



VEHICLE MODEL DYNAMIC ANALYSIS UNDER RANDOM EXCITATION OF UNEVEN PAVEMENT AS MEASURED BY THE INTERNATIONAL ROUGHNESS INDEX

Huynh Van Quan^{1*}, Tran Manh Canh², Le Van Phuc¹

¹University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

²VNCN Engineering Construction and Investment JSC, No 34 Lang Ha Street, Hanoi, Vietnam

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 11/04/2023

Revised: 25/07/2023

Accepted: 31/07/2023

Published online: 15/10/2023

<https://doi.org/10.47869/tcsj.74.8.2>

* *Corresponding author*

Email: quanhv_ph@utc.edu.vn; Tel: 0986503205

Abstract. Current Vietnamese standards state that when being calculated and designed, pavement structures must be able to withstand static loads of a constant magnitude. However, the road surface is uneven, and the wheel load varies according to how rough the actual surface is. In this study, an analytical method is used to perform a dynamic analysis of a quarter-car model excited by a rough road surface. According to the international roughness index (IRI), an artificial harmonic function can be used to describe the roughness of a road surface. The paper will examine three widely used vehicle types that are frequently seen on the road (cars, buses, and trucks). The numerical analysis of the vibration equations in the quarter-car model is simulated using the Matlab-Simulink software. The analysis results are the impact factors and the dynamic load coefficients, where the dynamic loads consequently vary depending on the IRI value and the vehicle speed.

Keywords: road surface roughness, dynamic load, IRI index, impact factor, dynamic load coefficient.



PHÂN TÍCH CÁC MÔ HÌNH XE CHỊU KÍCH ĐỘNG NGẪU NHIÊN CỦA MẶT ĐƯỜNG THEO CHỈ SỐ ĐỘ GÒ GHỀ QUỐC TẾ

Huỳnh Văn Quân^{1*}, Trần Mạnh Cảnh², Lê Văn Phúc¹

¹Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

²Công ty CP Đầu tư Xây dựng và Kỹ thuật VNCN E&C, Số 34 Láng Hạ, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 11/04/2023

Ngày nhận bài sửa: 25/07/2023

Ngày chấp nhận đăng: 31/07/2023

Ngày xuất bản Online: 15/10/2023

<https://doi.org/10.47869/tcsj.74.8.2>

* Tác giả liên hệ

Email: quanhv_ph@utc.edu.vn; Tel: 0986503205

Tóm tắt. Trong tính toán thiết kế kết cấu áo đường, các tiêu chuẩn hiện hành của Việt Nam đều yêu cầu thực hiện với tải trọng tĩnh có độ lớn không đổi. Tuy nhiên, do bề mặt đường không bằng phẳng nên tải trọng bánh xe thay đổi theo độ gồ ghề thực tế của mặt đường. Bằng phương pháp giải tích, bài báo thực hiện phân tích động mô hình một phần tư xe (QCM) chịu kích thích từ mặt đường mấp mô. Tính mấp mô ngẫu nhiên của mặt đường được mô tả bằng hàm điều hòa nhân tạo theo chỉ số độ gồ ghề quốc tế (IRI). Ba loại xe đặc trưng hay xuất hiện trên đường là xe con, xe khách và xe tải sẽ được khảo sát. Phân tích số phương trình dao động của hệ QCM được thực hiện thông qua công cụ Matlab-Simulink. Kết quả là tải trọng động của xe tác dụng vào mặt đường, hệ số xung kích và hệ số tải trọng động thay đổi theo độ lớn IRI và vận tốc xe chạy.

Từ khóa: mấp mô mặt đường, tải trọng động, chỉ số IRI, hệ số xung kích, hệ số tải trọng động.

@ 2023 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Theo TCCS 38:2022/TCĐBVN, tải trọng trục tính toán tiêu chuẩn cho thiết kế áo đường mềm là 100kN hoặc 120kN; trong trường hợp xe có tải trọng trục khác trục tiêu chuẩn, tiến hành quy đổi bằng các hệ số tương đương [1]. Như vậy, tiêu chuẩn hiện hành của Việt Nam chưa đề cập đến ảnh hưởng của dao động xe đến tải trọng trục thực tế tác dụng lên mặt đường.

Trong quá trình chuyển động, do ảnh hưởng của lực gió, của góc quay vô lăng làm phát sinh lực quán tính li tâm; hay do bề mặt đường không bằng phẳng làm xe bị dao động [2]. Khi đó, tải trọng của bánh xe tác dụng lên mặt đường là tải trọng động, giá trị này thay đổi so với tải trọng tĩnh. Bài báo này chỉ xét đến nguyên nhân gây ra tải trọng động là do mặt đường xe chạy không bằng phẳng (road surface roughness, RSR). Theo Kaya (2020) [3] và Sidess (2022) [4], ngay khi đưa vào khai thác, mặt đường có thể đã không bằng phẳng; hoặc, là bằng phẳng nhưng sau một thời gian khai thác tính không bằng phẳng của mặt đường sẽ tăng lên. Do đó, việc tính toán thiết kế kết cấu áo đường với tải trọng động sẽ gần với thực tế hơn so với tải trọng tĩnh. Ngoài ra, tính không bằng phẳng của mặt đường còn gây ra các ứng xử động, ảnh hưởng đến chỉ tiêu về an toàn, êm thuận cho các phương tiện giao thông.

Trong nghiên cứu về dao động của ô tô cũng như nghiên cứu về ứng suất-biến dạng của kết cấu nền mặt đường dưới tải trọng động, hàm kích động có nguồn gốc từ sự không bằng phẳng của mặt đường xe chạy thường được các tác giả sử dụng [5]. Trên thế giới, nghiên cứu mô tả hàm RSR từ đó xét đến phản ứng của xe đã được thực hiện bằng lý thuyết và thực nghiệm. Trong đó, các nghiên cứu mô tả RSR phần lớn xuất phát từ hàm mật độ phổ công suất (power spectral density, PSD) của tiêu chuẩn ISO 8608 [6] như Peter (2004) [7], Agostinacchio (2014) [8], Đạt (2017) [9], Đăng (2017) [10], Hoàng (2018) [11], Ma (2021) [12]; Liu (2018) [13] nghiên cứu ảnh hưởng của RSR đến phản ứng cơ học của mặt đường nhựa bằng phương pháp phần tử hữu hạn; Lu (2010) [14] nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm về tải trọng động của xe tải nặng với RSR là hàm điều hòa; Ngwangwa (2014) [15] nghiên cứu thực nghiệm phản ứng của xe con hiệu Land Rover với hàm RSR được tạo ra từ các gờ nhân tạo.

