

Phân tích động lực học xe máy 03 bánh theo phương ngang và phương đứng bằng mô hình động lực học phẳng một dãy & động lực học theo phương đứng 3D

- Trần Hữu Nhân
- Trần Quang Lâm
- Trần Đức
- Nguyễn Đình Hùng

Bộ môn Kỹ thuật Ôtô-Máy động lực, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường ĐH Bách khoa, ĐHQG-HCM

(Bài nhận ngày 13 tháng 7 năm 2015, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 16 tháng 10 năm 2015)

TÓM TẮT

Để có thể phân tích các tính năng động lực học một cách tổng thể và trọn vẹn hơn theo cả phương ngang và phương thẳng đứng cho xe máy 03 bánh được thiết kế và chế tạo bởi cùng nhóm tác giả làm cơ sở tham khảo tiến hành cải tiến thiết kế, mô hình tính toán động lực học phẳng một dãy có 03 bậc tự do (03-DOF) & mô hình động lực học theo phương thẳng đứng có 06 bậc tự do (06-DOF) được sử dụng. Các thông số sử dụng trong tính toán được xác định dựa trên

thiết kế sẵn có từ mô hình chế tạo thực tế thông qua việc kết hợp giữa đo đạc thực nghiệm và phương pháp tính toán lý thuyết theo kinh nghiệm. Các thông số động lực học theo phương ngang làm cơ sở đánh giá ổn định chuyển động khi vào cua hay quay vòng của xe máy 03 bánh. Ngoài ra, các thông số động lực học theo phương thẳng đứng cũng được phân tích theo miền tần số giúp làm cơ sở cải tiến thiết kế có tính năng chuyển động êm dịu và an toàn hơn.

Từ khóa: động lực học phẳng một dãy, động lực học theo phương đứng, xe máy 03 bánh

1. GIỚI THIỆU

Do điều kiện kinh tế & xã hội của nước ta hiện nay, có nhiều xe máy được thiết kế cải tạo thành xe máy 03 bánh. Đã có nhiều đề tài nghiên cứu thiết kế chế tạo xe máy 03 bánh được thực hiện, đồng thời nhiều cơ sở, công ty,... cũng tiến

hành sản xuất, thương mại hóa dòng sản phẩm này. Tuy nhiên các cơ sở phân tích tính năng động lực học chuyển động của xe máy 03 bánh còn rất nhiều hạn chế.

Nghiên cứu được thực hiện dựa trên thông số xác định trên mô hình đã được chế tạo sẵn, kết hợp với mô hình tính toán mô phỏng động lực học theo phương ngang (03-DOF), [1] và không gian (06-DOF).

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Mô hình động lực học phẳng một dây (dạng 2 bánh)

Để thực hiện tính toán các thông số động lực học theo phương ngang của xe, hay các tính năng động lực học chuyển động của xe khi quay vòng (vào cua), mô hình động lực học phẳng một dây dạng 02 bánh, [1] được sử dụng và thể hiện như Hình 1(a).

Trong đó:

C: vị trí trọng tâm xe

l: chiều dài cơ sở

R: bán kính quay vòng

a1,2: khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm cầu trước, sau.

r: vận tốc góc của xe tại C

$v_{f,r}$: vectơ vận tốc bánh xe trước, sau.

δ : góc lái bánh xe dẫn hướng (bánh xe trước)

β_f : góc lệch ngang vectơ vận tốc của bánh xe dẫn hướng, vf so với trục x

β : góc lệch ngang vectơ vận tốc của xe, v so với trục x

$\alpha_f = \delta - \beta_f$: góc trượt ngang của bánh xe dẫn hướng.

Ở đây toàn xe được xem là vật rắn có khối lượng là m, có hệ trục tọa độ đặt tại trọng tâm C.

