

ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ CỖ NHỎ KHI ĐI TRÊN ĐƯỜNG CÓ MẮP MÔ THEO TIÊU CHUẨN ISO

ASSESSMENT OF OSCILLATING OF SMALL CAR WHEN MOVING IN ISO ROAD SURFACE

Nguyễn Thanh Tùng, Nguyễn Tiến Dũng, Trương Đặng Việt Thắng, Lâm Thanh Chương
Trường Cơ khí, Đại học Bách khoa Hà Nội

TÓM TẮT

Dòng xe cỡ nhỏ hiện đang được phát triển và được lắp ráp rất nhiều tại Việt Nam trong thời gian qua. Việc đánh giá dao động và mức độ ảnh hưởng của nó khi xe chuyển động trên đường là vấn đề cần được quan tâm nghiên cứu. Bài báo trình bày mô hình mô phỏng và một số kết quả đánh giá dao động của xe tải nhỏ khi đi trên đường có mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608: 1995. Dao động của ô tô tải cỡ nhỏ 3.25 tấn, lắp ráp tại Việt Nam sẽ được đánh giá bằng các chỉ tiêu về an toàn hàng hóa, tải trọng động và an toàn động lực học.

Từ khóa: Dao động xe tải nhỏ; Gia tốc thẳng đứng; Hệ số tải trọng động; Mấp mô mặt đường; ISO.

ABSTRACT

Small cars are currently being developed and assembled a lot in Vietnam in recent years. The assessment of oscillating and its impact are issues that need to be researched when vehicles moving on the road. This paper presents a simulated model and some results of the evaluation of the oscillating of light truck moving on bumpy roads in accordance with ISO 8608: 1995. The oscillating of the light truck 3.25 tons assessed in Vietnam will be assessed by criteria of safety of the goods, dynamic force and safety in dynamics.

Keywords: Oscillating of light trucks; Vertical acceleration; Dynamic force coefficient; ISO 8608: 1995 standards.

1. TỔNG QUAN

Ô tô cỡ nhỏ, trong đó có xe tải nhẹ hiện phát triển mạnh mẽ ở Việt Nam. Chất lượng đường xá đa dạng cùng với nhu cầu khai thác thường quá tải, điều này, có thể ảnh hưởng đến chất lượng dao động cũng như độ bền các chi tiết trên xe. Chính vì vậy, việc nghiên cứu đánh giá chất lượng dao động của ô tô là một nhu cầu cấp thiết hiện nay [2, 5].

Ở những nước phát triển, dao động ô tô được quan tâm đặc biệt. Dao động ô tô được nghiên cứu để làm giảm đến mức thấp nhất những tác hại của nó đến con người và hàng hóa trên xe, đồng thời làm tăng tuổi thọ của xe cũng như đảm bảo các yêu cầu an toàn động lực học của xe. Dao động của ô tô trên thực tế không những phụ thuộc vào kết cấu của ô tô mà còn phụ thuộc vào điều kiện đường xá. Trong quá trình ô tô chuyển động, những thay đổi của mấp mô mặt đường là yếu tố kích động chủ yếu đến dao động của xe. Tuy nhiên, việc đo đạc xác định mấp mô mặt đường thực tế ở Việt Nam hiện còn quá ít cũng như còn khá khó khăn trong các điều kiện thí nghiệm. Do đó, một số nghiên cứu trong nước và thế giới gần đây đã khai thác dạng kích động từ mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO 8608:1995 [1].

