

PHÂN TÍCH RUNG ĐỘNG THÂN VỎ Ô TÔ CON KHI CÓ KÍCH THÍCH CỦA ĐỘNG CƠ VÀ MẶT ĐƯỜNG

VIBRATION ANALYSIS OF A CAR'S BODY SHELL UNDER EXCITATION OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND THE ROAD SURFACE

ThS. Nguyễn Quang Cường, TS. Nguyễn Thiết Lập

Bộ môn Cơ khí Ô tô, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông Vận tải

TÓM TẮT

Bài báo trình bày các mô hình phần tử hữu hạn để nghiên cứu đặc tính rung động riêng và rung động có kích thích của kết cấu khung vỏ ô tô con. Các đặc trưng rung động riêng được tính toán, mô phỏng trên phần mềm phần tử hữu hạn. Trên cơ sở phân tích rung động riêng, bài báo tiến hành tính toán, mô phỏng rung động của kết cấu khung vỏ dưới sự kích thích từ động cơ và mặt đường. Thông qua các kết quả này có thể sơ bộ đánh giá được tính năng kết cấu của khung vỏ ô tô con về rung ồn và vùng cộng hưởng của khung vỏ ô tô.

Từ khóa: *Kết cấu khung vỏ ô tô; Phân tích mô hình trạng thái; Rung động khung vỏ ô tô; Tiếng ồn ô tô; Đánh giá kết cấu khung vỏ; Kích thích từ động cơ và mặt đường.*

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 and road surface. Through these results, it is possible to preliminarily evaluate the structural features of the car frame in terms of vibration and resonance area of the car frame.

Keywords: *Car frame structure; Modal analysis; Car frame vibration; Car noise; Car structure evaluation; Engine and road surface vibration effects.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Khi ô tô chuyển động ở tốc độ thấp và trung bình, có hai nguồn kích thích lớn đối với rung động khung vỏ là động cơ làm việc không cân bằng và lực kích thích của mặt đường không bằng phẳng. Với lực kích thích của mặt đường thông qua hệ thống treo tác dụng lên khung vỏ ô tô có tần số thấp đến vài Hz nên không nằm trong khoảng tần số rung động riêng của khung vỏ, không gây ra cộng hưởng cho khung vỏ nhưng nó lại có biên độ kích thích lớn làm cho biên độ rung động của khung vỏ lớn, gây ra áp suất âm cao. Do đó, khi xét tiếng ồn trong khoang xe sẽ khảo sát bài toán tổng hợp lực kích thích cả của động cơ và mặt đường với biên dạng ngẫu nhiên.

Hiện nay, có ba phương pháp phân tích kết cấu khung vỏ xe: phương pháp phần tử hữu hạn; phương pháp phân tích mô hình trạng thái thực nghiệm; và phương pháp phân tích tổng hợp. Trong đó, phương pháp phân tích mô hình sử dụng phần tử hữu hạn được ứng dụng phổ biến nhất. Thông qua phân tích các tham số của mô hình trạng thái, có thể tiến hành đánh giá khách quan đặc tính của kết cấu khung vỏ xe, cũng có thể sử dụng các kết quả đó để làm cơ sở tiến hành cải tiến kết cấu khung vỏ.

Bài báo sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích, mô phỏng đặc tính rung động riêng và rung động khung vỏ ô tô con có kể đến kích thích động cơ và mặt đường, từ đó đánh giá sơ bộ kết cấu khung vỏ xe.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH RUNG ĐỘNG CÓ KÍCH THÍCH

Trong phân tích rung động có lực kích thích trực tiếp, sử dụng đại số số phức để giải hệ phương trình ma trận tương tác, có thể tính toán

được phản ứng kết cấu với tần số kích thích rời rạc. Bắt đầu bằng phương trình chuyển động rung động cưỡng bức có lực cản và kích thích sóng điều hòa [1].

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-1)$$

Tải trọng được giới thiệu trong phương trình (2-1) là một véc-tơ số phức. Từ góc độ vật lý cho thấy, tải trọng có thể là tải trọng thực hoặc tải trọng ảo, hoặc cả hai. Đối với rung động sóng điều hòa (đây là cơ sở phân tích phản ứng tần số), giả sử nghiệm điều hòa có dạng như (2-2).

$$\{x\} = \{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-2)$$

Trong đó, $\{u(\omega)\}$ là véc-tơ chuyển vị phức.