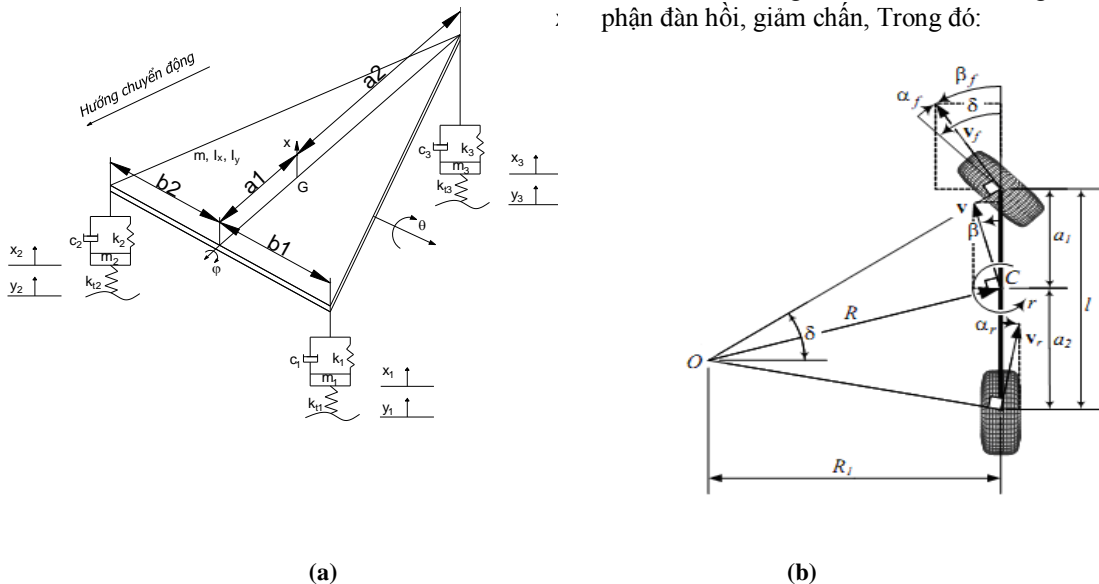
Phương trình vi phân mô tả động lực học chuyển động theo phương ngang, với góc lái $\delta(t)$ là thông số đầu vào, được dùng để tính toán các đáp ứng theo thời gian cho các thông số về vận tốc tịnh tiến theo phương y và vận tốc quay quanh trục Oz của xe: $v_y = v_y(t); r = r(t)$ được viết dưới dạng tổng quát như sau [1]:

$$\dot{q} = [A] q + u \tag{2.1}$$

Trong đó: các ma trận hệ số [A], q, u được trình bày cụ thể ở Phụ lục I.

2.2 Mô hình động lực học theo phương đứng 3D

Mô hình động lực học không gian thể hiện như Hình 1(b). Mô hình có 6 bậc tự do (06-DOF), với các khối lượng liên kết với nhau bằng các bộ phận đàn hồi, giảm chấn, Trong đó:



Hình 1. Mô hình động lực học phẳng một dây (dạng 2 bánh) (a) và theo phương đứng (6DOF) trong không gian (b)

Trong đó:

m : khối lượng phần được treo.

$m_{1,2,3}$: khối lượng phần không được treo trước trái, trước phải và sau.

$I_{x,y}$: momen quán tính khối lượng của phần được treo quanh trục Ox , Oy .

$a_{1,2}$; $b_{1,2}$: tọa độ trọng tâm phần được treo.

$k_{1,1,2,3}$: độ cứng đàn hồi lần lượt của lớp xe trước trái, trước phải và sau.

$k_{1,2,3}$: độ cứng bộ phận đàn hồi

$c_{1,2,3}$: hệ số giảm chấn

$y_{1,2,3}$: thông số thể hiện biên dạng mấp mô mặt đường tại vị trí tiếp xúc với lớp xe tương ứng.

φ , θ : góc xoay quanh trục Ox , Oy của phần được treo.

x : tọa độ phần được treo theo phương z .

$x_{1,2,3}$: tọa độ bánh xe tương ứng theo phương z .

Phương trình vi phân tổng quát mô tả động lực học theo mô hình Hình 1(b) được xây dựng dựa trên phương pháp Lagrange và viết dưới dạng tổng quát như ở phương trình (2.2).

