

ỨNG DỤNG CHỨC NĂNG ĐÁP ỨNG TẦN SỐ TRONG PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG KẾT CẤU Ô TÔ

VIBRATION ANALYSIS OF AUTOMOTIVE STRUCTURE USING FREQUENCY RESPONSE FUNCTION METHOD

Lê Minh Đức*, Lê Công Tín, Huỳnh Tấn Tiên

Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng¹

*Tác giả liên hệ: minhducle@dut.udn.vn

(Nhận bài: 18/12/2022; Chấp nhận đăng: 24/02/2023)

Tóm tắt - Ngày nay với sự phát triển nhanh về kinh tế, đời sống vật chất, theo đó khách hàng có xu hướng chọn phương tiện giao thông có chất lượng cao và đảm bảo an toàn. Dao động và tiếng ồn là hai yếu tố quan trọng để đánh giá chất lượng của phương tiện giao thông. Trong đó, yếu tố dao động không những làm giảm sự thoải mái cho hành khách mà còn ảnh hưởng trực tiếp đến tuổi thọ của phương tiện. Vì vậy nghiên cứu phương pháp tính toán dao động kết cấu của phương tiện giao thông là nhiệm vụ cần thiết. Nghiên cứu này thực hiện ứng dụng phương pháp đáp ứng tần số (FRF) vào phân tích dao động gây cộng hưởng trên khung xe Bus THACO TB120S. Kết quả phân tích FRF được kiểm chứng độ chính xác thông qua các phép đo thực nghiệm. Phân tích FRF cho biết tần số gây cộng hưởng kết cấu và biên độ cộng hưởng, từ đó có cơ sở hiệu chỉnh thiết kế phù hợp góp phần nâng cao chất lượng sản phẩm ô tô và nâng cao năng lực thiết kế sản phẩm.

Từ khóa - Đáp ứng tần số; dao động; cộng hưởng; phương pháp Modal; hình dạng chế độ

1. Đặt vấn đề

Dao động là một tiêu chí quan trọng trong đánh giá một thiết kế kết cấu ô tô [1-2]. Dao động làm giảm sự thoải mái của người lái và hành khách, ảnh hưởng đến chất lượng hàng hoá đồng thời gây ra các vấn đề cộng hưởng, độ bền mỏi kết cấu ô tô [3-4]. Vì vậy việc kiểm soát dao động trong thiết kế ô tô là một công việc quan trọng và cần thiết đối với các nhà sản xuất ô tô trong và ngoài nước.

Hiện tượng chính trong nghiên cứu dao động kết cấu là hiệu ứng cộng hưởng [5-6]. Dao động cộng hưởng làm khuếch đại biên độ, gây tăng ứng suất, biến dạng của kết cấu. Sự cộng hưởng được xác định bởi các đặc tính của vật liệu (như khối lượng, độ cứng, đặc tính giảm chấn), điều kiện làm việc và biên dạng hình học của kết cấu. Hiện nay, việc xác định dao động kết cấu được thực hiện bằng hai phương pháp chính là phương pháp mô phỏng hoặc phương pháp thực nghiệm [5]. Phương pháp thực nghiệm dựa trên phép đo dao động, xử lý tín hiệu để xác định tần số dao động riêng của kết cấu [7]. Phương pháp thực nghiệm có ưu điểm như độ chính xác cao, không cần sử dụng mô hình lý thuyết với các thông số như ma trận khối lượng [M], ma trận độ cứng [K], ma trận giảm chấn [C], tuy nhiên phương pháp thực nghiệm đòi hỏi phải có mô hình thực tế và trang thiết bị máy móc, điều này làm tăng đáng kể chi phí và thời gian thực hiện phép đo dao động. Phương pháp mô phỏng dựa trên cơ sở các tham số của mô hình toán như [M], [K], [C] và điều kiện hoạt động của kết

Abstract - Nowadays, with the rapid development of the economy and material life, accordingly, customers tend to choose high-quality and safe means of vehicle. Vibration and noise are the two important factors in assessing the quality of a vehicle, in which the vibration factor not only reduces the comfort of passengers but also directly affects the life of the vehicle. Therefore, the study on the calculation method of the vehicle's structure vibration is a necessary mission. This study applies of Frequency Response Function (FRF) method to analyze the resonance vibration on the THACO TB120S Bus Chassis Frame. The results of the FRF analysis are validated accurately through experimental measurements. FRF analysis shows the frequency that causes structural resonance and resonance amplitude, thereby providing a basis for appropriate design adjustment, contributing to improve the quality of automotive products, and strengthening the product design capabilities.

Key words - Frequency response; vibration; response; Modal method; modal Shape

cấu để xác định tần số dao động riêng [8-10]. Trong những năm gần đây, nhiều phương pháp số được đề xuất để phân tích dao động của kết cấu [11-12]. Trong số các phương pháp này, phương pháp phần tử hữu hạn (PTHH) được ứng dụng rộng rãi và cho hiệu quả tốt nhất [13-15].

Trong phân tích dao động của kết cấu, việc quan trọng nhất là cần xác định chính xác phản ứng động của một cấu trúc dưới tác động của một nguồn kích thích [9]. Điều này giúp tránh các vấn đề cộng hưởng, bởi do dao động làm giảm tuổi thọ của kết cấu [16]. Phân tích Đáp ứng tần số (FRF) là một trong những kỹ thuật được sử dụng rộng rãi cho mục đích này [9-10], [17].