Áp dụng đạo hàm bậc nhất, bậc hai của phương trình (2-2), ta thu được:

$$\{\dot{x}\} = i\omega\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-3)$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-4)$$

Sau khi thay (2-2), (2-3) và (2-4) vào phương trình (2-1), ta được kết quả như phương trình (2-5).

$$-\omega^2 [M]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + i\omega[C]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} + [K]\{u(\omega)\}e^{i\omega t} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2-5)$$

Sau khi chia hai vế của phương trình (2-5) cho $e^{i\omega t}$ và đơn giản hóa, ta được phương trình (2-6).

$$[-\omega^2 M + i\omega C + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (2-6)$$

Phản ứng tần số thu được bằng cách giải phương trình (2-6) cho $\{u(\omega)\}$ ở các tần số cường độ ω khác nhau.

3. MÔ HÌNH PHẦN TỬ HỮU HẠN KHUNG VỎ Ô TÔ CON

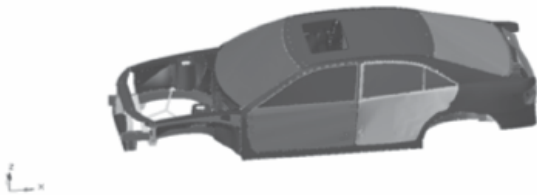
3.1. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô con

Toàn bộ khung vỏ ô tô được làm bằng thép, chúng được lắp ráp từ hơn một trăm chi tiết và thực hiện bằng phương pháp hàn. Căn cứ vào nguyên tắc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, sau khi chuyển mô hình CAD từ phần mềm Catia sang phần mềm Hypermesh, ta tiến hành thiết lập mô hình tấm và xử lý bề mặt các tấm. Ta có mô hình CAD như trên Hình 1.

Sau đó, ta 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, đồng thời hạn chế phần tử tam giác. Sau khi chia lưới và xử lý lưới, ta được mô hình phần tử hữu hạn cơ bản của khung vỏ ô tô con.

Sau khi hoàn thiện chia lưới, ta tiến hành tạo các mối liên kết hàn. Căn cứ vào số lượng mối hàn xe thực tế, ta áp dụng phần tử

CWELD để tiến hành mô phỏng đối với điểm hàn, đường kính vết hàn (mối hàn) hai lớp (phần tử vỏ 2 lớp) là 6mm, đường kính vết hàn (mối hàn) ba lớp (phần tử vỏ 3 lớp) là 5mm và sử dụng thêm một số ít phần tử hàn RBE2. Ta có mô hình phần tử hữu hạn như Hình 2.



Hình 1. Mô hình CAD khung vỏ ô tô con



Hình 2. Mô hình phần tử hữu hạn khung vỏ ô tô sau khi tạo liên kết

Thông tin cơ bản của mô hình PTHH khung vỏ ô tô con như Bảng 1.

Bảng 1. Thống kê thông tin mô hình

	Phần tử				Nút
	Tứ giác	Tam giác	CWELD	RBE2	
Số lượng	170860	650	5825	182	182762
Phần tử tam giác chiếm: 0.38%					

Sau khi hoàn thành công việc xây dựng mô hình phần tử hữu hạn, tiến hành định nghĩa thuộc tính vật liệu trong kết cấu thân xe. Kết cấu thân vỏ xe chủ yếu dùng thép các-bon thấp, do thuộc tính các loại vật liệu thép các-bon thấp sai lệch nhau không nhiều, ảnh hưởng đến kết quả tính toán có thể bỏ qua. Áp dụng tham số vật liệu như Bảng 2.

Bảng 2. Thuộc tính của vật liệu trong mô hình

Tham số	Mô-đun đàn hồi	Hệ số Poisson	Khối lượng riêng
Giá trị	2.06e5 (MPa)	0.3	7.89e3 (kg/m ³)

Bước tiếp theo là loại trừ một số vấn đề trong mô hình như: bỏ sót liên kết hàn, mất các tấm,... Sau khi hoàn thành quá trình xây dựng mô hình, thì có thể tiến hành tính toán mô hình.

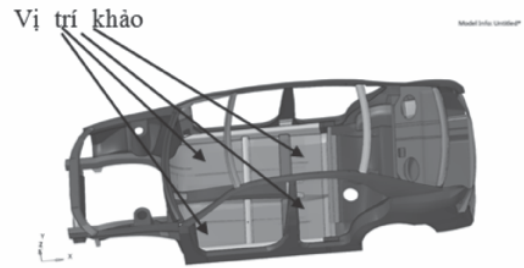
3.2. Mô hình phần tử hữu hạn khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Lực kích thích của động cơ (ĐC) được đặt tại các chân máy, giá trị của nó được lấy theo tốc độ quay của động cơ và khối lượng của động cơ. Lực kích thích của mặt đường (MĐ) ngẫu nhiên được xác định theo tốc độ của ô tô; Lực kích thích này đặt phía dưới hệ thống treo tại tâm trục bánh xe; Các lực kích thích của mặt đường được quy về tại tâm trục bánh xe đã xét đến độ cứng và hệ số cản giảm chấn của bánh xe. Mô hình rung động của khung vỏ ô tô khi có kích thích của động cơ và mặt đường như trên hình 3.