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (2.2)$$

Các ma trận khối lượng $[m]$, hệ số giảm chấn $[c]$, hệ số độ cứng $[k]$, và ngoại lực tác dụng $[F]$, vector chuyển vị x (với 06 thành phần tương ứng 06 bậc tự do của hệ), được trình bày chi tiết ở Phụ lục II.

2.3 Phương pháp giải

Với các thông số sử dụng trong các mô hình động lực học trên, (trình bày ở mục 3), các mô hình động lực học được thể hiện dưới dạng hệ thống các phương trình vi phân được giải bằng ngôn ngữ lập trình kỹ thuật Matlab[2].

3. THÔNG SỐ TÍNH TOÁN

3.1 Thông số xe

Các thông số của xe dựa trên kết quả đo đạc từ mô hình thực tế và các công trình nghiên cứu [3];[4];[5] thể hiện ở Bảng 1

Bảng 1. Thông số đầu vào xe TWM [đề tài NCKH SV 2014]

| Ký hiệu | Giá trị | Đơn vị |
|----------|---------|-------------------|
| m | 234 | kg |
| m_1 | 8,5 | kg |
| m_2 | 8,5 | kg |
| m_3 | 9 | kg |
| I_x | 85,49 | kg.m ² |
| I_y | 194,52 | kg.m ² |
| I_z | 183,67 | kg.m ² |
| a_1 | 0,798 | m |
| a_2 | 0,427 | m |
| b_1 | 0,4045 | m |
| b_2 | 0,4045 | m |
| h | 0,5942 | m |
| k_1 | 4244,46 | N/m |
| k_2 | 4244,46 | N/m |
| k_3 | 10467 | N/m |
| k_{t1} | 122036 | N/m |
| k_{t2} | 122036 | N/m |
| k_{t3} | 142736 | N/m |
| c_1 | 14,35 | Ns/m |
| c_2 | 14,35 | Ns/m |
| c_3 | 53,63 | Ns/m |
| C_{af} | 8599,8 | N/rad |
| C_{ar} | 4617,4 | N/rad |

Ghi chú: trong đó riêng khối lượng và mô-men quán tính khối lượng quanh trục z được tính toán cho toàn xe khi sử dụng trong mô hình động lực học phẳng một vết.

4. Kết quả và thảo luận

4.1 Đánh giá tính năng ổn định

a) Chế độ khảo sát:

- Góc lái $\delta(t)$ thay đổi theo thời gian từ 0 đến giá trị hằng số khác 0 trong khoảng thời gian được thiết lập sẵn. Giá trị biên độ góc lái $\delta=0,2$ (rad), và xe chuyển động với vận tốc 30 (km/h)

- Mấp mô mặt đường được biểu diễn bằng hàm bán bình phương hình sin với bề rộng và độ cao mấp mô được chọn theo [6].

b) Kết quả khảo sát

- Lực ngang tại tọa độ trọng tâm theo thời gian $F_y(t)$ được thể hiện ở Hình 2(a). Trường hợp TWM quay vòng(vào cua) lực ngang xuất hiện tại ngay thời điểm khác không ($t \neq 0$). Lực ngang tăng dần trong khoảng thời gian 4 giây ban đầu, đây chính là khoảng thay đổi theo thời gian tương ứng của góc lái. Sau đó lực ngang đạt giá trị ổn định

- Mô-men quay quanh trục z được thể hiện ở Hình 2(b). Kết quả cho thấy giá trị mô-men tăng nhanh theo thời gian trong khoảng thời gian 2 giây ban đầu, biên độ thay đổi theo dạng hình sin, tương ứng với chuyển động quay nhanh của xe quanh trục z , do góc đánh lái biến thiên theo thời gian ($\delta(t)$). Sau đó giá trị mô - men $M_z(t)$ giảm dần đến 0 khi không còn có sự biến thiên của $\delta(t)$, Hình 2(b).