Ngày nay, với sự phát triển của công cụ đo, tình trạng mấp mô của bề mặt đường có thể đo trực tiếp và phản ánh bằng chỉ số độ gồ gề quốc tế (international roughness index, *IRI*). Chỉ số *IRI* được dùng để phục vụ công tác nghiệm thu, đánh giá tình trạng bề mặt đường khi mới làm xong hoặc phục vụ công tác quản lý, lập kế hoạch duy tu bảo dưỡng [16]. Tại Việt Nam, đánh giá tình trạng bề mặt đường đã được đưa vào tiêu chuẩn quốc gia từ rất sớm, TCVN 8865:2011. Ngày nay, việc xác định chỉ số *IRI* hiện trường được thực hiện một cách dễ dàng và khá phổ biến. *IRI* là chỉ số đo thực địa, do đó, các tính toán trên cơ sở *IRI* phần nào phản ánh một cách trung thực ảnh hưởng của tình trạng bề mặt đường hiện tại đến các yếu tố liên quan như phản ứng, độ bền của xe hoặc ứng xử của kết cấu nền mặt đường. Chính vì vậy, việc nghiên cứu hàm chuyển đổi giữa PSD và *IRI* là cần thiết. Loizos (2008) [17] cho rằng mối tương quan giữa PSD và *IRI* là hàm số mũ; trong khi đó, Han (2019) [18] cho rằng mối quan hệ giữa hàm PSD và *IRI* dưới dạng hàm điều hòa, từ đó phân tích phản ứng động của kết cấu áo đường trên mặt cầu.

Trong nghiên cứu này, thay vì mô phỏng hàm RSR đa bước bằng phép biến đổi ngược Fourier phức tạp như [9] đã thực hiện; hay mô phỏng hàm RSR theo tiêu chuẩn ISO như [6-13]; để phù hợp với điều kiện Việt Nam, bài báo mô phỏng hàm RSR dạng điều hòa nhân tạo, tính theo các giá trị *IRI* giới hạn của TCVN 8865:2011. Để đơn giản trong tính toán, thay vì mô hình xe dạng 2D [2], 3D [10], hay mô hình phức tạp dạng phần tử hữu hạn [13]; sử dụng phương pháp thông số tập trung, bài báo khảo sát mô hình một phần tư xe (quarter-car model, QCM) với hai bậc tự do. Khi đó, hệ phương trình vi phân dao động thẳng đứng dưới kích thích nền là hàm RSR sẽ được thành lập. Bên cạnh mô phỏng số bằng cách viết Matlab code như [8] đã thực hiện; bài báo tiến hành mô phỏng bằng công cụ Matlab-Simulink sẽ trực quan, dễ kiểm soát và tiết kiệm khối lượng tính toán. Kết quả của bài báo là tải trọng động của ba loại xe đặc trưng hay xuất hiện trên đường (xe tải, xe khách và xe con) truyền vào mặt đường, kết quả này sẽ được so với trường hợp tải trọng tĩnh tương ứng. Ngoài ra, hai chỉ số quan trọng trong nghiên cứu động lực học kết cấu là hệ số xung kích (impact factor, *IF*) và hệ số tải trọng động (dynamic load coefficient, *DLC*) cũng được khảo

sát. Nội dung nghiên cứu được đề cập trong bài báo này chỉ là bước đầu để thấy được ảnh hưởng của tải trọng động so với tải trọng tĩnh. Từ đó, bài báo kiến nghị cần thực hiện các nghiên cứu chuyên sâu về tương tác xe-mặt đường trong lĩnh vực kỹ thuật Cơ khí và Đường bộ.

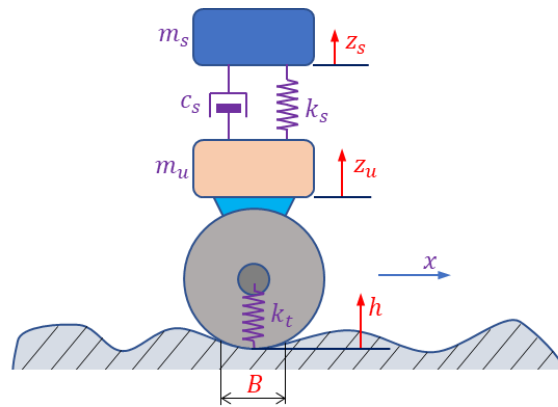
2. PHƯƠNG TRÌNH XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG ĐỘNG CỦA BÁNH XE LÊN MẶT ĐƯỜNG

2.1. Phương trình dao động của mô hình xe

Bài báo khảo sát dao động của mô hình xe QCM, mô hình theo tiêu chuẩn ISO 8608, xem Hình 1. Trong đó, các thông số (m_s, z_s) và (m_u, z_u) tương ứng là khối lượng và chuyển vị theo phương đứng của hệ treo (khối lượng của khung xe, hàng hóa) và bánh xe (kể cả phần trục xe); hệ treo được giữ bằng lò xo có độ cứng k_s và thiết bị cản có hệ số cản c_s ; bánh xe tiếp xúc với mặt đường có độ cứng tương đương là k_t ; h là hàm biểu thị RSR theo phương ngang x .

Hệ QCM có 2 bậc tự do, áp dụng phương pháp Lagrange, phương trình (1), để thành lập phương trình vi phân dao động của hệ.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$



Hình 1. Mô hình QCM chịu kích động của mấp mô mặt đường [4].

Xét tại thời điểm bất kỳ, động năng của hệ (T) gồm động năng của hệ treo và bánh xe dao động theo phương đứng, xác định theo công thức (2). Các đạo hàm riêng và đạo hàm theo thời gian của T như (3), lực suy rộng Q_i như (4). Thay các thành phần của (3) và (4) vào (1), hệ phương trình vi phân dao động của mô hình QCM dưới kích thích của RSR được thành lập theo phương pháp Lagrange cho hệ hai bậc tự do, phương trình 5(a), có dạng như phương trình 5(b).

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_u \dot{z}_u^2 \quad (2)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_s} = m_s \dot{z}_s; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_u} = m_u \dot{z}_u \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_s} \right) = m_s \ddot{z}_s; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_u} \right) = m_u \ddot{z}_u \\ \frac{\partial T}{\partial z_s} = \frac{\partial T}{\partial z_u} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} Q_{z_s} = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) \\ Q_{z_u} = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - h) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_s} = Q_s \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_u} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_u} = Q_u \end{cases} \quad (5a)$$

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) \\ m_u \ddot{z}_u = c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - h) \end{cases} \quad (5b)$$

Hệ phương trình vi phân (5b) viết dưới dạng thu gọn, dạng véc-tơ, như sau:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Z}} = \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}} + \mathbf{K}\mathbf{Z} + \mathbf{B} \quad (6)$$

Với $\mathbf{Z} = \{z_s \quad z_u\}^T$, $\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix}$, $\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -c_s & c_s \\ c_s & -c_s \end{bmatrix}$, $\mathbf{K} = \begin{bmatrix} -k_s & k_s \\ k_s & -k_s - k_t \end{bmatrix}$, $\mathbf{B} = \{0 \quad k_t h\}^T$.