FRF là tỷ số giữa giá trị phản hồi với lực kích thích đo được tại mỗi tần số [8-10], [18-19]. Phân tích đáp ứng tần số (FRF) được sử dụng để tính toán phản hồi của một cấu trúc dưới một kích thích điều hoà [8], [10], [18]. Lực kích thích và phản hồi của kết cấu được chuyển đổi thành miền tần số bằng cách sử dụng phép biến đổi Fourier (FFT) [10]. Một hàm phản hồi tần số biểu thị phản ứng của cấu trúc đối với một lực tác dụng. Tùy vào miền tần số của lực kích thích, giá trị phản hồi có thể được trích xuất theo độ dịch chuyển (x), vận tốc (\dot{x}), hoặc gia tốc (\ddot{x}) [10]. Đặc điểm các đỉnh trong đồ thị FRF cho biết, thông tin về tần số dao động riêng, vùng tần số cộng hưởng, đặc tính giảm chấn và biên độ của các giá trị phản hồi [20]. Với những đặc tính kỹ thuật trên, phân tích FRF được ứng dụng điển hình trong các phân tích về tiếng ồn, dao động của ô tô, các thiết bị

¹ The University of Danang - University of Science and Technology (Minh Duc Le, Cong Tin Le, Tan Tien Huynh)

quay và truyền động [8].

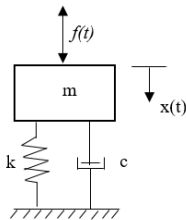
Dao động của khung xe là vấn đề chính ảnh hưởng đến sự thoải mái của hành khách và tài xế trong xe. Có rất nhiều nguồn gây dao động khác nhau, tuy nhiên động cơ đốt trong là nguồn gây dao động chính trên khung xe [5]. Chính vì vậy trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tiến hành nghiên cứu ứng dụng phương pháp FRF để thực hiện phân tích dao động kết cấu khung ô tô bus dưới sự kích thích của nguồn động cơ đốt trong. Kết quả sau khi phân tích được so sánh chứng thực với kết quả thực nghiệm, qua đó nhận định tính đúng đắn của phương pháp FRF và tính khả thi khi áp dụng phương pháp FRF trong phân tích dao động kết cấu ô tô. Đồng thời trong nghiên cứu này nhóm tác giả thực hiện phân tích cơ sở lý thuyết phương trình vi phân chuyển động, thực hiện chuyển đổi miền thời gian sang miền tần số; Các giá trị phản hồi về độ dịch chuyển, gia tốc, vận tốc được phân tích chỉ rõ vùng tần số kích thích cho kết quả tốt nhất.

2. Cơ sở lý thuyết bài toán Frequency Response Function (FRF)

2.1. Mô tả toán học

Mặc dù rất ít cấu trúc trong thực tế có thể được mô hình hóa bằng hệ thống một bậc tự do (Single Degree of Freedom - SDOF). Tuy nhiên các thuộc tính của hệ thống SDOF rất quan trọng, vì các đặc tính của hệ thống nhiều bậc tự do (Multi Degrees of Freedom - MDOF) luôn được biểu diễn dưới dạng nguyên lý chồng chất tuyến tính trên cơ sở hệ thống một bậc tự do [10].

Trên cơ sở đó, xét dao động cưỡng bức của hệ một bậc tự do (SDOF) chịu kích động điều hoà được thể hiện tại Hình 1.



Hình 1. Hệ dao động một bậc tự do [10]

Phương trình cân bằng động học cơ bản của hệ một bậc tự do cơ bản được biểu diễn về mặt toán học như sau [8, 10, 18]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (1)$$

Trong đó, m: Ma trận khối lượng; c: Hệ số cản; k: Ma trận độ cứng; f(t): Ngoại lực; x: vector chuyển vị phân hồi; \dot{x} : vector vận tốc phân hồi; \ddot{x} : vector gia tốc phân hồi.

Ban đầu các tín hiệu về chuyển vị (x), vận tốc (\dot{x}), gia tốc (\ddot{x}) trong phương trình (1) nằm trong miền thời gian, các tín hiệu này đại diện cho lực kích thích và phản ứng như một hàm theo thời gian. Mặc dù có thể nhận dạng các tham số bằng cách sử dụng dữ liệu miền thời gian và được phổ biến trong phân tích hệ thống điều khiển, tuy nhiên số lượng dữ liệu đo và tính toán trong miền thời gian không thực tế đối với các hệ thống phân tích kết cấu. Ngoài ra, dữ liệu miền thời gian rất khó giải thích và hầu hết các kỹ sư phân tích dao động đều làm việc trong miền tần số [21].

Vì vậy cần thiết chuyển đổi phương trình (1) từ biểu diễn miền thời gian sang miền tần số của hệ thống cấu trúc. Một phương trình chuyển động tương đương được xác định cho miền tần số. Miền tần số có ưu điểm là chuyển đổi một phương trình vi phân thành một phương trình đại số. Điều này được thực hiện bằng cách sau [22]:

+ Giả sử nghiệm x có dạng:

$$x = X \cdot e^{i\omega t} \quad (2)$$

Trong đó $X \cdot e^{i\omega t} = X \cdot [\cos(\omega t) + i \cdot \sin(\omega t)]$. Khi đó, các giá trị vận tốc và gia tốc được xác định theo:

+ Vận tốc

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = i \cdot \omega \cdot X \cdot e^{i\omega t} \quad (3)$$

+ Gia tốc

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot X \cdot e^{i\omega t} \quad (4)$$

Thay các phương trình (2), (3) và (4) vào phương trình (1):

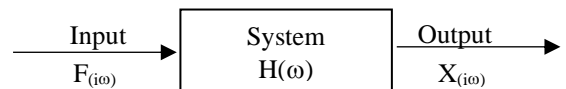
$$[-m \cdot \omega^2 + i \cdot c \cdot \omega + k] \cdot X(\omega) = F(\omega) \quad (5)$$

Đặt $H(\omega) = -m \cdot \omega^2 + i \cdot c \cdot \omega + k$. Khi đó phương trình (5) được viết lại:

$$H(\omega) \cdot X(\omega) = F(\omega) \quad (6)$$

$$\Leftrightarrow H(\omega) = \frac{F(\omega)}{X(\omega)} \quad (7)$$

$H(\omega)$ được định nghĩa là hàm đáp ứng tần số của kết cấu [19] (Frequency response Function – FRF)



Hình 2. Mô tả hệ thống đáp ứng tần số [23]

2.2. Phân tích các dạng đồ thị FRF

a. Đồ thị chuyển vị x

Phân tích phương trình (5) ta được:

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{k - \omega^2 m + i\omega c} \quad (8)$$

$$\left| \frac{X}{F} \right| = \frac{1}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \omega^2 \cdot \zeta^2}{\omega_n^2}}} \quad (9)$$

Trong đó: $\omega_n^2 = k/m$; $c = 2 \cdot m \cdot \omega_n \cdot \zeta$, ζ - tỷ số giảm chấn [10, 18, 22].