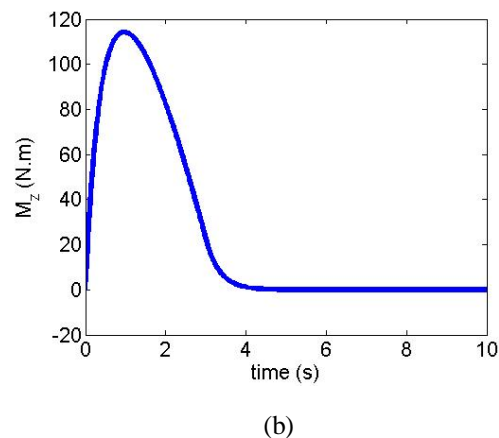
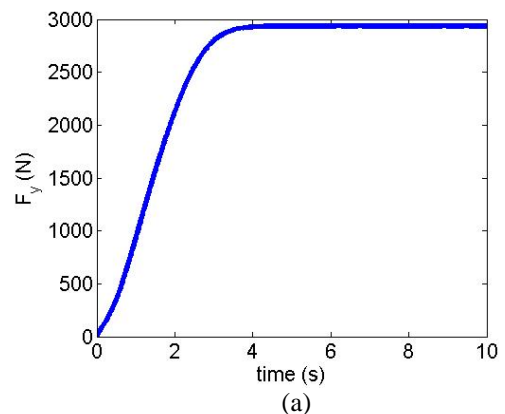
- Giá trị lực ngang lớn nhất thể hiện Hình 3(a), cho thấy giá trị lớn nhất lực ngang tăng nhanh theo vận tốc theo dạng parabol hay hàm bậc hai. Vận tốc tới hạn v_{xc} của xe khi quay vòng với góc đánh lái đảm bảo tính năng ổn định và độ an toàn, được xác định bằng cách so sánh giá trị lớn nhất của lực ngang F_y so với giá trị lớn nhất của lực bám ngang $F_{y\phi}$ và lực ngang lớn nhất F_{yroll} , lần lượt thỏa điều kiện trượt và lật ngang của xe.

- Trên Hình 3(a) cho thấy xe sẽ bị lật ngang trước khi bị trượt ngang khi giá trị lực ngang lớn nhất F_y vượt qua giá trị tới hạn theo điều kiện ổn định như trên. Tuy nhiên, giá trị lực ngang tới hạn theo điều kiện trượt và lật cũng không sai khác nhau nhiều. Đồng thời, trong quá trình thiết kế giá trị tới hạn lực ngang theo điều kiện lật phụ thuộc vào bề rộng của xe, và đối với điều kiện trượt là phụ thuộc điều kiện tiếp xúc giữa lốp xe và mặt đường. Điều này cho thấy, bề rộng xe thiết kế là tương đối phù hợp để điều kiện an toàn chuyển động của xe khi quay vòng được đảm bảo.

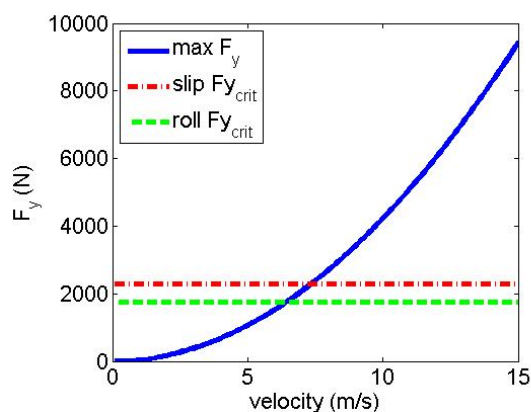
- Do đó, giá trị lực ngang cho phép cực đại tính toán đảm bảo điều kiện trượt ngang được

chọn làm cơ sở để so sánh với F_y , thể hiện ở Hình 3(a), thay vì theo điều kiện lật ngang mà ta hoàn toàn có thể cải thiện trong quá trình thiết kế bằng cách thay đổi bề rộng xe.

