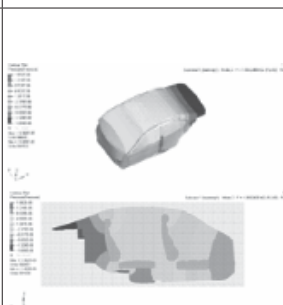
4.2.1. Mô hình tính toán phân bố ồn trong của xe ô tô con

Ta được mô hình tính toán phân bố ồn trong của ô tô khi không có ghế và có ghế như trên hình 4 và 5. Trong mô hình, loại phần tử sử dụng là phần tử tứ diện; tổng số lượng phần tử là 705615 phần tử; nhiệt độ là nhiệt độ môi trường thông thường, tốc độ truyền âm trong không khí là 340m/s, mật độ không khí là 1,2kg/m³.

4.2.2. Kết quả tính toán phân bố ồn trong của xe ô tô con

Giải bài toán trên trong hai trường hợp: không xét đến vật liệu hút âm (không có ghế) và có xét đến vật liệu hút âm (có ghế), ta được kết quả tính toán và hình dạng phân bố áp suất riêng như các hình trong bảng 2.

Bảng 2. Kết quả phân bố ồn ở tần số điển hình

Khi không có ghế	Khi có ghế
 114,12 Hz	 109,32 Hz

*So sánh kết quả giữa phân bố ồn không có ghế và có ghế ở một vài tần số:



So sánh giữa phân bố ồn khi không có ghế và có ghế		
Tần số (Hz)	Khi không có ghế	Khi có ghế
64,81	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X
109,32	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Y (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X
111,19	Phân bố ồn bậc 1 theo phương X	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Y (Bất lợi)
129,98	Phân bố ồn bậc 1 theo 3 phương X, Y, Z (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Z
138,22	Phân bố ồn bậc 1 theo phương Z	Phân bố ồn bậc 1 theo 3 phương X, Y, Z (Bất lợi)
161,77	Phân bố ồn bậc 2 nhiễu loạn (Bất lợi)	Phân bố ồn bậc 1

Với X là phương theo chiều dọc của xe, Y là phương theo chiều ngang bề rộng của xe, Z là phương theo chiều cao của xe. Các phân bố ồn theo phương X, Z là có lợi vì các đường “âm không” nằm ở vị trí tai người ngồi, khiến cho người ngồi cảm nhận tiếng ồn nhỏ nhất. Với phân bố ồn ở các bậc càng cao thì áp suất âm phân bố thường là các hình dạng mang tính “nhiều loạn” và là các hình dạng không tốt. Khi xe không có ghế, có đến 3 trường hợp là bất lợi, khi xe có ghế thì chỉ có 2 trường hợp bất lợi.

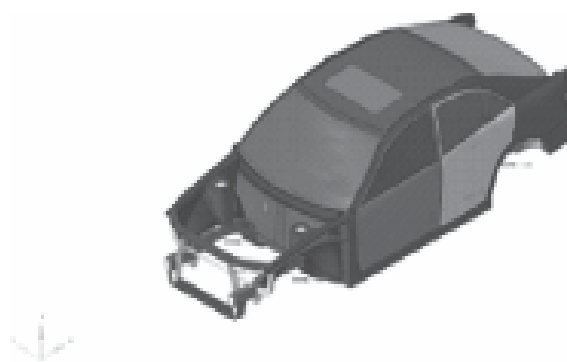
4.3. Phân tích tiếng ồn tương tác trong của ô tô có kể đến lực kích thích của động cơ

Khi tiến hành tính toán phân tích trường âm, để đơn giản hóa cho tính toán, ta đưa ra hai giả thiết: (1) Kết cấu và trường âm là hệ tuyến tính không thay đổi theo thời gian; (2) Không khảo sát đến đặc tính phức tạp của sóng âm: khúc xạ, suy giảm...

4.3.1. Mô hình phân tích tiếng ồn tương tác trong của ô tô có kể đến lực kích của động cơ

Để tính toán tiếng ồn trong xe khi có xét đến tương tác và lực kích thích từ động cơ,

trên cơ sở mô hình kết cấu khung vỏ đầy đủ và mô hình phân bố ồn trong khoang xe, tiến hành thêm lực kích thích của động cơ quy về tại vị trí các chân máy.