Theo phương trình (9) ta có đặc điểm hàm đáp ứng tần số như sau:

(i) Xét trường hợp $\omega \ll \omega_n$, khi đó độ lớn của đáp ứng tần số xấp xỉ bằng tiệm cận, phương trình (9) tương đương:

$$\left| \frac{X}{F} \right| \approx \frac{1}{k} \quad (10)$$

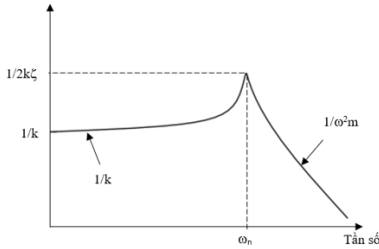
(ii) Xét trường hợp $\omega = \omega_n$, khi đó độ lớn đáp ứng tần số là cực đại và chỉ bị giới hạn bởi dao động tắt dần trong hệ, phương trình (9) tương đương:

$$\left| \frac{X}{F} \right| = \frac{1}{2 \cdot k \cdot \zeta} \quad (11)$$

(iii) Xét trường hợp $\omega \gg \omega_n$, khi đó độ lớn đáp ứng tần số xấp xỉ bằng tiệm cận, phương trình (9) tương đương:

$$\left| \frac{X}{F} \right| \approx \frac{1}{\omega^2 \cdot m} \quad (12)$$

Đồ thị hàm đáp ứng tần số theo chuyển vị được thể hiện Hình 3.



Hình 3. Đồ thị đáp ứng tần số theo chuyển vị [10, 24]

Nhận xét: Như vậy phản hồi của một hệ thống có thể được chia thành 3 vùng:

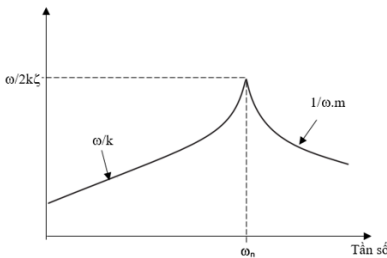
- + Dưới tần số tự nhiên: Phản hồi của hệ dao động phụ thuộc vào độ cứng
- + Trong vùng tần số tự nhiên: Phản hồi của hệ thống phụ thuộc vào giảm chấn
- + Trên tần số tự nhiên: Phản hồi của hệ thống phụ thuộc vào khối lượng

b. Đồ thị vận tốc \dot{x}

Ngoài chuyển vị x , có thể chọn vận tốc phản hồi $v(t) = \dot{x}(t)$ làm đại lượng đầu ra và hàm xác định đáp ứng tần số [10]:

$$Y(\omega) = \frac{v}{F} \quad (13)$$

Tương tự như phân tích đồ thị đáp ứng tần số theo chuyển vị, đồ thị đáp ứng tần số theo vận tốc có dạng như Hình 4.

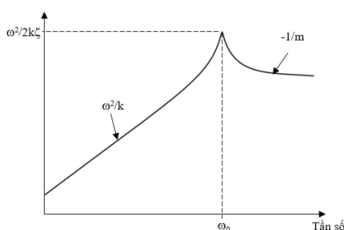


Hình 4. Đồ thị đáp ứng tần số theo vận tốc [10, 24]

c. Đồ thị gia tốc \ddot{x}

Tương tự, có thể sử dụng gia tốc $a(t) = \ddot{x}(t)$ làm thông số phản hồi [10]. Đồ thị đáp ứng tần số theo gia tốc được thể hiện trong Hình 5.

$$A(\omega) = \frac{a}{F} \quad (14)$$



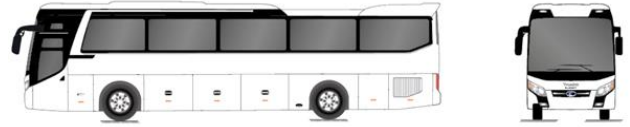
Hình 5. Đồ thị đáp ứng tần số theo gia tốc [10, 24]

3. Mô hình nghiên cứu

3.1. Đối tượng nghiên cứu

3.1.1. Thông số tổng thể

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả tiến hành khảo sát, phân tích, đánh giá dao động khung xe Bus THACO TB120S. Khung Body xe THACO TB120S được thiết kế liền khối (Full Monocoque). Xe trang bị động cơ Diesel, 6 xylanh. Các thông số kỹ thuật tổng được thể hiện tại Hình 6, Bảng 1 [25, 26].



Hình 6. Tổng thể xe THACO TB120S [25]

Bảng 1. Thông số kỹ thuật xe THACO TB120S [25, 26]

Stt	Hạng mục	Đơn vị	Thông số
1. Kích thước			
1.1	Kích thước tổng thể (D x R x C)	mm	12.180 x 2.500 x 3.500
1.2	Chiều dài cơ sở	mm	6.000
1.3	Khoảng sáng gầm xe	mm	150
2. Động cơ			
2.1	Tên động cơ	-	WP9H336E40
2.2	Loại động cơ	-	Diesel 4 kỳ, 6 xylanh thẳng hàng
2.3	Dung tích xylanh	cc	8.800
2.4	Đường kính x Hành trình piston	mm	116 x 139
2.5	Công suất cực đại/Tốc độ quay	Ps/rpm	336/1900
2.6	Momen xoắn/Tốc độ quay	Nm/rpm	1600/1000 – 1400