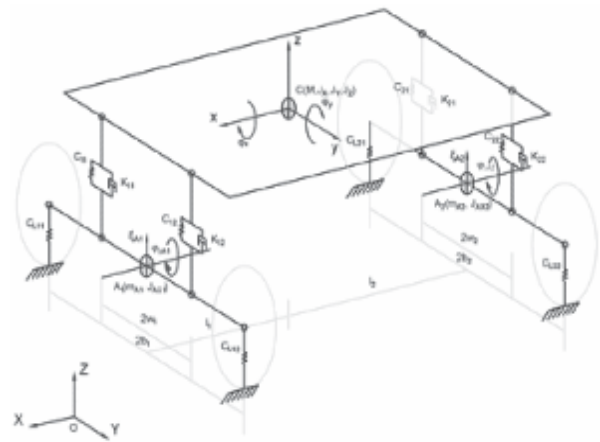
Xuất phát từ nhu cầu đó, nhóm tác giả đã tập trung nghiên cứu đánh giá dao động xe tải nhẹ dưới tác động của mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO theo phương pháp mô phỏng số. Đây là phương pháp phù hợp với điều kiện còn nhiều thiếu thốn về cơ sở vật chất, trang thiết bị thí nghiệm như hiện nay của Việt Nam. Đối tượng nghiên cứu của bài báo là ô tô tải tự đổ loại nhỏ CT3.25D2, có tải trọng 3.25 tấn, được lắp ráp tại Việt Nam. Các kết quả nghiên cứu tạo cơ sở lý thuyết phục vụ đánh giá chất lượng dao động của xe tải nhẹ nói riêng và đóng góp

cơ sở khoa học trong quá trình hoàn thiện thiết kế ô tô nói chung.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC DAO ĐỘNG Ô TÔ

Mô hình nghiên cứu dao động ô tô trong trường hợp xe chuyển động trên đường được xác định từ mô hình động lực học không gian của ô tô (hình 1). Trong nghiên cứu này, tác giả sử dụng phương pháp tách cấu trúc hệ nhiều vật để thiết lập mô hình động lực học [1, 2, 5].

2.1. Phân tích cấu trúc ô tô và các giả thiết



Hình 1. Mô hình không gian ô tô

Trong nghiên cứu này sử dụng các giả thiết sau:

- Mô hình động lực học không gian đối xứng theo trục dọc của xe;

- Thân xe được coi như một tấm phẳng có khối lượng M đặt tại trọng tâm thân xe. Trong bài toán xét dao động của xe khi chuyển động thẳng, thân xe có 3 chuyển động (3 bậc tự do) bao gồm: Chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng z và 2 góc xoay tương ứng: φ_y (góc lắc dọc - quay quanh trục ngang y), φ_x (góc lắc ngang - quay quanh trục dọc x);

- Các cầu xe (cầu trước - 1, cầu sau - 2) là các khối lượng không được treo được coi như các thanh phẳng, có khối lượng m_{A1} , m_{A2} đặt tại trọng tâm của chúng. Mỗi cầu xe có 1 chuyển động tịnh tiến theo trục thẳng đứng (ξ_{A1} , ξ_{A2}) và 1 chuyển vị góc lắc ngang quanh trục dọc (φ_{xA1} , φ_{xA2}). Bỏ qua góc xoay của cầu xe theo trục thẳng đứng và trục ngang;

- Thân xe được nối với các cầu xe thông qua hệ thống treo (đặc trưng bởi các độ cứng C_{ij} và hệ số cản giảm chấn K_{ij}). (chỉ số i: 1 – Trước; 2-sau; chỉ số j: 1-Trái; 2-phải); Các cầu xe liên kết với mặt đường bằng bánh xe đàn hồi, đặc trưng bởi độ cứng C_{Lij} ;

- Bỏ qua thành phần cản của lốp và bỏ qua tác động của gió đến chuyển động của xe;

- Bánh xe tiếp xúc điểm với mặt đường.