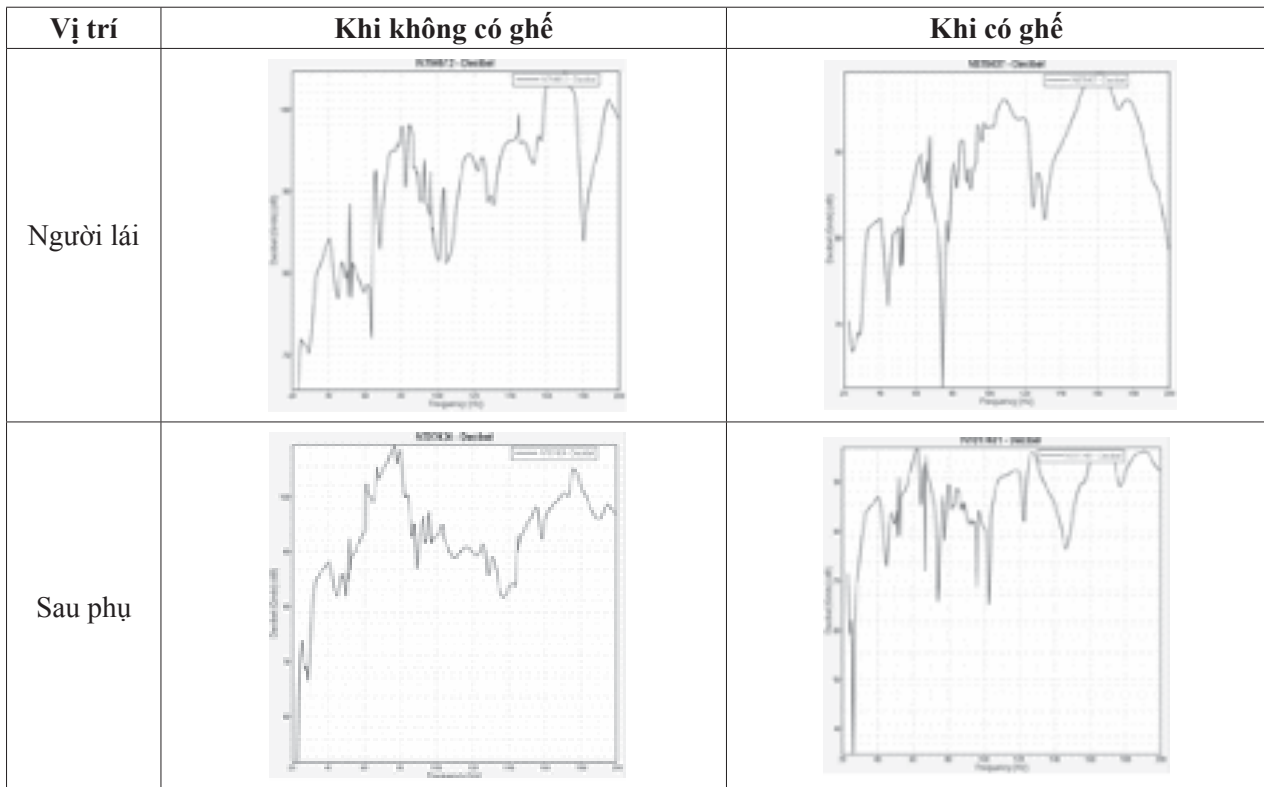


Hình 5. Mô hình tính toán tiếng ồn tương tác có kể đến kích thích của động cơ

4.3.2. Kết quả tính toán tiếng ồn trong của xe ô tô con khi không có ghế và có ghế

Dùng phần mềm Hypermesh để tính toán tiếng ồn trong của ô tô có kể đến tương tác và kích thích của động cơ, với tần số kích thích trong khoảng $[20 \div 200]$ Hz. Các điểm lựa chọn tính toán là 04 điểm tại vị trí tai của lái xe, phụ và 2 người ngồi sau lái và phụ. Ở đây không xét đến vị trí và khả năng hút âm của ghế ngồi.