2.2. Tải trọng động của bánh xe lên mặt đường

Theo mô hình QCM (Hình 1), thành phần lực động ngẫu nhiên, bổ sung do ảnh hưởng của RSR gây ra chính là lực đàn hồi F_d của bánh xe, xác định theo công thức (7).

$$F_d = k_t(z_u - h) \quad (7)$$

Tải trọng động của mô hình xe tác dụng lên mặt đường F_t xác định theo công thức (8). Trong đó bao gồm: thành phần lực động bổ sung F_d và trọng lượng bản thân của mô hình xe $P = (m_s + m_u)g$, với $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ là gia tốc trọng trường.

$$F_t = F_d + P = k_t(z_u - h) + (m_s + m_u)g \quad (8)$$

Trong phương trình (7) và (8), z_u xác định bằng cách giải hệ phương trình vi phân (6). Trong khi đó, h là hàm kích động bánh xe theo phương x do mặt đường mấp mô gây ra.

3. MÔ TẢ TÍNH MẤP MÔ CỦA MẶT ĐƯỜNG THEO CHỈ SỐ IRI CỦA TIÊU CHUẨN TCVN 8865:2011

Theo Agostinacchio (2014) [8], mô tả RSR, ký hiệu $h(x)$, có thể biểu diễn bằng hàm điều hòa giản đơn như sau:

$$h(x) = \sum_{i=1}^N A_i \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \varphi_i) \quad (9)$$

Trong đó, A_i là cường độ, xác định theo giá trị trung bình của hàm tín hiệu điều hòa như công thức (10); n_i là tần số không gian rời rạc, giá trị n_i xác định bằng công thức (11); trong miền tần số, giá trị tần số không gian rời rạc được chia thành các khoảng bằng nhau với độ lớn $\Delta n = 1/L$, L là chiều dài đoạn đường được khảo sát; φ_i là góc pha ngẫu nhiên, tuân theo quy luật phân phối đều (uniform probabilistic distribution) [9], có giá trị nằm trong đoạn $[0, 2\pi]$.

$$A_i = \sqrt{2 \cdot \Delta n \cdot G_d(n_i)} \quad (10)$$

$$n_i = i \cdot \Delta n \quad (11)$$

Thay các tham số vào phương trình (9), RSR là hàm nhân tạo, được mô tả như sau:

$$h(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{2 \cdot \Delta n \cdot G_d(i \cdot \Delta n)} \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (12)$$

Theo tiêu chuẩn ISO 8608 [6], trong mô phỏng, mức độ mấp mô của mặt đường được định nghĩa bằng hàm mật độ phổ công suất (power spectral density, PSD) như sau:

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2} \quad (13)$$

Với $G_d(n_0)$ là thông số cơ bản của cấp phân loại đường được khảo sát, gồm 8 cấp có ký hiệu từ A đến H, xác định theo Bảng 1; n_0 (chu kỳ/m) là tần số tham chiếu, $n_0 = 0,1$; n (m^{-1}) là tần số không gian.

Bảng 1. Giá trị $G_d(n_0)$ xác định theo ISO 8608:2016 ($n_0 = 0,1$ chu kỳ/m) [6].

Cấp đường		A	B	C	D	E	F	G	H
$G_d(n_0)$ ($10^{-6} m^3$)	Cận dưới	-	32	128	512	2048	8192	8192	131072
	Cận trên	32	128	512	2048	8192	32768	131072	-

Thay phương trình (13) vào phương trình (12), hàm mô tả RSR xác định theo phổ PSD của tiêu chuẩn ISO như sau:

$$h(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2^k \cdot 10^{-3} \left(\frac{n_0}{i \cdot \Delta n}\right) \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (14)$$

Trong đó, x là biến hoành độ, có giá trị từ 0 đến L , $x = V \cdot t$ với chuyển động đều, V là vận tốc và t là thời gian; $N = \frac{L}{B}$, với B là bề rộng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường, $B = 250mm$ [19]; i là số nguyên dương, thay đổi trong phạm vi từ 1 đến N ; k là hằng số tự nhiên, xác định theo cấp độ RSR của tiêu chuẩn ISO 8608, có giá trị từ 3 đến 9 tương ứng với ký hiệu cấp đường từ A đến H, xem Bảng 2.

Bảng 2. Giá trị k phân loại mức độ mấp mô mặt đường theo ISO 8608:2016 [4].

Cấp đường	A - B	B - C	C - D	D - E	E - F	F - G	G - H
k	3	4	5	6	7	8	9

Theo [18], chỉ số IRI có thể xác định bằng chuyển vị tuyệt đối theo phương đứng của bậc tự do khối lượng treo z_s và bậc tự do khối lượng bánh xe z_u trong mô hình QCM như công thức (15).

$$IRI = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^n |z_s - z_u| \quad (15)$$

Khi đó, mối quan hệ giữa IRI và hàm mật độ phổ công suất PSD xác định theo công thức (16) [18]. Trong đó, $K_0 = 10^{-6} m^3$; w là chỉ số tần suất của phổ bề mặt đường, $w = 2$.

$$G_d(n) = 1,63K_0(n/n_0)^{-w}(IRI)^2 \quad (16)$$

Thay công thức (16) vào phương trình (14), hàm mô tả RSR theo chỉ số IRI là:

$$h(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{3,26K_0 \cdot \Delta n} \left(\frac{n_0}{n_i}\right) \cdot IRI \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) \quad (17)$$

Tại Việt Nam, theo TCVN 8865:2011 [16], IRI có độ lớn từ 0 đến 20, mặt đường càng kém bằng phẳng, IRI càng lớn. Tùy thuộc vào loại đường và cấp đường, giá trị IRI giới hạn khi nghiệm thu công trình được quy định như Bảng 3. Trong quá trình dao động của hệ QCM, nếu giá trị IRI bé ($IRI < 2$), các phản ứng bất lợi của hệ xe-mặt đường có thể chưa rõ ràng để có thể nhận xét; với công trình đường có giá trị IRI lớn sẽ không đủ điều kiện để tiếp tục khai thác mà cần được bảo dưỡng, sửa chữa. Do đó, để mang tính đại diện và có những nhận xét bước đầu về ảnh hưởng của

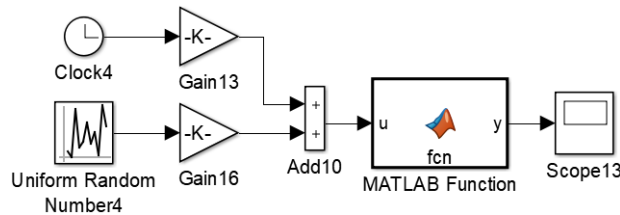
RSR đến hệ xe-mặt đường, bài báo chỉ thực hiện tính toán số với ba giá trị *IRI* giới hạn của tiêu chuẩn Việt Nam là 2, 2,2 và 2,5. Nên kết quả này cũng là kết quả giới hạn để cho các cơ quan liên quan tham khảo.

Bảng 3. Tiêu chí nghiệm thu độ bằng phẳng theo *IRI* [14].