Trên mô hình sử dụng các ký hiệu sau: OXYZ: Hệ tọa độ cố định; C, A₁, A₂: trọng tâm của khối lượng được treo và các khối lượng không được treo trước (1) và sau (2); M: Khối lượng được treo: m_{A1} , m_{A2} : Khối lượng không được treo cầu 1 và 2; J_x, J_y: Mô men quán tính trục x và y của khối lượng được treo xe tải; J_{Axi}: Mô men quán tính trục x của khối lượng không được treo cầu 1 và 2; L: Chiều dài cơ sở của xe; l₁, l₂: Khoảng cách từ trọng tâm thân xe đến cầu trước và sau; 2b₁, 2b₂: Khoảng cách giữa tâm 2 bánh xe cầu trước và sau; 2w₁, 2w₂: khoảng cách giữa 2 vị trí đặt nhíp trên cầu trước và sau. Như vậy, mô hình cấu trúc của xe tải sẽ có 7 tọa độ suy rộng (7 bậc tự do) bao gồm: 3 bậc tự do mô tả chuyển động của thân xe (z, φ_x , φ_y), 2 bậc tự do mô tả cầu trước (ξ_{A1} , φ_{xA1}) và 2 bậc tự do mô tả cầu sau (ξ_{A2} , φ_{xA2}).

2.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động xe tải

Hệ phương trình vi phân mô tả động lực học của xe tải được xây dựng nhờ phương pháp tách vật và đặt các ngoại lực lên từng vật là các phản lực liên kết giữa các vật, sau đó sử dụng nguyên lý D'Alambert để thiết lập các phương trình vi phân mô tả chuyển động của từng vật theo các tọa độ suy rộng.

Hệ phương trình vi phân tổng quát mô tả động lực học của xe tải 2 cầu mô tả ở hệ (1) bao gồm 7 phương trình vi phân:

$$\begin{cases} M\ddot{z} = F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12} + F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22} \\ J_y\ddot{\varphi}_y = -l_1(F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) + l_2(F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_x\ddot{\varphi}_x = (F_{C11} + F_{K11} - F_{C12} - F_{K12})w_1 + (F_{C21} + F_{K21} - F_{C22} - F_{K22})w_2 \\ m_{A1}\ddot{\xi}_{A1} = (F_{CL11} + F_{CL12}) - (F_{C11} + F_{K11} + F_{C12} + F_{K12}) \\ J_{A1}\ddot{\varphi}_{xA1} = (F_{C12} + F_{K12} - F_{C11} - F_{K11})w_1 + (F_{CL11} - F_{CL12})b_1 \\ m_{A2}\ddot{\xi}_{A2} = (F_{CL21} + F_{CL22}) - (F_{C21} + F_{K21} + F_{C22} + F_{K22}) \\ J_{A2}\ddot{\varphi}_{xA2} = (F_{C22} + F_{K22} - F_{C21} - F_{K21})w_2 + (F_{CL21} - F_{CL22})b_2 \end{cases} \quad (1)$$

Trong hệ phương trình (1), các lực đàn hồi F_{Cij} và lực giảm chấn F_{Kij} của hệ thống treo được giả thiết là tuyến tính trong miền làm việc [1-3, 5], được mô tả theo các hàm sau:

$$F_{Cij} = C_{ij}(\xi_{Aij} - z_{ij}); \quad F_{Kij} = K_{ij}(\dot{\xi}_{Aij} - \dot{z}_{ij}) \quad (2)$$

Với z_{ij} là chuyển vị khối lượng được treo; ξ_{Aij} là chuyển vị khối lượng không được treo.

- Các phản lực thẳng đứng F_{zij} được xác định phụ thuộc theo trạng thái tiếp xúc (hoặc trạng thái tách bánh xe) giữa bánh xe với mặt đường như sau:

$$F_{zij} = \begin{cases} F_{CLij} + F_{Gij} & khi \quad h_{ij} - [\xi_{Aij} - f_{ij}^t] \geq 0 \\ 0 & khi \quad h_{ij} - [\xi_{Aij} - f_{ij}^t] < 0 \end{cases} \quad (3)$$

Với F_{CLij} là lực đàn hồi của lốp được tính như công thức sau:

$$F_{CLij} = \begin{cases} C_{Lij} (h_{ij} - \xi_{Aij}) & \text{khi } h_{ij} - [\xi_{Aij} - f_{ij}^t] \geq 0 \\ -F_{Gij} & \text{khi } h_{ij} - [\xi_{Aij} - f_{ij}^t] < 0 \end{cases} \quad (4)$$

Trong đó: h_{ij} là mấp mô tại các bánh xe ij ; ξ_{Aij} là chuyển vị thẳng đứng của tâm bánh xe ij ; f_{ij}^t là độ võng tĩnh của lớp thứ ij .