3.1.2. Mô hình khung xe

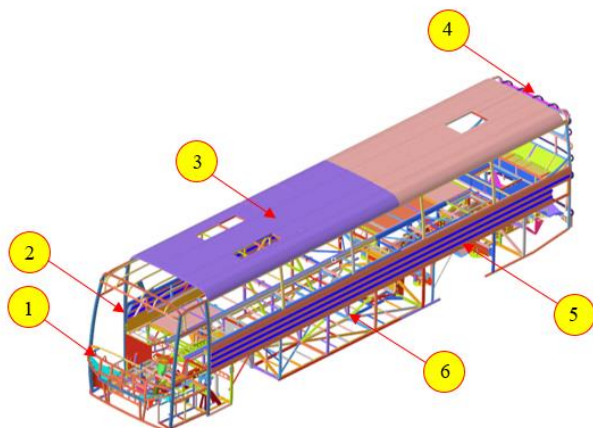
Mô hình phần tử hữu hạn khung xe Bus THACO TB120S được thực hiện với sự trợ giúp của phần mềm HYPERWORKS. Để nâng cao tính chính xác trong bài toán phân tích dao động kết cấu, phần tử 2D Quad được ưu tiên chọn để thực hiện chia lưới khung xe [18]. Toàn bộ kích thước khung xe, biên dạng hình học của các chi tiết trên khung xe được giữ nguyên để quá trình phân tích có kết quả chính xác nhất. Thông số kỹ thuật mô hình phần tử hữu hạn khung sắt xi được thể hiện trong Bảng 2, hình ảnh tổng thể mô hình khung xe được thể hiện trong Hình 7. Trong nghiên cứu này, kiểu phần tử và số lượng phần tử được lựa chọn dựa trên các nguyên tắc sau:

+ Toàn bộ khung xe buýt được làm từ thép hộp và thép tấm, có độ dày hình học đồng đều vì vậy phần tử 2-d được ưu tiên trong chia lưới cho mô hình phân tích, ngoài ra tại các vị trí mô phỏng liên kết như bulong hoặc mối hàn phần tử 3-d và 1-d được lựa chọn.

+ Bài toán phân tích dao động khung xe thuộc lĩnh vực phân tích động lực học (Dynamic Analysis) vì vậy kiểu phần tử tứ giác kết hợp với tam giác (Quad + Tria) được lựa chọn để tạo mô hình phần tử hữu hạn.

+ Đối với kích thước lưới, căn cứ vào kết quả kiểm tra điều kiện hội tụ lưới, tài nguyên thiết bị máy tính dùng thực

hiện mô phỏng, và kết quả đánh giá thực nghiệm tương ứng để lựa chọn kích thước lưới phù hợp nhất. Trong nghiên cứu này, kích thước lớn nhất là 20 mm được lựa chọn. Đối với các vùng hình học có biên dạng đặc biệt phức tạp thì kích thước lưới có thể thay đổi cho phù hợp.



Hình 7. Mô hình FE khung xe bus THACO TB120S

Chú thích: 1 – Máng trước; 2 – Máng hông RH; 3 – Máng trần; 4 – Máng sau; 5 – Máng hông LH; 6 – Máng sàn + Sắt xi

Bảng 2. Thông số mô hình FE khung xe Bus THACO TB120S

Stt	Tên cụm chi tiết	Kiểu phần tử	Element	Nodes	Mass [kg]
1	Máng trước	Quad + Tria	21151	20953	133
2	Máng hông RH	Quad + Tria	58062	58279	273
3	Máng trần	Quad + Tria	129635	128279	45
4	Máng sau	Quad + Tria	13946	13772	63
5	Máng hông LH	Quad + Tria	58584	58754	275
6	Máng sàn + Sắt xi	Quad + Tria	435868	317265	1978
Tổng			~717246	~597302	~2767

Khung xe Bus THACO TB120S được thiết kế với nhiều mác thép khác nhau. Trong đó, mác thép SAPH440 được dùng để thiết kế chính. Các thông số đặc tính mác thép SAPH440 được thể hiện tại Bảng 3.

Bảng 3. Thông số vật liệu mô hình [28]

Stt	Thông số vật liệu SAPH440	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng riêng, ρ	kg/m ³	7850
2	Modul đàn hồi, E	GPa	210
3	Tỷ số Poisson, μ	-	0,3
4	Giới hạn chảy, S_{ut}	MPa	275~305
5	Giới hạn bền, S_y	MPa	440
6	Độ dẫn dài, Δl	%	29~35

3.2. Phân tích FRF bằng phần tử hữu hạn

Bài toán FRF có thể được giải bằng phương pháp trực tiếp (Direct Frequency Response Analysis) hoặc phương pháp gián tiếp (Modal Frequency Response Analysis) [8], [18], [29].

+ Phương pháp trực tiếp: Tính phân hồi FRF của kết cấu bằng cách giải hệ phương trình chuyển động. Phương pháp trực tiếp hiệu quả với mô hình có kích thích tần số cao.

+ Phương pháp Modal: Phương pháp này sử dụng các hình dạng chế độ (Modal Shape) của kết cấu để tách các phương trình chuyển động. Phương pháp này thường được sử dụng cho các mô hình lớn.

3.2.1. Phương pháp trực tiếp

Từ phương trình (1), (2), (3), (4), phương trình (1) có thể được phân tích thành:

$$([k - \omega^2 \cdot m] + i\omega c)\{x(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (15)$$

Tần số ω là một hằng số trong phương trình (15). Do đó, giải pháp trực tiếp sẽ cho ra một kết quả x ứng với một tần số ω nhất định. Trong phân tích đáp ứng tần số theo phương pháp trực tiếp, phương trình (15) được giải lặp lại cho mỗi tần số đã chọn.