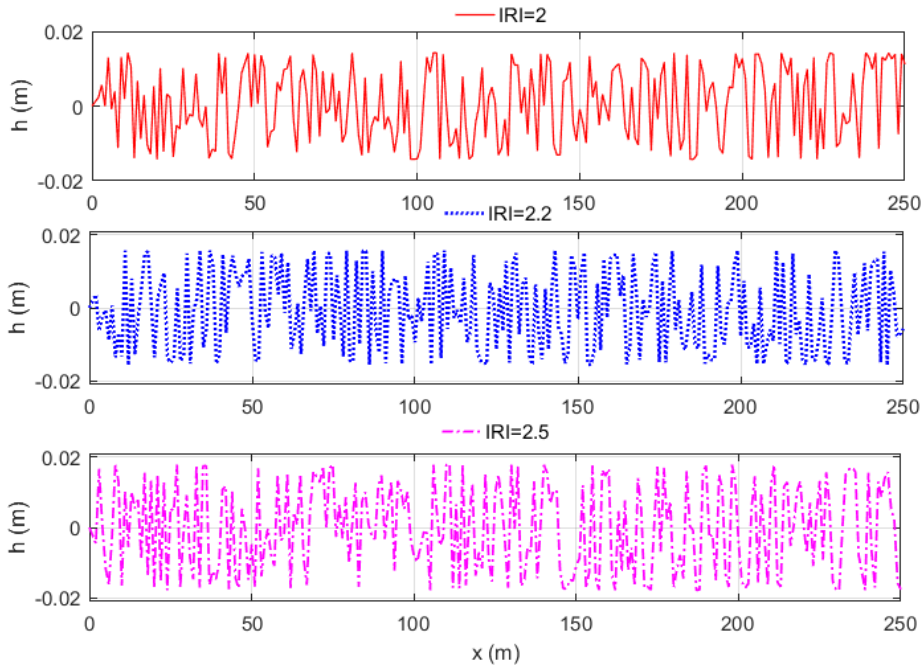
Loại đường, cấp đường	<i>IRI</i> yêu cầu (m/km)	
	Đường xây mới	Đường cải tạo, nâng cấp, tăng cường
Cao tốc (cấp 120, 100, 80) và ô tô cấp 80	$IRI \leq 2,0$	$IRI \leq 2,2$
Cao tốc và ô tô cấp 60	$IRI \leq 2,2$	$IRI \leq 2,5$

Bảng 4. Các thông số cơ bản của hàm $h(x)$ xác định theo *IRI*.

K_0 (m ³)	L (m)	B (m)	$N = \frac{L}{B}$	$\Delta n = \frac{1}{L}$	n_0 (chu kỳ/m)
10^{-6}	250	0,25	1000	0,004	0,1



Hình 2. Sơ đồ Matlab-Simulink mô phỏng $h(x)$.



Hình 3. Mô phỏng hàm $h(x = 250m)$ của mặt đường có $IRI = 2$, $IRI = 2,2$ và $IRI = 2,5$.

Với các thông số cơ bản (xem Bảng 4) của hàm $h(x)$ xác định theo chỉ số *IRI* trong công thức (17), sử dụng công cụ Matlab-Simulink có sơ đồ như Hình 2, biểu đồ mô tả tính mấp mô ngẫu nhiên nhân tạo $h(x)$ của bề mặt đường tương ứng với ba giá trị *IRI* được vẽ trên đoạn đường khảo sát

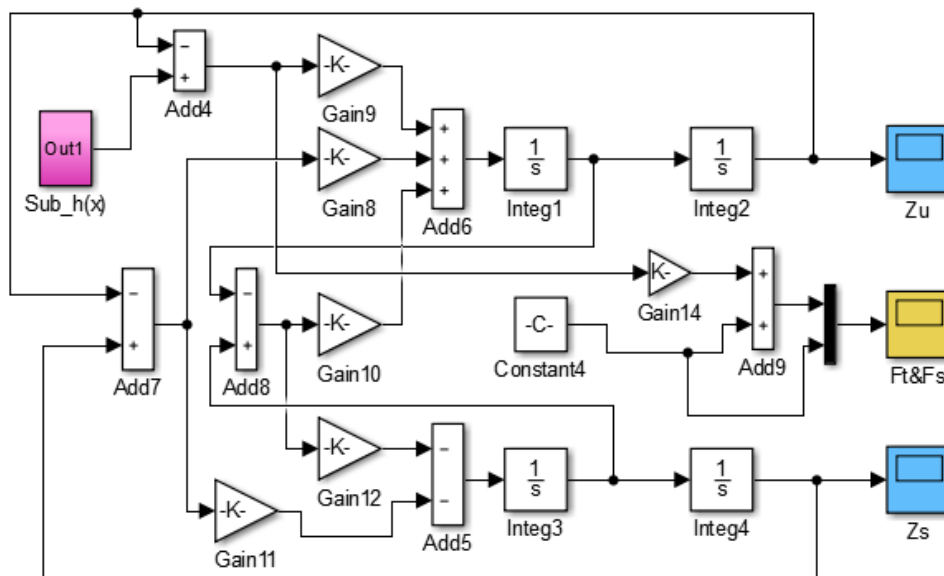
$L = 250\text{m}$ như Hình 3. Trong đó, góc pha là hàm ngẫu nhiên tuân theo quy luật phân phối đều, được tạo ra bằng công thức $\varphi_i = \frac{2 \times 3,14}{360} \text{randi}([0 \ 360], 1, 1)$ của Matlab code hoặc khối Sources/Uniform Random Number của Simulink. Giá trị cực đại của hàm $h(x)$ với ba trường hợp phân tích như sau: $IRI = 2, h(x)_{max} = 14,27\text{mm}$; $IRI = 2,2, h(x)_{max} = 15,70\text{mm}$; $IRI = 2,5, h(x)_{max} = 17,84\text{mm}$.

4. KẾT QUẢ SỐ VÀ BÀN LUẬN

Các thông số cơ bản trong mô hình QCM của ba loại xe khá phổ biến trong tham gia giao thông là xe con, xe khách và xe tải như Bảng 5 [8]. Thực hiện mô phỏng với sáu trường hợp giá trị IRI : ba giá trị giới hạn của mặt đường khi mới đưa vào khai thác hoặc sau khi sửa chữa là $IRI = 2, 2,2$ và $2,5$; ba giá trị giả định khi mặt đường đã đưa vào khai thác là $IRI = 4, 6$ và 8 . Quá trình mô phỏng được thực hiện thông qua công cụ Matlab-Simulink, sơ đồ Hình 4; trong đó, khối Sub_h(x) chính là sơ đồ mô phỏng $h(x)$ ở Hình 2.