2.3. Mô phỏng hàm kích động mặt đường ngẫu nhiên theo Tiêu chuẩn ISO 8608:1995

ISO 8608:1995 là tiêu chuẩn về mấp mô mặt đường được sử dụng phổ biến nhất hiện nay trong các tính toán động lực học ô tô. Tiêu chuẩn này phân biệt các dạng đường theo mật độ phổ năng lượng (PSD) và chia chúng thành 8 loại với ký hiệu quy ước từ A đến H [4].

Nếu coi ô tô chuyển động đều với vận tốc v thì mô tả mặt đường thông qua hàm điều hòa theo biến thời gian t được viết như sau [4]:

$$h(t) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2^k \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{n_0}{i \Delta n} \right) \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot V \cdot t + \varphi_i) \quad (5)$$

Công thức (2.6) cho phép tính toán và vẽ đồ thị mô tả chiều cao mấp mô mặt đường theo thời gian. Hàm $h(t)$ sẽ được sử dụng làm hàm kích thích trong mô hình chuyển động tổng quát của ô tô với các loại đường khác nhau (hệ phương trình (1)).

Trên đây là các nội dung cơ sở lý thuyết về mô hình nghiên cứu dao động xe tải nhẹ. Việc giải mô hình được thực hiện bằng công cụ phần mềm mô phỏng số Matlab Simulink là phần mềm có độ tin cậy cao và hiện đang được ứng dụng phổ biến trên thế giới.

3. CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ DAO ĐỘNG

Do đối tượng nghiên cứu là xe tải nên

tác giả lựa chọn 3 chỉ tiêu để đánh giá dao động: an toàn hàng hóa, tải trọng động và an toàn động lực học [2, 5].

a) Chỉ tiêu về an toàn hàng hóa

Ngưỡng cho an toàn hàng hóa, được đánh giá thông qua gia tốc dao động theo phương thẳng đứng của khối lượng được treo, như sau:

$$\ddot{z}_{\max} = 3 \text{ m/s}^2 \text{ giới hạn cảnh báo;}$$

$$\ddot{z}_{\max} = 5 \text{ m/s}^2 \text{ giới hạn can thiệp.}$$

b) Chỉ tiêu về tải trọng động

Chỉ tiêu về tải trọng động được đánh giá thông qua giá trị của hệ số tải trọng động cực đại $k_{d\max}$ tại các bánh xe:

$$k_{d\max} = \frac{\max(F_{zij})}{F_{Gij}} \leq 2,5 \quad (6)$$

c) Chỉ tiêu về an toàn động lực học

Hệ số tải trọng động cực tiểu $k_{d\min}$ cho phép đánh giá sự giảm khả năng truyền lực bánh xe, được xác định như sau:

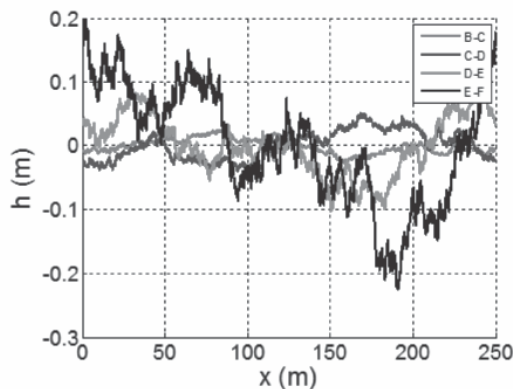
$$k_{d\min} = \frac{\min(F_{zij})}{F_{Gij}} \quad (7)$$