3.2.2. Phương pháp Modal

Để giải một bài toán đáp ứng tần số bằng phương pháp Modal, bước đầu tiên cần chuyển đổi tọa độ vật lý $\{x(\omega)\}$ bằng tọa độ Modal $\{\xi(\omega)\}$. Khi đó phép biến đổi được định nghĩa [29, 30]:

$$\{u\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (16)$$

Trong đó, Φ : Chế độ hình dạng (Modal Shape)

Khi đó phương trình chuyển động (15) được viết lại (bỏ qua giảm chấn c):

$$-\omega^2 \cdot [m] \cdot \{u\} + [k] \cdot \{u\} = \{F(\omega)\} \quad (17)$$

$$\Leftrightarrow -\omega^2 \cdot [m] \cdot [\Phi] \cdot \{\xi(\omega)\} + [k] \cdot [\Phi] \cdot \{\xi(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (18)$$

Nhân 2 vế phương trình (18) cho $[\Phi]^T$:

$$-\omega^2 \cdot [\Phi]^T \cdot [m] \cdot [\Phi] \cdot \{\xi(\omega)\} + [\Phi]^T \cdot [k] \cdot [\Phi] \cdot \{\xi(\omega)\} = [\Phi]^T \cdot \{F(\omega)\} \quad (19)$$

Trong đó, $[\Phi]^T[m][\Phi]$: Ma trận khối lượng Modal; $[\Phi]^T[k][\Phi]$: Ma trận độ cứng Modal; $[\Phi]^T\{F(\omega)\}$: Vector lực Modal.

Sử dụng thuộc tính trực giao của các Modal Shape, khi đó hệ phương trình (19) được viết lại như sau [29, 30]:

$$-\omega^2 \cdot m_i \cdot \xi_i(\omega) + k_i \cdot \xi_i(\omega) = F_i(\omega) \quad (20)$$

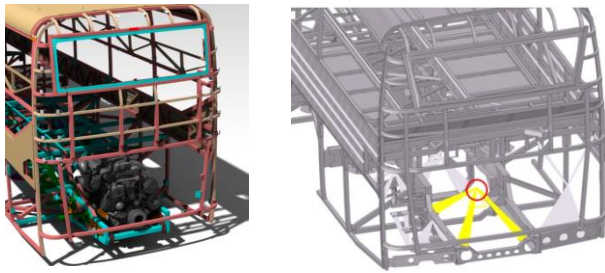
Trong đó, m_i : Modal khối lượng thứ i ; k_i : Modal độ cứng thứ i ; F_i : Modal lực thứ i .

Giải phương trình (20) tìm được các Modal chuyển vị $\xi_i(\omega)$ và các chuyển vị vật lý được tính từ công thức (16).

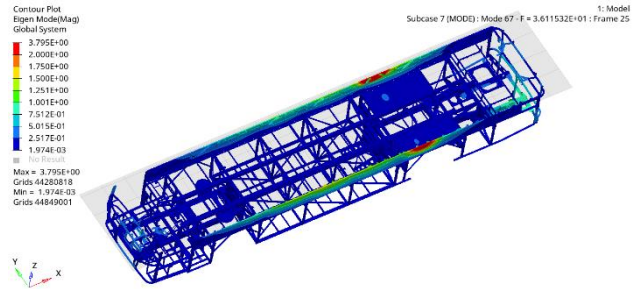
3.3. Kết quả mô phỏng

3.3.1. Xác định tần số cộng hưởng tại vị trí sàn xe khi chịu lực kích thích từ động cơ

Nghiên cứu của R. Buzdzik và R. Dolecek [5]; T. T. H. Tùng và T. T. Thái [7] đã chỉ ra động cơ đốt trong là nguồn gây dao động chính trong hệ động lực, vị trí chịu dao động lớn nhất từ kích thích này là sàn xe. Trên cơ sở đó, trong nghiên cứu này nhóm tác giả thực hiện tính toán, mô phỏng phân hồi của khung xe Bus tại sàn xe khi chịu kích thích bởi động cơ từ 3 vị trí: Vị trí 1 - Sàn ghế tài; Vị trí 2 - Sàn giữa xe; Vị trí 3 - Sàn cuối xe.



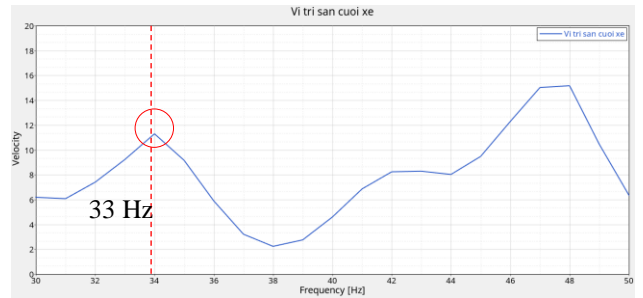
Hình 8. Vị trí lực kích thích từ động cơ



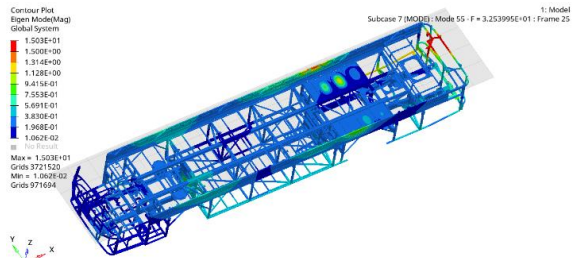
Hình 13. Hình dạng chế độ cộng hưởng vị trí sàn giữa xe

Nhận xét: Kết quả phân tích FRF tại vị trí sàn giữa xe cho kết quả dao động có biên độ lớn tại vị trí có tần số ~ 36 [Hz].

c. Kết quả tính toán phản hồi FRF tại vị trí sàn cuối xe



Hình 14. Đồ thị FRF vị trí sàn cuối xe



Hình 15. Hình dạng chế độ cộng hưởng vị trí sàn cuối xe

Nhận xét: Kết quả phân tích FRF tại vị trí sàn cuối xe cho kết quả dao động có biên độ lớn tại tần số 33 [Hz].

d. Đánh giá cộng hưởng

Qua kết quả phân tích FRF, nhận thấy sàn xe tại 3 vị trí phân tích có dao động lớn tại vùng tần số nằm trong khoảng 33 [Hz] đến 36 [Hz]. Nếu tần số của lực kích thích (động cơ) trong khoảng này, sàn xe sẽ bị cộng hưởng và gây ra các vấn đề liên quan tới độ bền và mức độ thoải mái.