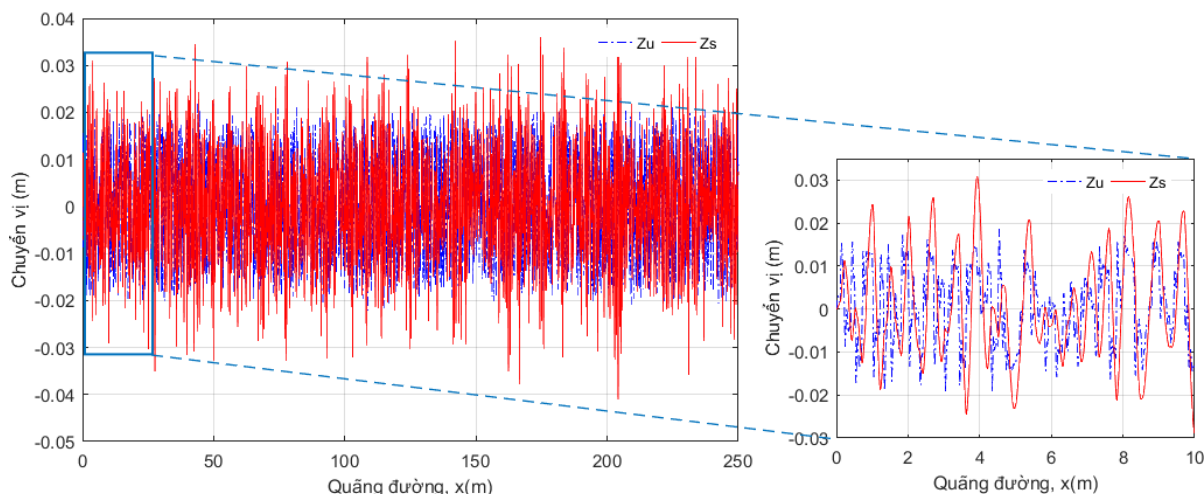
Bảng 5. Các thông số động cơ bản của ba loại xe [8].

Thông số	Đơn vị	Xe con	Xe khách	Xe tải
m_s	kg	400	4000	4500
m_u	kg	40	550	650
k_s	10^4 N/m	2,1	32	57
c_s	10^4 Ns/m	0,15	1,0	2,1
k_t	10^6 N/m	0,15	1,7	3,0



Hình 4. Sơ đồ Matlab-Simulink mô phỏng phương trình (6) và tải trọng động F_t .

Tiến hành đưa các số liệu ở Bảng 5 và hàm $h(x)$ mô phỏng theo chỉ số IRI vào hệ phương trình vi phân dao động (6), kết quả từ (6) là chuyển vị thẳng đứng của các bậc tự do; với chiều dài mô phỏng $L = 250\text{m}$, tương ứng với $N = 1000$ bước tính toán, xem kết quả tại khối z_u và z_s , và biểu đồ như Hình 5.



Hình 5. Dao động của xe tải trong 250m mô phỏng và hình trích 10m đầu tiên với $IRI = 2$.

Thay các kết quả vào phương trình (7) và (8) tìm được tải trọng động F_t của bánh xe truyền thẳng đứng vào mặt đường, xem kết quả tại khối $F_t & F_s$, và biểu đồ như Hình 6(a-c). Để thuận lợi cho quá trình quan sát, hình trích biểu đồ dao động, biểu đồ tải trọng động (F_t) và tải trọng tĩnh (F_s) chỉ thể hiện với quãng đường $x = 10m$ đầu tiên trong 250m mô phỏng. Ứng với trường hợp hàm $h(x)$ có $IRI = 2$, Hình 5 thể hiện cho xe tải, Hình 6(a-c) thể hiện cho cả ba loại xe. Kết quả thống kê giá trị cực đại của F_t được thực hiện trên cả chiều dài mô phỏng $L = 250m$ và cho tất cả các trường hợp khảo sát, xem Bảng 6.1 và Bảng 6.2.

Bảng 6.1. So sánh tỷ lệ giữa tải trọng động cực đại F_t^{max} với tải trọng tĩnh F_s .

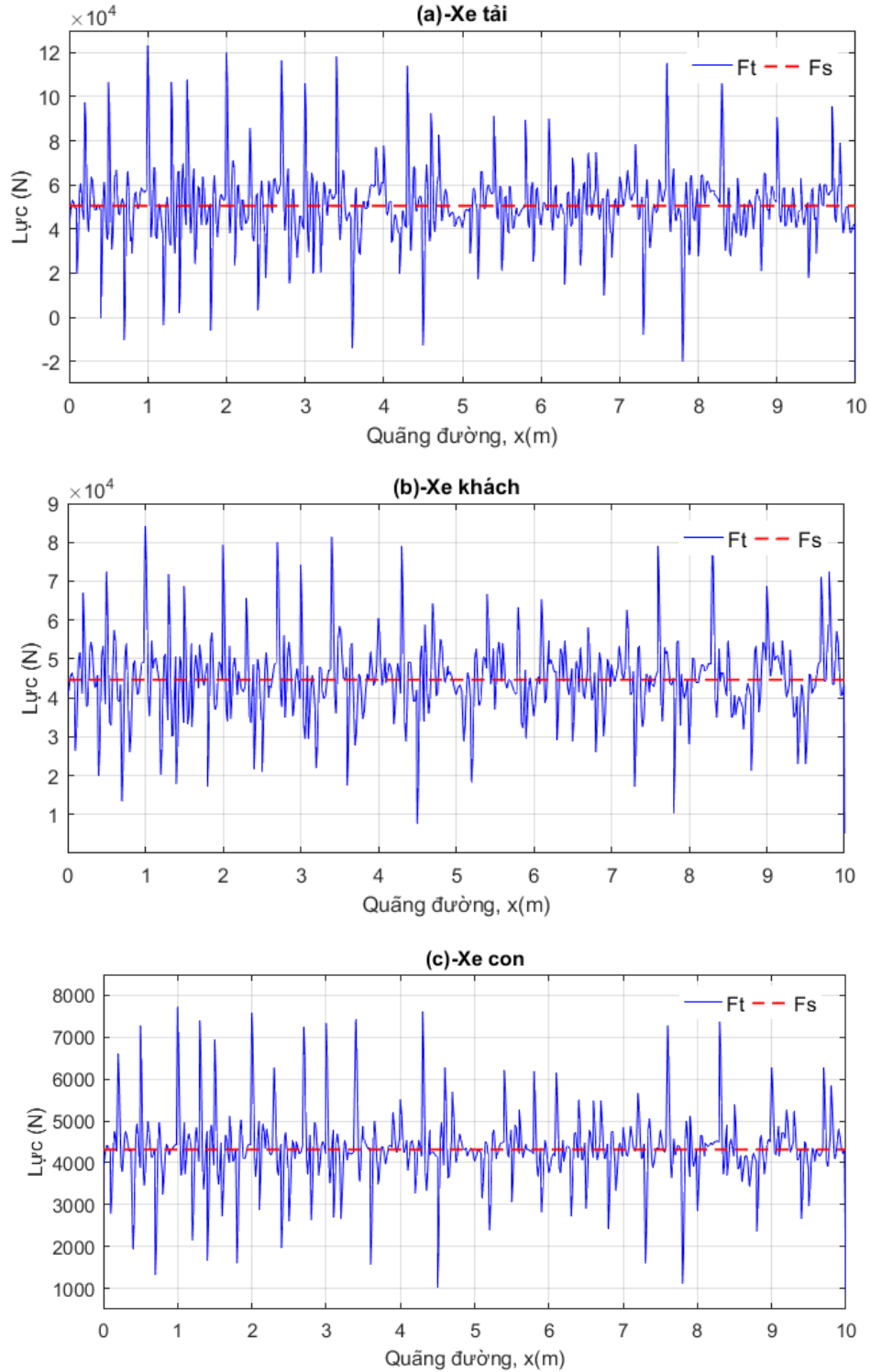
Loại xe	F_s (kN)	$IRI = 2$		$IRI = 2,2$		$IRI = 2,5$	
		F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s	F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s	F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Xe tải	51,50	123,42	2,40	147,55	2,87	192,90	3,75
Xe khách	45,50	84,12	1,85	97,26	2,14	121,86	2,68
Xe con	4,40	7,72	1,75	8,84	2,01	10,96	2,49

Bảng 6.2. So sánh tỷ lệ giữa tải trọng động cực đại F_t^{max} với tải trọng tĩnh F_s (tt).