$k_{d\min} = 0,5$: giới hạn cảnh báo; $k_{d\min} = 0$: giới hạn can thiệp

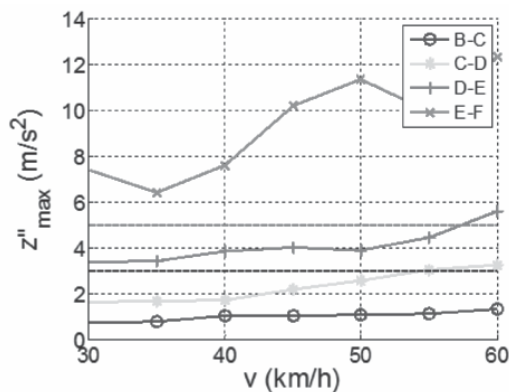
4. KẾT QUẢ

Trong nghiên cứu này, 4 loại đường theo ISO 8608:1995 đã được thử nghiệm, bao gồm: Loại đường B-C (đường tốt), đường C-D (đường trung bình), đường D-E (đường xấu) và đường E-F (đường rất xấu) được khảo sát. Đây

cũng là các dạng đường thực tế mà xe tải nhỏ thường xuyên hoạt động. Mấp mô mặt đường được đặt đều trên 2 vết bánh xe. Hình 2, mô tả mấp mô biên dạng đường tương ứng với quãng đường dài 250 m. Xe chuyển động thẳng với vận tốc không đổi, vận tốc khảo sát của xe từ 30 đến 60 km/h, đây cũng là dải vận tốc làm việc thông thường của xe trên đường.



Hình 2. Biên dạng mấp mô các loại đường B-C, C-D, D-E và E-F theo ISO 8608:1995

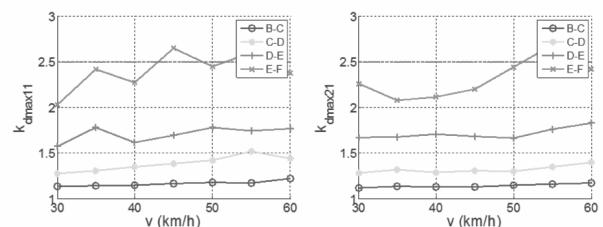


Hình 3. Gia tốc dao động thẳng đứng cực đại của thân xe

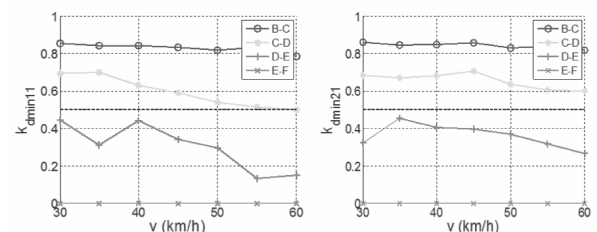
Hình 3, thể hiện gia tốc thẳng đứng cực đại của thân xe khi ô tô chuyển động trên các loại đường có mấp mô khác nhau trong dải vận tốc khảo sát từ 30 - 60 km/h. Kết quả cho thấy: Khi đi trên đường tốt (B-C) và đường trung bình (C-D), hầu hết giá trị gia tốc dao động thẳng đứng cực đại đều dưới 3 m/s², nên ô tô

đảm bảo được chỉ tiêu về an toàn hàng hóa. Đối với loại đường xấu (D-E), mọi giá trị gia tốc thẳng đứng cực đại đều vượt ngưỡng cảnh báo (3 m/s²); khi vận tốc xe trên 58 km/h thì giá trị gia tốc dao động vượt ngưỡng can thiệp. Đối với loại đường rất xấu (E-F), mọi giá trị gia tốc thẳng đứng đều vượt ngưỡng can thiệp, trong trường hợp vượt ngưỡng này, xe không đạt chỉ tiêu an toàn hàng hóa.