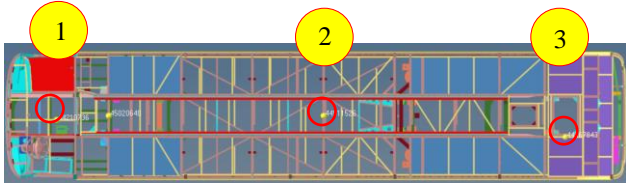
Xe THACO Bus TB120S sử dụng động cơ WP9H336E40 4 kỳ, 6 xy lanh. Tần số kích thích của động cơ tương ứng với số vòng quay được xác định như sau:

$$f = \frac{i}{r} \cdot n \tag{21}$$

Trong đó, i là số xylanh động cơ; r là số vòng quay của trục khuỷu trong một chu kỳ; n là số vòng động cơ trong một giây.

Từ (21) suy ra số vòng quay của động cơ trong vùng tần số từ 33 [Hz] đến 36 [Hz] là:

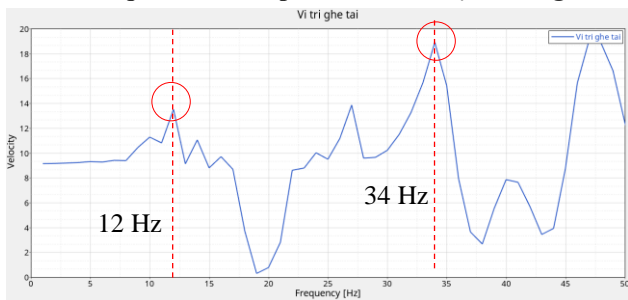
- + Tần số 33 [Hz]: n₁ ~ 660 [vòng/phút];
- + Tần số 34 [Hz]: n₂ ~ 680 [vòng/phút];
- + Tần số 35 [Hz]: n₃ ~ 700 [vòng/phút];
- + Tần số 36 [Hz]: n₄ ~ 720 [vòng/phút].



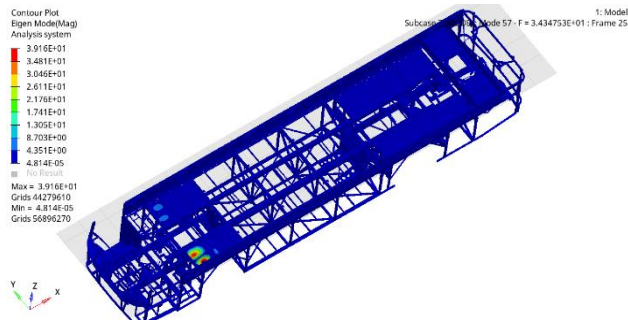
Hình 9. Vị trí đo phản hồi

Ghi chú: NodeID 45020640 (vị trí 1): vị trí đo sàn ghế tài xế; nodeID 44911526 (vị trí 2): vị trí đo sàn giữa xe; nodeID 44667843 (vị trí 3): vị trí đo sàn cuối xe

a. Kết quả tính toán phản hồi FRF vị trí sàn ghế tài



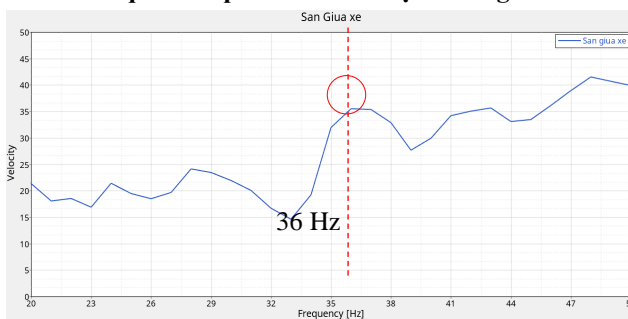
Hình 10. Đồ thị FRF tại vị trí ghế tài



Hình 11. Hình dạng chế độ cộng hưởng vị trí ghế tài xế

Nhận xét: Kết quả phân tích FRF tại vị trí sàn ghế tài cho kết quả dao động có biên độ lớn tại vùng tần số 12 [Hz] và 34 [Hz].

b. Kết quả tính toán phản hồi FRF vị trí sàn giữa xe



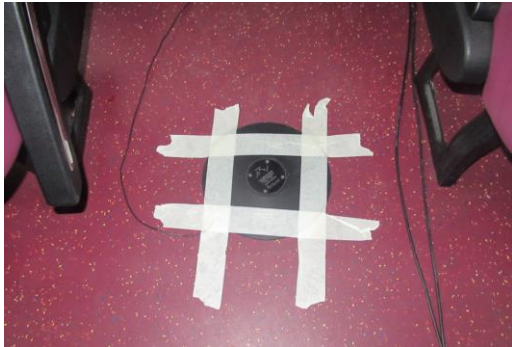
Hình 12. Đồ thị FRF vị trí sàn giữa xe

Như vậy, dao động của sàn xe lớn nhất khi động cơ hoạt động trong dải tốc độ từ 660 [vòng/phút] đến 720 [vòng/phút] – đây là vùng tốc độ ứng với tốc độ không tải của động cơ.

3.3.2. Kiểm tra thực nghiệm kết quả dao động sàn xe

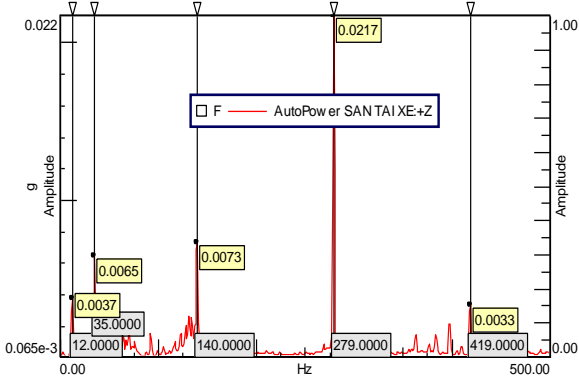
Kiểm tra thực nghiệm dao động sàn xe Bus do kích thích của động cơ được thực hiện tại Trung tâm R&D THACO. Dao động sàn xe được đo bằng thiết bị LMS Test.Lab của Hãng LMS, Siemens Group, Bỉ.