Loại xe	F_s (kN)	$IRI = 4$		$IRI = 6$		$IRI = 8$	
		F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s	F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s	F_t^{max} (kN)	F_t^{max}/F_s
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Xe tải	51,50	633,72	12,54	2055,01	40,68	4940,37	97,79
Xe khách	45,50	375,05	8,40	1159,77	25,98	2687,92	60,22
Xe con	4,40	32,55	7,54	99,61	23,08	230,20	53,33

Kết quả ở cột (2), (4) và (6) của Bảng 6.1 và Bảng 6.2 cho thấy: giá trị IRI càng lớn thì giá trị tải trọng động cực đại càng cao. Kết quả này là phù hợp với thực tế vì IRI tỷ lệ thuận với mức độ nhấp nhô của mặt đường. Kết quả ở cột (3), (5) và (7) của Bảng 6.1 và Bảng 6.2 thể hiện rằng xe có trọng tải càng lớn thì F_t^{max}/F_s càng lớn. Ví dụ khảo sát độ nhạy của việc tăng chỉ số IRI cho trường hợp xe tải, xe có trọng tải lớn nhất trong ba loại xe khảo sát: $IRI = 2$ thì tỷ số $F_t^{max}/F_s = 2,40$; $IRI = 2,2$ tương đương với việc tăng $IRI = 2$ là 10%, $F_t^{max}/F_s = 2,87$ lần;

$IRI = 2,5$ tương đương với việc tăng $IRI = 2$ là 25%, $F_t^{max}/F_s = 3,75$ lần (xem Bảng 6.1). Tương ứng với giai đoạn khai thác $IRI = 4, 6$ và 8 thì tỷ số F_t^{max}/F_s của xe tải tăng rất nhanh; tương ứng là 12,54 lần, 40,68 lần và 97,79 lần (xem Bảng 6.2).



Hình 6. Hình trích biểu đồ tải trọng động và tĩnh trong 10m đầu tiên của ba loại xe ứng với $IRI = 2$.

Theo Ye (2021) [20], xe được gọi là vượt tải (over load) khi trọng tải thực tế lớn hơn tải trọng xe tính toán là 1,25 lần, và được gọi là siêu nặng (extra-heavy load) nếu hệ số này 1,5 lần. Theo tiêu chuẩn ISO 8608 [6,8], chất lượng đường là rất tốt nếu $h(x)_{max} \leq 15\text{mm}$. Như đã tính toán ở trên, với $IRI = 2$ theo tiêu chuẩn TCVN 8865:2011, giá trị $h(x)_{max} = 14,27\text{mm}$, mặt đường loại tốt nhưng giá trị tải trọng động cực đại của ba loại xe khảo sát đều là trường hợp xe vượt tải và xe siêu nặng. Điều này cho thấy, ảnh hưởng của giá trị chỉ số IRI đến tải trọng động cực đại tác dụng lên bề mặt đường là rất lớn.

Trong lĩnh vực chuyên ngành Động lực học cơ hệ, để đánh giá ảnh hưởng của tải trọng động, các hệ số xung kích IF và hệ số tải trọng động DLC thường được quan tâm sử dụng (Ye, 2021) [19]. Hệ số xung kích IF được dùng để làm tăng tải trọng tính toán so với tải trọng tĩnh để đảm bảo phương án thiết kế được an toàn, IF xác định theo công thức (18). Hệ số tải trọng động DLC không những được sử dụng để phản ánh tương tác giữa xe với mặt đường (Buhari, 2013) [21] mà còn được dùng để xác định nhanh các ứng xử của hệ như lực, chuyển vị, ứng suất, biến dạng từ tải trọng tĩnh bằng cách nhân trực tiếp với $(1 + DLC)$; giá trị DLC xác định theo công thức (19). Trong công thức (18) và (19): F_t là tải trọng động cực đại, F_s tải trọng tĩnh, F_i là tải trọng động tại bước tính toán thứ i và N là số bước tính toán.

$$IF = \left(\frac{F_t}{F_s} - 1\right) \times 100\% \tag{18}$$

$$DLC = \frac{1}{F_s} \sqrt{\frac{\sum_1^N (F_i - F_s)^2}{N-1}} \times 100\% \tag{19}$$

Bảng 7.1. Hệ số xung kích IF và hệ số tải trọng động DLC của các trường hợp khảo sát.

Loại xe	$IRI = 2$		$IRI = 2,2$		$IRI = 2,5$	
	IF (%)	DLC (%)	IF (%)	DLC (%)	IF (%)	DLC (%)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Xe tải	139,7	36,3	186,5	48,4	274,6	70,9
Xe khách	84,9	25,1	113,8	31,3	167,8	43,7
Xe con	75,5	124,4	100,9	125,5	149,1	136,6

Bảng 7.2. Hệ số xung kích IF và hệ số tải trọng động DLC của các trường hợp khảo sát (tt).

Loại xe	$IRI = 4,0$		$IRI = 6,0$		$IRI = 8,0$	
	IF (%)	DLC (%)	IF (%)	DLC (%)	IF (%)	DLC (%)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Xe tải	1154,4	289,6	3967,6	977,1	9678,7	2315,3
Xe khách	740,2	183,2	2498,3	617,9	5921,9	1465,6
Xe con	654,1	163,1	2207,8	550,5	5233,2	1305,9

Với các trường hợp khảo sát, kết quả tính toán các hệ số IF và DLC được tổng hợp như Bảng 7.1 và Bảng 7.2. Kết quả này cho thấy, ở từng loại xe, IRI càng lớn thì chỉ số IF và DLC càng tăng; hệ số IF giảm theo trọng tải của xe, tuy nhiên, với ba trường IRI đầu tiên (xem Bảng 7.1) xe con có trọng tải bé hơn so với xe tải và xe khách nhưng hệ số DLC lại lớn hơn. Kết quả này phần nào phản ánh, bên cạnh khối lượng của hệ thì các thông số khác của mô hình như độ cứng, hệ số cản cũng ảnh hưởng đến từng giá trị F_i , dẫn đến kết quả tính toán DLC trong công thức (19) sẽ thay đổi. Ngoài ra, các thông số độ cứng và hệ số cản trong Bảng 5 là đại lượng không đổi; trong khi đó, các hệ số này có thể thay đổi theo trạng thái chuyển vị của các bậc tự do, và cần thiết xét đến ảnh hưởng của hệ cản trong bánh xe [20,21].