Hình 3. Mô hình rung động khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Lựa chọn điểm phân tích phản ứng tần số: chọn các nút để phân tích gồm nút số 17090 (vị trí lắp ghế lái), 154615 (vị trí lắp hàng ghế sau). Các nút này là vị trí tương đối chính giữa của người ngồi trong xe và được đặt trên sàn xe. Vị trí các nút phân tích đáp ứng tần số như trên hình 4.



Hình 4. Vị trí các nút phân tích đáp ứng tần số kích thích của ĐC và MĐ.

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

4.1. Phân tích rung động riêng của khung vỏ ô tô con

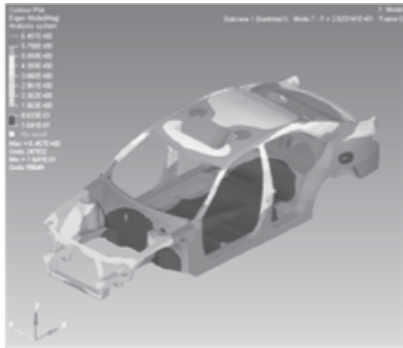
Kết quả tính toán rung động riêng như Bảng 3.

Bảng 3. Kết quả tính toán mô phỏng rung động riêng khung vỏ ô tô con

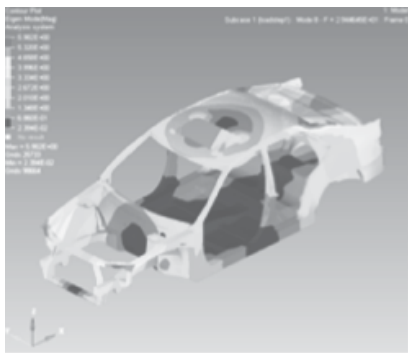
Dạng riêng	Tần số [Hz]	Mô tả hình dạng rung động
1	26,33	Uốn cong phương ngang toàn xe
2	29,44	Xoắn toàn xe
3	38,06	Rung động cục bộ đuôi xe
4	42,23	Hợp thành xoắn đầu xe
5	43,88	Rung động cục bộ đuôi xe
6	47,32	Biến hình cửa gió nóc xe
7	51,36	Uốn cong theo hướng thẳng đứng
8	52,61	Rung động khoang hành lý
9	53,35	Biến dạng đầu xe, vách ngăn khoang động cơ và đuôi xe
10	54,53	Rung động cục bộ sau nóc và đuôi xe



Các hình dạng rung động của mô hình trạng thái khung vỏ xe, theo các tần số khác nhau, được thể hiện như trên Hình 5, Hình 6.



Hình 5. Hình dạng rung động ở tần số thứ nhất



Hình 6. Hình dạng rung động ở tần số thứ hai

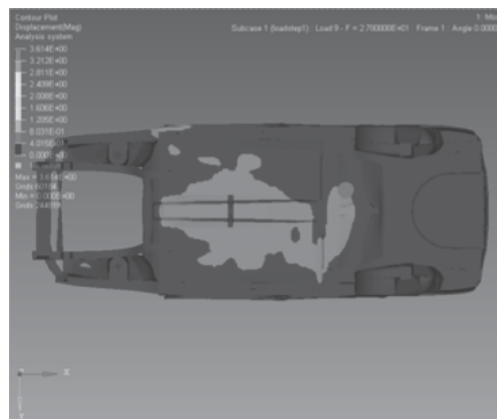
Tiến hành phân tích sơ bộ kết quả tính toán, tần số rung động riêng thứ nhất là 26,33Hz, có hình dạng rung động uốn cong theo phương ngang toàn xe. Hiện nay, các xe con đều là loại vỏ chịu lực nên tần số của mô hình trạng thái phổ biến là từ 20Hz trở lên. Dạng riêng thứ nhất của mô hình trạng thái khung vỏ ô tô con tính toán phù hợp với quy luật thông thường.

Ở hai tần số rung động riêng thứ nhất và thứ hai, biên dạng lớn nhất tập trung ở mảng nóc, và biên dạng này gần như phân bố hết toàn bộ mảng nóc. Đồng thời, ở hai tần số đầu tiên này rất gần với tần số khi động cơ làm việc ở tốc độ thấp, dễ sinh ra rung động cộng hưởng và gây ra tiếng ồn lớn.