Hình 4, thể hiện kết quả khảo sát hệ số tải trọng động cực đại k_{dmax} tác động lên cầu trước và cầu sau của xe trong các trường hợp khảo sát. Kết quả trên hình 4 cho thấy: Khi xe đi trên các loại đường B-C, C-D và D-E, mọi giá trị hệ số tải trọng động cực đại đều dưới ngưỡng 2,5, nên ô tô đảm bảo được chỉ tiêu về tải trọng động. Đối với loại đường rất xấu (E-F), đã xuất hiện một số giá trị hệ số tải trọng động đã vượt ngưỡng cho phép. Như vậy, trong trường hợp này, xe không đạt chỉ tiêu về tải trọng động.



Hình 4. Hệ số tải trọng động cực đại ở cầu trước và sau khi ô tô đi trên các loại đường khác nhau (4 loại đường, $v = 30 - 60$ km/h)



Hình 5. Hệ số tải trọng động cực tiểu ở cầu trước và sau ô tô đi trên các loại đường khác nhau (4 loại đường, $v = 30 - 60$ km/h)

Hình 5, thể hiện kết quả khảo sát hệ số tải trọng động cực tiểu $k_{\text{đmin}}$ tác động lên cầu trước và cầu sau của xe. Kết quả cho thấy, khi đi trên các đường B-C và C-D, mọi hệ số tải trọng động cực tiểu đều trên 0.5 (ngưỡng cảnh báo), nên ô tô đảm bảo được chỉ tiêu về an toàn động lực học. Với loại đường xấu (D-E), mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực tiểu đều vượt ngưỡng cảnh báo (0.5) nhưng chưa vượt ngưỡng can thiệp. Đối với loại đường rất xấu (E-F), mọi giá trị của hệ số tải trọng động cực tiểu đều bằng 0 (ngưỡng can thiệp), nghĩa là trong mọi trường hợp đều xuất hiện quá trình tách bánh, xe hoàn toàn không đạt chỉ tiêu an toàn động lực học. Như vậy, cả 3 chỉ tiêu đánh giá chất lượng dao động của xe khi đi trên đường E-F đều không đạt, trong trường hợp này bắt buộc phải can thiệp vào kết cấu của xe để cải thiện chất lượng dao động hoặc phải sửa chữa cầu đường.

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày phương pháp tính toán đánh giá dao động xe tải nhẹ khi chuyển động trên một số loại đường theo tiêu chuẩn ISO. Đây mới chỉ là các kết quả nghiên cứu thuần túy lý thuyết với các điều kiện giả định

nhằm đánh giá sơ bộ chất lượng dao động của xe tải. Để có được kết quả chính xác hơn, nên có thí nghiệm xác định mấp mô đường thực tế ở Việt Nam, nhằm có được kết quả nghiên cứu sát thực hơn. Ngoài ra, cũng cần có một nghiên cứu hoàn chỉnh hơn để đánh giá dao động ô tô trong các trường hợp thực tế khi xe chạy trên đường như tăng tốc, phanh hay quay vòng. ❖

Ngày nhận bài: **15/5/2022**

Ngày phản biện: **30/5/2022**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Trần Phúc Hòa, Trịnh Minh Hoàng, Lê Hồng Quân; "Xác định tải trọng động tác động lên vỏ cầu chủ động xe tải nhẹ sản xuất, lắp ráp tại Việt Nam," Tạp chí Cơ khí Việt Nam, số 07.2016, trang 29-41.
- [2]. Võ Văn Hường; "Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu", Luận án Tiến sỹ kỹ thuật, Đại học Bách khoa Hà Nội, 2005.
- [3]. Ammon, D.: "Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugtechnik". BG Teubner, 1997.
- [4]. ISO 8608:1995.
- [5]. Mitschke M, Wallentowitz H: "Dynamik der Kraftfahrzeuge", Berlin, Springer, 2004.