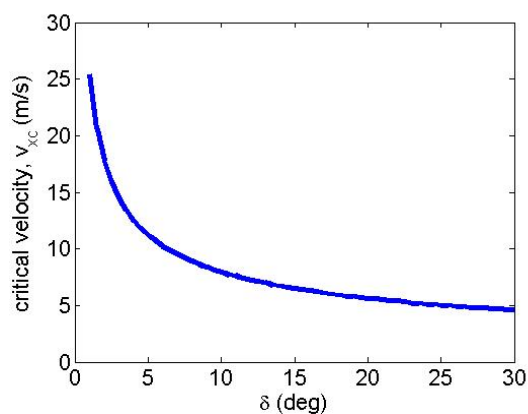
Từ các đồ thị Hình 3(a).3(b) ta xác định được mối quan hệ giữa vận tốc tới hạn khi xe quay vòng với các giá trị biên độ góc đánh lái khác nhau. Khi tăng góc lái, v_{xc} giảm, theo dạng đường cong như Hình 3(b). Ngược lại, khi giảm góc lái, v_{xc} tăng, khi góc lái tiến dần đến giá trị 0, v_{xc} tăng nhanh và tiến đến giá trị vận tốc của xe khi chuyển động thẳng mà xe có thể đạt được



Hình 2. Lực ngang tổng cộng tác dụng tại trọng tâm xe (a), Mô-men quay quanh trục z tổng cộng theo thời gian (b)



(a)



(b)

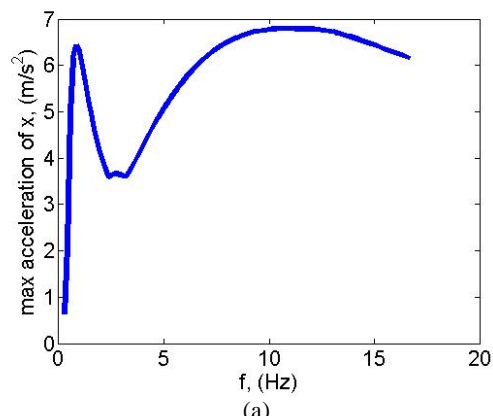
Hình 3. Lực ngang lớn nhất F_y so với vận tốc v_x (với $\delta_0 = 0.2(\text{rad})$) (a), Vận tốc giới hạn, v_{xc} so với giá trị biên độ góc lái δ

4.2 Đánh giá tính năng êm dịu

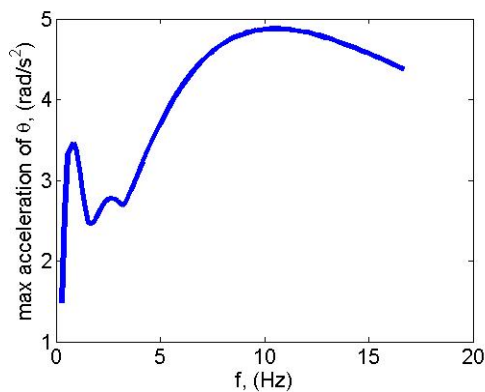
a) Chế độ khảo sát: Xe chuyển động thẳng với vận tốc 30 (km/h) trên đường mấp mô biên dạng hình sin và khi một bánh chạy qua mấp mô

b) Kết quả khảo sát:

- Kết quả khảo sát cho thấy gia tốc tịnh tiến theo phương z đạt giá trị cực đại tại tần số $f \approx 11(\text{Hz})$, và gia tốc lắc quanh trục y đạt cực đại tại tần số $f \approx 10,5(\text{Hz})$. Trong khoản tần số thấp ban đầu cả hai thành phần gia tốc cũng có giá trị tương đối cao, do đây là miền cộng hưởng của các thành phần khối lượng không được treo.