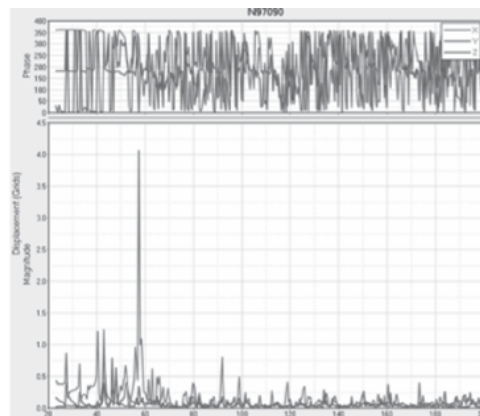
4.1.1. Phân tích rung động của khung vỏ khi có kích thích của động cơ và mặt đường

Khảo sát rung động khi có kích thích từ động cơ xe Camry làm việc từ số vòng quay không tải 700 vòng/phút đến số vòng quay lớn nhất 6000 vòng/phút; và kích thích từ mặt đường hình sin có hệ số bám 0,65 khi xe chạy tốc độ từ 0 đến 50 km/h. Sau khi xây dựng mô hình và thiết lập thông số bài toán, sử dụng bộ giải Optistruct để chạy chương trình, ta có kết quả như sau:

+ Kết quả tính toán tại nút 97090 là vị trí chân ghế lái như trên hình 7 và hình 8.

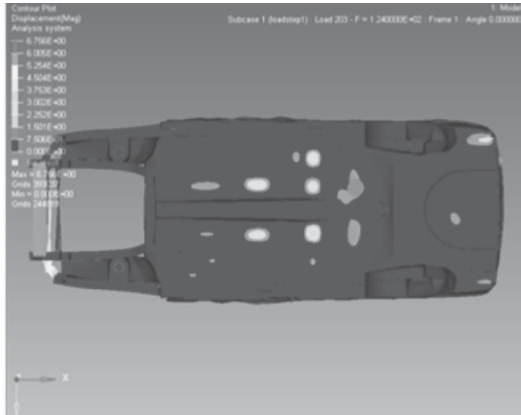


Hình 7. Hình dạng rung động có kích thích của ĐC và MĐ ở tần số 27 Hz

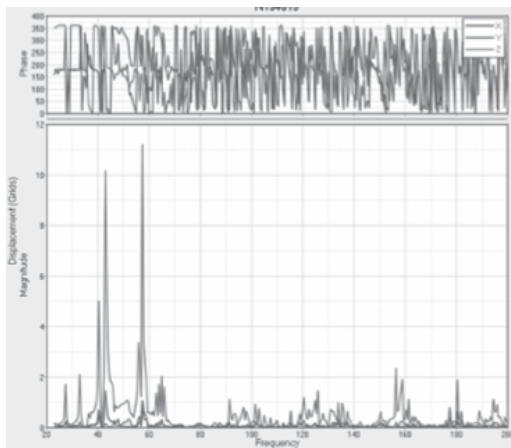


Hình 8. Đáp ứng tần số có kích thích của ĐC và MĐ tại nút 97090 (vị trí sàn lắp ghế lái)

+ Kết quả tính toán tại nút 154615 là vị trí chân ghế sau phụ như trên hình 9 và hình 10.