Bảng 3. Bảng đồ thị tiếng ồn tại tai 4 người trong xe khi có kích thích của động cơ



Phân tích và so sánh kết quả tính toán tiếng ồn trong của ô tô con khi không có ghế và có ghế:

So sánh tiếng ồn tại tai 4 người	
Khi không có ghế	Khi có ghế
Tiếng ồn lớn hơn	Tiếng ồn nhỏ hơn
Tiếng ồn lớn nhất ở vị trí người ngồi ghế sau, phía sau phụ lái là 108 dB	Tiếng ồn lớn nhất ở vị trí người ngồi ghế sau, phía sau phụ lái là 96 dB
Áp suất tăng đột biến phổ biến trong khoảng từ 60 Hz đến 80 Hz	Áp suất tăng đột biến phổ biến trong khoảng từ 60 Hz đến 80 Hz

Bài toán thể hiện đầy đủ ảnh hưởng của kết cấu khung vỏ và khối ồn khoang xe đến tiếng ồn trong xe. Khảo sát được khả năng hấp thụ âm của ghế ngồi, từ đó cho thấy tiếng ồn giảm đi rõ rệt lớn nhất đến 13dB. Khi tính toán tiếng ồn trong khoang xe không kể đến vật liệu hút âm của ghế, nội thất trong xe thì tiếng ồn lớn nhất là 108dB, khi chỉ xét đến hút

âm của ghế tiếng ồn đã giảm xuống còn 96dB. Như vậy, khi xét đến hút âm của nội thất trong xe và các vật liệu cách âm và hút âm thì tiếng ồn trong xe khoang xe còn giảm đi rất nhiều. Tiếng ồn do kết cấu của mảng nóc sinh ra là lớn nhất, ảnh hưởng rất lớn ở khu vực tai người ngồi trong xe. Tiếng ồn truyền xuống phía sàn xe, khi truyền đến ghế thì được ghế hấp thụ một



phần và một phần phản xạ làm thay đổi hướng truyền, dẫn đến tiếng ồn giảm đi rõ rệt và phân bố hợp lý hơn.

4.3.3. Đánh giá kết quả tính toán

Với nguồn kích thích từ động cơ thì khung xe rung động với biên độ cực trị tại tần số 60 (Hz), biên độ theo phương thẳng đứng và phương dọc là lớn nhất, rung động theo phương ngang là tương đối nhỏ so với hai phương còn lại. Tại tần số 160 (Hz), khung xe rung động tăng lên rõ rệt, rung động theo phương thẳng đứng và phương dọc tăng đồng thời, rung động theo phương ngang không đáng kể.

Với tốc độ làm việc của động cơ xăng ô tô Toyota Camry nằm trong khoảng 700 đến 6000 (vòng/phút) tương ứng với 23,3Hz đến 120 (Hz) thì rung động khung xe không xảy ra vùng tăng biên độ rung động đột ngột. Do đó, khung vỏ ô tô thiết kế đã tránh được các vùng rung động cộng hưởng trong vùng tốc độ làm việc của động cơ.

5. KẾT LUẬN

Bài báo xây dựng và giải các bài toán phân bố ồn trong khoang xe và tiếng ồn tương tác có kích thích trong khoang xe. Phân bố tiếng ồn trong của ô tô phụ thuộc nhiều bởi hình dạng kích thước khối ồn và có chịu ảnh hưởng hút âm của ghế. Sự phân bố này ảnh hưởng lớn đến áp suất âm trong từng khu vực khoang xe.

Kết quả tính toán cho thấy vật liệu hút âm có tác dụng giảm tiếng ồn rất lớn trong khoang xe, giúp cho phân bố ồn hợp lý hơn,

giảm bức xạ tiếng ồn ngược trở lại sau khi đi qua vật liệu hút âm. Tiếng ồn gây ra ở vị trí tai người chịu ảnh hưởng nhiều bởi mảng nóc, kết quả này cũng phù hợp với kết quả tính toán rung động. ❖

Ngày nhận bài: 18/3/2025

Ngày phản biện: 10/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Văn Khang, “*Dao động kỹ thuật*”. NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.
- [2]. Xu Wang, “*Vehicle noise and vibration refinement*”. Trường Đại học RMIT University, Australia.
- [3]. 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 机械工业出版社, 1990.
- [4]. 管迪华. 模态分析技术[M]. 清华大学出版社, 1996.
- [5]. 温熙森机械系统建模与动态分析第一版 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [6]. Zhu Yaojie, Yin Mingd, “*Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car*” [C]. Proceedings of International Technology and Innovation Conference, 2006.
- [7]. 谭继锦. 汽车有限元法. 北京. 人民交通出版社, 2005.
- [8]. 黄天泽. 大客车车身[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1988.
- [9]. ThS. Nguyễn Quang Cường, PGS, TS. Nguyễn Văn Bang, TS. Nguyễn Thiết Lập, “*Phân tích rung động riêng của kết cấu khung vỏ ô tô con*”. Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số đặc biệt, 10/2018.
- [10]. 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.