Như đã chỉ ra ở Mục 3, khi xe chạy thẳng đều, mối quan hệ giữa quãng đường với vận tốc và thời xác định bằng công thức $x = V \cdot t$, vận tốc V (m/s) không đổi và t (s) là biến thời gian. Khi đó, công thức (17) trở thành:

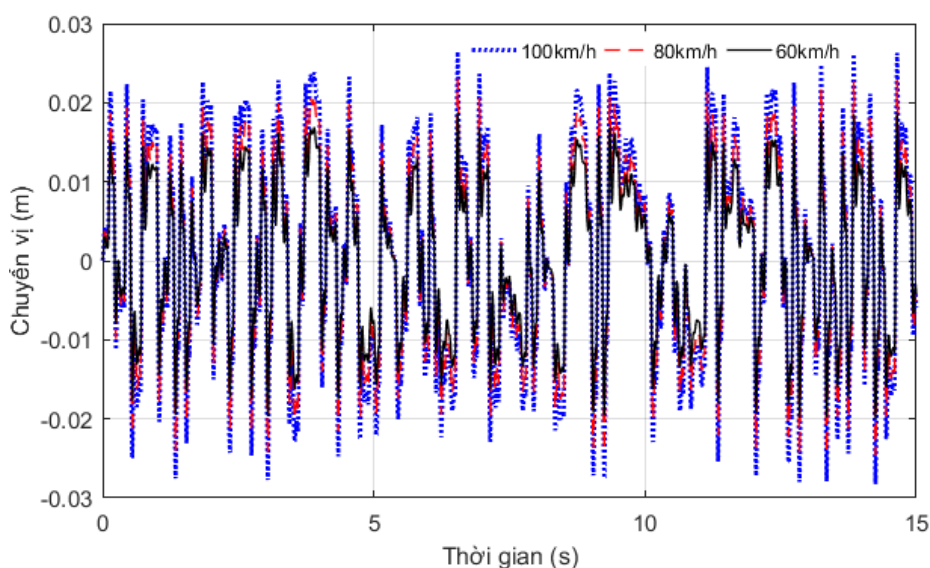
$$h(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{3,26K_0 \cdot \Delta n \left(\frac{n_0}{n_i}\right)} \cdot IRI \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot V \cdot t + \varphi_i) \quad (20)$$

Bài báo khảo sát với trường hợp xe tải, mặt đường có chỉ số $IRI = 2,0$; thời gian khảo sát $t = 15s$ với ba trường hợp vận tốc xe chạy lần lượt là 60km/h, 80km/h và 100km/h. Trường hợp xe chạy với vận tốc 60km/h, sau 15s, vì là chuyển động đều nên quãng đường xe đi được là $x = \frac{60 \cdot 10^3}{3600} \times 15 = 250m$, tương đương với quãng đường đã xét ở Mục 4; với các trường hợp xe chạy nhanh hơn, 80km/h và 100km/h, quãng xe chạy sau 15s tương ứng là 333,33m và 416,67m (đều lớn hơn 250m).

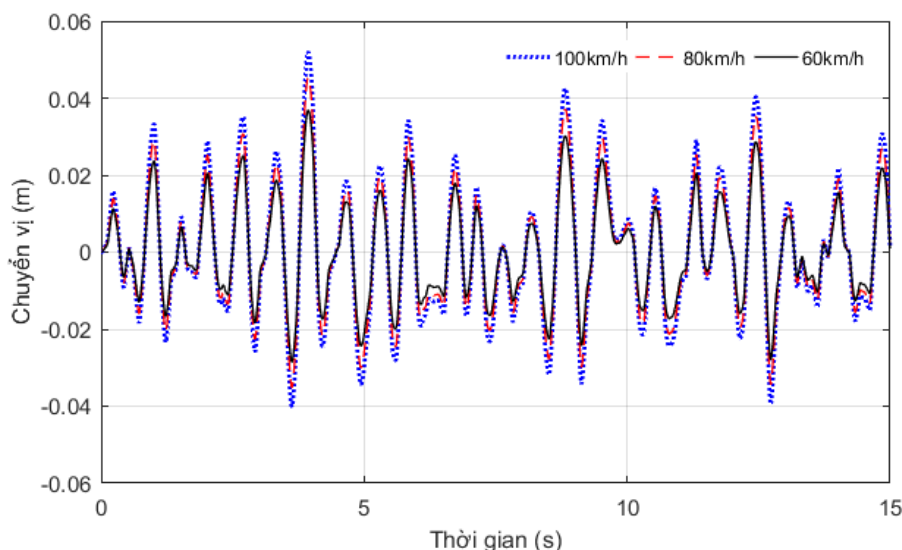
Hình 7 và Hình 8 là dao động của các bậc tự do trong mô hình xe QCM, trường hợp $IRI = 2,0$ và ứng với ba vận tốc xe chạy khác nhau. Giá trị cực đại của các đại lượng khảo sát được tổng hợp trong Bảng 8. Khi so sánh giá trị cực đại của trường hợp vận tốc xe chạy là 80km/h và 100km/h với 60km/h thì chuyển vị của trục bánh xe, hệ số IF và DLC tăng xấp xỉ 22% và 40%; trong khi đó, chuyển vị của khung xe tăng rất lớn, 58,7% và 81,93%. Có thể thấy, vận tốc xe chạy càng lớn thì dao động của khung xe càng tăng.

Bảng 8. Tổng hợp và so sánh giá trị cực đại các kết quả phân tích theo vận tốc xe chạy.

Đại lượng	$V = 60\text{km/h}$	$V = 80\text{km/h}$		$V = 100\text{km/h}$	
	Giá trị	Giá trị	$\frac{(3)-(2)}{(2)} \times 100\%$	Giá trị	$\frac{(5)-(2)}{(2)} \times 100\%$
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
z_u (mm)	20,04	24,64	22,95	28,25	40,97
z_s (mm)	28,55	45,31	58,70	51,94	81,93
IF (%)	150,49	185,44	23,22	212,82	41,42
DLC (%)	37,62	46,25	22,94	53,01	40,91



Hình 7. Dao động của trục xe z_u theo vận tốc xe chạy, với $IRI = 2,0$.



Hình 8. Dao động của khung xe z_s theo vận tốc xe chạy, với $IRI = 2,0$.