Cảm biến đo dao động được gắn tại 3 vị trí trên sàn xe tương ứng với các vị trí được thực hiện trong mô phỏng FRF. Kết quả đo và phân tích thực hiện trong điều kiện động cơ nổ không tải.



Hình 16. Cảm biến đo dao động được gắn ở sàn xe

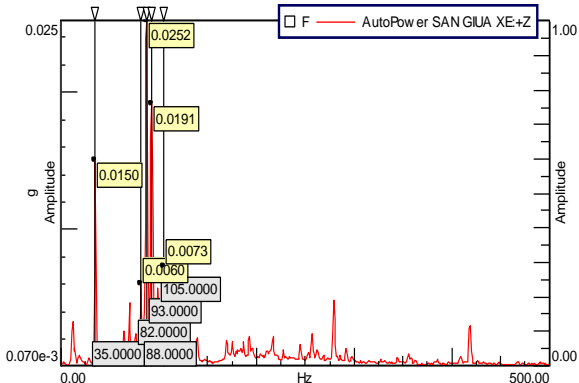
a. Kết quả đo dao động tại vị trí sàn ghế tài xế



Hình 17. Đồ thị dao động tại vị trí ghế tài

Nhận xét: Dao động có biên độ lớn ở vị trí ghế tài tại tần số 12 [Hz] và 35 [Hz]

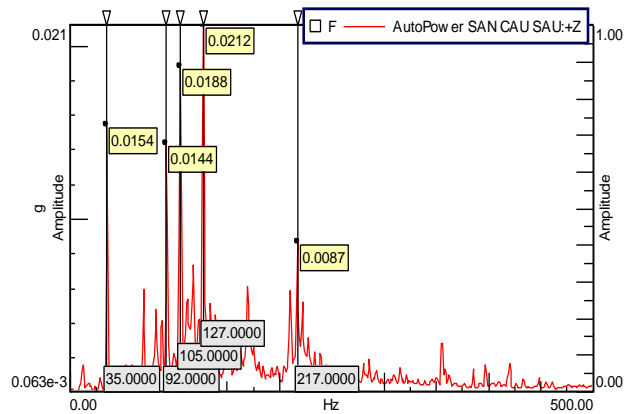
b. Kết quả đo dao động tại vị trí sàn giữa xe



Hình 18. Đồ thị dao động tại vị trí sàn giữa xe

Nhận xét: Dao động có biên độ lớn ở vị trí giữa xe tại tần số 35 [Hz]

c. Kết quả đo dao động tại vị trí sàn cuối xe



Hình 19. Đồ thị dao động tại vị trí sàn cuối xe

Nhận xét: Dao động có biên độ lớn ở vị trí cuối xe tại tần số 35 [Hz]

3.3.3. Đánh giá kết quả mô phỏng và kết quả thử nghiệm

(i) Mô phỏng FRF cho kết quả tại 3 vị trí trên sàn xe tương ứng với vùng tần số gây dao động lớn như sau: Vị trí ghế tài – 12 [Hz], 34 [Hz]; Vị trí sàn giữa xe – 36 [Hz]; Vị trí sàn cuối xe – 33 [Hz]. Kết quả phân tích cho thấy, sự dao động của sàn xe tại 3 vị trí nguyên nhân do lực kích thích của động cơ khi hoạt động trong dải tốc độ không tải từ 660 [vòng/phút] đến 720 [vòng/phút].

(ii) Thử nghiệm đo dao động được thực hiện trong cùng điều kiện với mô phỏng, nghĩa là cùng vị trí đo, và cùng điều kiện lực kích thích. Kết quả tần số có biên độ dao động lớn tại 3 vị trí sàn xe tương ứng như sau: Vị trí ghế tài xế – 12 [Hz], 35 [Hz]; Vị trí sàn giữa xe – 35 [Hz]; Vị trí sàn cuối xe 35 [Hz].

4. Kết luận

Bài báo thực hiện ứng dụng phương pháp FRF vào phân tích dao động khung xe bus THACO TB120S, kết quả được thực hiện so sánh đối chứng với kết quả thử nghiệm:

+ Kết quả phân tích FRF cho thấy, sàn xe có biên độ dao động lớn tại vùng tần số ứng với dải tốc độ không tải của động cơ 660 [vòng/phút] đến 720 [vòng/phút]. Vùng tần số có khả năng gây cộng hưởng cho sàn xe.

+ Tại 3 vị trí thực hiện phân tích FRF trên sàn xe cho thấy, kết quả tương quan cao với kết quả thử nghiệm, cụ thể: dao động lớn vị trí sàn ghế tài tại tần số 12 [Hz] và 34 [Hz] (chênh lệch 1 [Hz] so với thử nghiệm); Dao động lớn vị trí giữa sàn tại tần số 36 [Hz] (chênh lệch 1 [Hz] so với thử nghiệm); Dao động lớn vị trí sàn cuối tại tần số 33 [Hz] (chênh lệch 2 [Hz] so với thử nghiệm).

+ Ứng dụng FRF vào phân tích dao động của kết cấu ô tô do tác dụng của lực kích thích là hoàn toàn phù hợp, giúp giảm thời gian và chi phí thiết kế, đồng thời nâng cao năng lực thiết kế ô tô.