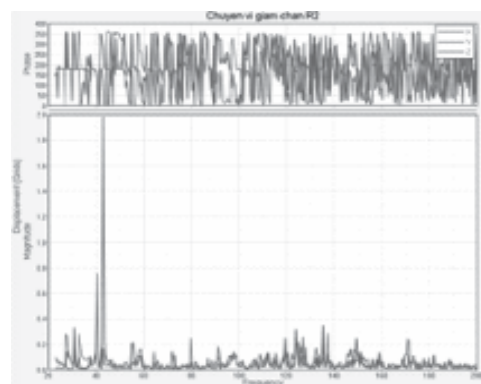
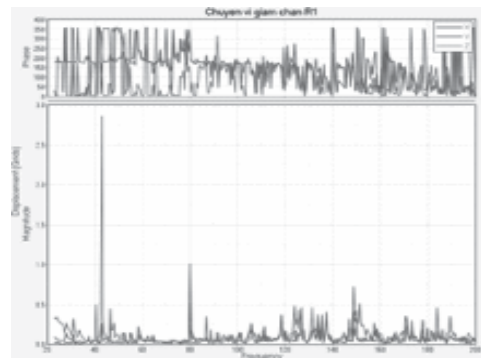
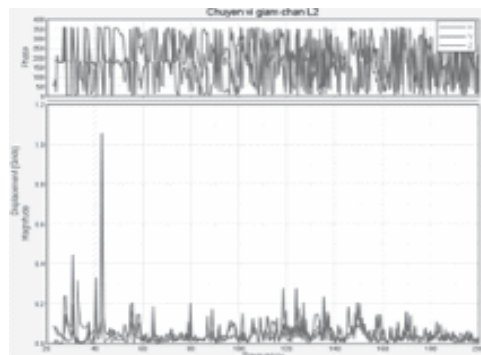
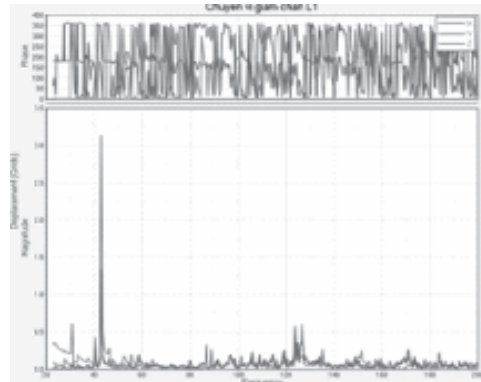


Hình 9. Hình dạng rung động có kích thích của ĐC và MD ở tần số 27 Hz



Hình 10. Đáp ứng tần số có kích thích của ĐC và MD tại nút 154615 (vị trí chân ghế sau phụ)

Để làm rõ ảnh hưởng của hệ thống treo đến chuyển vị của khung vỏ ô tô, ta có kết quả tính toán chuyển vị của hệ thống treo tại vị trí liên kết của hệ thống treo và khung xe như trên hình 11.



Hình 11. Chuyển vị của hệ thống treo



4.1.2. Nhận xét kết quả tính toán

Với nguồn kích thích từ động cơ và mặt đường thì tại các vị trí khảo sát rung động với biên độ cực trị tại tần số trên 40 (Hz) và biên độ theo phương thẳng đứng là lớn nhất, rung động theo phương còn lại là tương đối nhỏ. Tại vị trí lắp ghế sau phụ là rung với biên độ lớn nhất.

Kích thích của mặt đường thông qua hệ thống treo không gây ra các vùng cộng hưởng cho khung vỏ ô tô. Khi nghiên cứu rung động xét kích thích của mặt đường, người ta thường coi khung xe như một khối cứng vì chuyển vị của khung xe khi có kích thích của động cơ quá nhỏ so với mặt đường lên hệ thống treo.

Tần số kích thích của mặt đường càng nhỏ thì năng lượng truyền lên khung càng lớn; khi tần số kích thích trên 50Hz thì năng lượng truyền lên nhỏ dần; khi tần số kích thích trên 120Hz thì lực kích thích gần như mất đi.

5. KẾT LUẬN

Kết quả tính toán rung động cho thấy, tần số thứ nhất là 26,33Hz là phù hợp. Đồng thời tại những tần số rung động riêng thứ nhất và thứ hai đều là rung động toàn bộ. Khi có kích thích thì không xảy ra cộng hưởng toàn bộ, chỉ có một vài vị trí xảy ra cộng hưởng cục bộ nhưng biên độ rung động không lớn. Mảng nóc có rung động và biên độ rung động lớn nhất. Kích thích của mặt đường không gây ra cộng hưởng cho khung vỏ xe, chỉ làm tăng chuyển vị của khung vỏ.

Khi ô tô chuyển động trên đường, tốc độ của ô tô càng lớn thì hấp thụ năng lượng của hệ thống treo càng nhiều. ❖

Ngày nhận bài: **15/3/2024**

Ngày phản biện: **16/4/2024**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. SIEMENS, *Basic Dynamic Analysis User's Guide*, Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. All Rights Reserved, 2014.
- [2]. Nguyễn Văn Khang (2002); “*Dao động kỹ thuật*”, NXB. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Xu Wang, Vehicle noise and vibration refinement, Trường Đại học RMIT University, Australia.
- [4]. 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 机械工业出版社, 1990.
- [5]. 管迪华. 模态分析技术[M]. 清华大学出版社, 1996.
- [6]. 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.
- [7]. Zhu Yaojie, Yin Mingde, *Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car[C]*. Proceedings of International Technology and Innovation Conference 2006.
- [8]. 谭继锦. 汽车有限元法. 北京. 人民交通出版社, 2005.
- [9]. 黄天泽. 大客车车身[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1988.
- [10]. HyperMesh Quickstart Guide and User's Guide.