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã trình bày một cách chi tiết quá trình xây dựng hệ phương trình vi phân dao động của mô hình QCM của tiêu chuẩn ISO 8608 dưới kích thích nền không đều. Trong đó, tính mập mờ của mặt đường được mô tả bằng hàm điều hòa nhân tạo theo chỉ số độ gồ ghề quốc tế IRI , và thực hiện khảo sát với ba trường hợp IRI giới hạn của tiêu chuẩn TCVN 8865:2011 (IRI có giá trị bằng 2, 2,2 và 2,5) và ba trường hợp giả định khi đường đang khai thác (IRI có giá trị bằng 4, 6 và 8). Trong tính toán mô phỏng số, để trực quan và dễ kiểm soát, bài báo thực hiện bằng công cụ Matlab-Simulink. Với ba bộ số liệu của mô hình QCM (xe con, xe khách và xe tải), bước đầu bài báo khảo các thông số cơ bản của động lực học cơ hệ là: tỷ lệ tải trọng động cực đại so với tải trọng tĩnh, hệ số xung kích và hệ số tải trọng động. Tỷ số F_t^{max}/F_s của xe tải tăng rất nhanh khi tăng chỉ số IRI , cụ thể: với $IRI = 2$, tỷ số $F_t^{max}/F_s = 2,40$; khi IRI tăng 10%, tỷ số $F_t^{max}/F_s = 2,87$; khi IRI tăng 25%, tỷ số $F_t^{max}/F_s = 3,75$; với giai đoạn khai thác $IRI = 4, 6$ và 8 thì tỷ số F_t^{max}/F_s tương ứng là 12,54, 40,68 và 97,79; các tỷ số này đều ở mức xe vượt tải và xe siêu nặng. Hệ số xung kích và hệ số tải trọng động tăng rất nhanh khi mặt đường có độ gồ ghề lớn (giá trị IRI lớn). Kết quả số này phần nào phản ánh ý nghĩa của công tác bảo dưỡng mặt đường trong thực tế, mặt đường càng êm thuận thì tác dụng bất lợi của tải trọng sẽ càng giảm thiểu. Khi khảo sát ảnh hưởng của vận tốc xe chạy, so sánh giá trị cực đại của xe có vận tốc 80km/h và 100km/h với 60km/h: chuyển vị của trục xe, hệ số IF và DLC tăng xấp xỉ 22% và 40%; trong khi chuyển vị của khung xe tăng 58,7% và 84,93%. Trong các nghiên cứu tiếp theo, đề xuất khai thác các kết quả thu được từ phản ứng của xe; tiếp tục nghiên cứu ảnh hưởng của vận tốc xe chạy, xét đến các thông số khác của hệ QCM; cũng như phân tích ứng suất biến dạng của kết cấu nền mặt đường dưới tải trọng động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Bộ Giao thông Vận tải, Tiêu chuẩn cơ sở TCCS38:2022/TCĐBVN, Áo đường mềm-Các yêu cầu và chỉ dẫn thiết kế.

- [2]. N.H. Thảo (2012), Mô phỏng khảo sát dao động ô tô vận tải hành khách bằng Matlab-Simulink, Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- [3]. O. Kaya, H.Ceylan, S. Kim, D. Waid, B.P. Moore, Statistics and artificial intelligence-based pavement performance and remaining service life prediction models for flexible and composite pavement systems. *Transportation Research Record*, 2674 (2020) 448-460. <https://doi.org/10.1177/0361198120915889>
- [4]. A. Sidess, A. Ravina, E. Oged, A model for predicting the deterioration of the international roughness index. *International Journal of Pavement Engineering*, 23 (2022) 1393-1403. <https://doi.org/10.1080/10298436.2020.1804062>
- [5]. L. Sun, An overview of a unified theory of dynamics of vehicle–pavement interaction under moving and stochastic load, *J. Mod. Transport*. 21 (2013) 135–162. <https://doi.org/10.1007/s40534-013-0017-8>
- [6]. International Organisation of Standardisation. ISO 8608:2016 Mechanical vibration – Road surface profiles–Reporting of measured data. Geneva, Switzerland.
- [7]. M. Peter, Road waviness and the dynamic tyre force, *International Journal of Vehicle Design*, 36 (2004) 216–232. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2004.005357>
- [8]. M. Agostinacchio, D. Ciampa, S. Olita, The vibrations induced by surface irregularities in road pavements—a Matlab® approach, *Eur. Transp. Res. Rev.*, 6 (2014) 267–275. <https://doi.org/10.1007/s12544-013-0127-8>
- [9]. V.T. Đạt, Nghiên cứu phương pháp mô phỏng mấp mô mặt đường trên miền thời gian, *Tạp chí Khoa học công nghệ xây dựng*, 4 (2017) 123-128.
- [10]. H.H.H. Đăng, Đ.T. Sơn, T.M. Hoàng, Đánh giá dao động của xe tải nhỏ dưới kích động của mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO, *Tạp chí Cơ khí Việt Nam*, 4 (2017) 94-99.
- [11]. T.M. Hoàng, N.T. Dũng, T.P. Hòa, Độ bền của khung xe tải nhỏ dưới kích động của mấp mô mặt đường theo tiêu chuẩn ISO, *Hội nghị Khoa học và Công nghệ toàn quốc về Cơ khí lần thứ V*, 1 (2018) 1-6.
- [12]. K. Ma, Y. Zhang, X. Zhen, Simulation of pavement random excitation based on harmonic superposition method, *International Journal of Scientific Advances*, 2 (2021) 282-285. <http://dx.doi.org/10.51542/ijscia.v2i3.9>
- [13]. P. Liu, V. Ravee, D. Wang, M. Oeser, Study of the influence of pavement unevenness on the mechanical response of asphalt pavement by means of the finite element method, *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 5 (2018) 169-180. <https://doi.org/10.1016/j.jtte.2017.12.001>
- [14]. Y. Lu, S. Yang, S. Li, L. Chen, Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle, *Applied Mathematical Modelling*, 34 (2010) 2698–2710. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2009.12.006>
- [15]. H.M. Ngwangwa, P.S. Heyns, H.G.A. Breytenbach, P.S. Els, Reconstruction of road defects and road roughness classification using artificial neural networks simulation and vehicle dynamic responses: application to experimental data, *Journal of Terramechanics*, 53 (2014) 1-18. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.03.002>
- [16]. Tiêu chuẩn Quốc gia TCVN 8865:2011, Mặt đường ô tô-phương pháp đo và đánh giá xác định độ bằng phẳng theo chỉ số độ gồ ghề quốc tế IRI.
- [17]. A. Loizos, C. Plati, An alternative approach to pavement roughness evaluation, *International Journal of Pavement Engineering*, 9 (2008) 69–78. <https://doi.org/10.1080/10298430600949894>
- [18]. F. Han, H. Wang, D.H. Dan, Dynamic response of a bridge deck pavement, In *Proceedings of the Institution of Civil Engineers-Transport*, 172 (2019) 221-232. <https://doi.org/10.1680/jtran.17.00009>
- [19]. W.S. Michael, On the calculation of international roughness index from longitudinal road profile, *Transportation research record* 1501, University of Michigan Transportation Research Institute.

- [20]. Z. Ye, Y. Miao, W. Zhang, L. Wang, Effects of random non-uniform load on asphalt pavement dynamic response, *International Journal of Pavement Research and Technology*, 14 (2021) 299-308. <https://doi.org/10.1007/s42947-020-0147-0>
- [21]. R. Buhari, M.M. Rohani, M.E. Abdullah, Dynamic load coefficient of tyre forces from truck axles. In *Applied Mechanics and Materials*, 405 (2013) 1900-1911. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.405-408.1900>