Lời cảm ơn: Các tác giả chân thành cảm ơn Trường Đại học Bách khoa-Đại học Đà Nẵng đã tài trợ một phần cho nghiên cứu này thông qua đề tài có mã số: T2022-02-33.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Xu Wang, *Vehicle noise and Vibration refinement*. Woodhead Publishing Limited, 2010.
- [2] Kailash Chandra Panda, "Dealing with Noise and Vibration in Automotive Industry", *Procedia Engineering*, Vol. 144, 2016, pp. 1167-1174.
- [3] Jakub Mlynczak, Ireneusz Celinski, Rafal Burdzik, "Effect of vibrations on the behaviour of a vehicle driver", *Vibroengineering Procedia*, Vol. 6, 2015, pp. 243-247.
- [4] Neil Mansfield, "Vibration and shock in Vehicle: New challenges, new methods, new solutions", *The First International Comfort Congress, Salerno, Italy*, 2017.
- [5] Rafal Burdzik, Radovan Dolecek, "Research of vibration Distribution in Vehicle Constructive", *Journal of enineering, technology and management in transport*, Vol. 7, No. 4, 2012, pp. 16-25.
- [6] Zine Ghemari, Saad Saah, Rabah Bourenane, "Resonance Effect Decrease and Accuracy Increase of Piezoelectric accelerometer Measurement by Appropriate Choice of Frequency Range", *Hindawi Shock and Vibration*, 2018, pp. 1-8.
- [7] Tran Thanh Hai Tung, Tran Thanh Thai. "Ứng dụng phần mềm Lms test.Lab đánh Giá Rung động, tiếng ồn Xe buýt Thaco City B60". *Tạp chí Khoa học và Công nghệ - Đại học Đà Nẵng*, vol. 17, No. 11, 2019, pp. 33-38.
- [8] Altair HyperWorks, *OptisStruct for Linear Dynamics*. Altair, 2013.
- [9] Alexandre Presas*, David Valentin, Eduard Egusquiza, Carme Valero, Mònica Egusquiza and Matias Bossio, "Accurate Determination of the Frequency Response Function of Submerged and Confined Structures by Using PZT-Patches", *MDPI*, Vol. 17, 2017, pp. 1-26.
- [10] Ewins, D.J. *Modal Testing Theory and Practice*; Research Studies Press: Letchworth, UK, 1984.
- [11] Marcos Arndt, Roberto Dalledone Machado, Adriano Scremin, "The Generalized Finite Element Method Applied to Free Vibration of Framed Structures", in book: *Advances in Vibration Analysis Research*, 2011, pp. 187-212.
- [12] L. Andersen, S.R.K. Nielsen, S. Krenk, "Numerical Methods for analysis of Structure and Ground Vibration from Moving Loads", *Computers & Structures*, Vol. 85, 2007, pp. 43-58.
- [13] Bartłomiej Dyniewicz, Czeslaw I. Bajer, "Numerical methods for vibration analysis of Timoshenko beam subjected to inertial moving load", *Vibrations in Physical Systems*, Vol. 24, 2010, pp. 1-6.
- [14] H. Sato, Y. Kuroda, M. Sagara, "Development of the Finite Element Method for Vibration analysis of Machine tool Structure and application", *Proceedings of the Fourteenth International Machine Tool Design and Research Conference*, 1974, pp. 545-552.
- [15] Jong-Shyong Wu, "Vibration Analysis by Finite Element Method", in book *Analytical and Numerical Methods for Vibration Analysis*, 2015, pp. 399-482.
- [16] Liang Wang, Robert Burger, Alan Aloe, "Considerations of Vibration Fatigue for Automotive Components", *SAE International*, Vol. 10, 2017, pp. 150-158.
- [17] Lay Menn Khoo, P. Raju Mantena* and Prakash Jadhav, "Structural Damage Assessment Using Vbration Modal Analysis", *SHM Structural Health Monitoring*, Vol. 3 (2), 2004, pp. 177-194.
- [18] Nitin. S. Gokhale, Sanjay. S. Deshpande, Sanjeev. V. Bendekar, Anand. N. Thite, *Practical Finite Element analysis*. India, 2008.
- [19] S.J.S. Hakim, H. Abdul Razak, "Frequency Response Function-based Structural Damage Identification using Artificial Neural Networks-A Review", *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, Vol. 7, 2014, pp. 1750-1764.
- [20] Siemens, "What is a Frequency Response Function (FRF)", [Online]. Xem tại: <https://community.sw.siemens.com/s/article/what-is-a-frequency-response-function-frf>. Ngày truy cập: 10/07/2020.
- [21] G. M. L. Gladwell, *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*. Springer Science and Business Media, B.V, 1995.
- [22] Malcolm J. Crocker, Jorge P. Arenas, *Engineering acoustics, Noise and Vibration*. Wiley Series in Acoustics, Noise and Vibration, 2021.
- [23] Candidate: Melissa Arras, Advisors: G. Coppotelli and F. Nitzsche, *On the use of Frequency Response Functions in the Finite Element model updating*. Carleton University, 2016.
- [24] Tom Irvine, "An Introduction to Frequency Response Function", [Online]. Xem tại: http://www.vibrationdata.com/tutorials_alt/frf.pdf. Ngày truy cập: 11/08/2000
- [25] Thaco Bus, "Thaco BlueSky 120S", [Online]. Xem tại: <https://thacobus.net/san-pham/thaco-bluesky-120s>. Ngày truy cập: 09/07/2020.
- [26] Thông số kỹ thuật ô tô, "Thaco Bus TB120S-W336E4", [Online]. Xem tại: http://203.162.20.156/vaq/Xecogioi_sxlr/FoundDetail_tso_oto.asp?sid=2079846. Ngày truy cập: 03/01/2020.
- [27] Agico Group, "Q345 Steel Specification and Equivalent Standard", [Online]. Xem tại: <http://www.steels-supplier.com/steel-standard/q345-steel-specification-and-equivalent-standard.html>. Ngày truy cập: 11/05/2016
- [28] Japanese Steels and Alloys free searchable database, "SAPH440 Chemical composition, standards and properities", [Online]. Xem tại: http://steeljis.com/jis_steel_datasheet.php?name_id=286. Ngày truy cập: 2014
- [29] Autodesk, "Section 24: Frequency Response Analysis" [Online]. Xem tại: <https://knowledge.autodesk.com/support/inventor-nastran/learn/explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/ENU/NINCAD-SelfTraining/files/GUID-FCA4E4B5-1A53-480E-A43A-A208E8F3C97E-htm.html>. Ngày truy cập: 09/11/2018.
- [30] MSC Nastra 2020, "Modal Frequency Response Analysis", [Online]. Xem tại: https://help.mssoftware.com/fr-FR/bundle/MS_Combined_Book/basdyn/bdynfranal/TOC.Modal.Frequency.Response.xhtml. Ngày truy cập: 12/01/2022