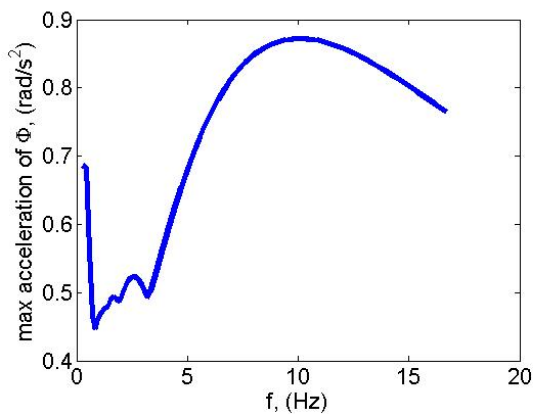


(a)



(b)

Hình 4. Giá trị lớn nhất gia tốc tịnh tiến theo phương đứng (a), giá trị lớn nhất gia tốc lắc quanh trục y so với tần số (b)



Hình 5. Giá trị lớn nhất gia tốc lắc quanh trục x so với tần số

Để khảo sát biến thiên thành phần gia tốc lắc quanh trục x theo miền tần số, ta xét trong trường hợp chỉ một bánh xe trước trái (hoặc phải) chuyển động qua mấp mô. Kết quả thể hiện ở Hình 5. gia tốc lắc quanh trục x đạt cực đại tại tần số $f \approx 10(\text{Hz})$

5. KẾT LUẬN

Bài báo đánh giá tính năng ắc quanh trục x so với tần số x theo miền tần số, ta xét trong trường hợp chỉ một bánh xe trước trái (hoặc phải)

chuyển động qua hông đờn, kết quả cho thấy:

- Giá trị bề rộng xe thiết kế hiện tại phù hợp với điều kiện tới hạn lật và trượt.

- Giá trị cực đại của gia tốc thẳng đứng của thân xe đều rơi vào miền tần số khoảng $10(\text{Hz})$, tương ứng vùng vận tốc làm việc thường xuyên của xe, khoảng $10 (m/s)$.

- Để đảm bảo tốt hơn tính năng êm dịu chúng ta cần: thiết kế cải tiến phương án chống lắc và thay đổi thông số khối lượng và kích thước xe.

Lateral & vertical dynamic analysis of a three-wheeled motorbike by the planar single track & 3d vertical dynamic models

- Tran Huu Nhan
- Tran Quang Lam
- Tran Duc
- Nguyen Dinh Hung

Automotive Engineering Department, Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh University of Technology

ABSTRACT

To be able to analyze the dynamic features comprehensively and more fully in both the lateral and vertical cases for a three-wheeled motorbike (TWM), which have been designed and manufactured by the same group of authors and based on to conduct design improvements, the planar vehicle dynamic model (single track) with 03 degrees of freedom (03-DOF) & the vertical dynamic model with 06 degrees of freedom (06-DOF) have been employed. The parameters used in the calculations are

based on existing designs from realistic models manufactured through the combination of experimental measurements and theoretical calculation methods empirically. The lateral dynamic calculated results were based on to investigate the dynamic stability when cornering or steering of a 03-wheeled motorbike. In addition, dynamic calculated results were analyzed also in the frequency domain and base on to help improve the design features with more comfortable and safer.

Keywords: *planar single track, vertical dynamic, three-wheeled motorbike (TWM).*

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Reze N. Jazar, *Vehicle Dynamics Theory and Application*, Springer, 2008, p. 583-659.
- [2]. Devendra, *Modeling and Simulation of Systems using Matlab and Simulink*, Taylor and Francis 2010.
- [3]. TRUONG Hoang Tuan, TRAN Huu Nhan, NGUYEN Ngoc Thanh, NGUYEN Van Phuong, Dynamic Loading Analysis of a Light-Truck by 3D Dynamic Vehicle Vibration Model, *Journal of Science and Technology Transportation*, 7-8, 70-74, 2013.
- [4]. R. Wade Allen, David H. Klyde, Theodore J. Rosenthal, David M. Smith, *Estimation of Passenger Vehicle Inertial Properties and Their Effect on Stability and Handling*, *Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, Vol. 112, 2003, p. 4-8.
- [5]. TRAN Huu Nhan, NGUYEN Le Duy Khai, NGUYEN Duy Bao, Turning Stability Analysis of a Seating-Bed Passenger Car by Vehicle Planar Dynamic Model, *Journal of Science and Technology Transportation*, 7-8, 61-65, 2013
- [6]. S. H. Sawant, Mrunalinee V. Belwalkar, Manorama A. Kamble, Pushpa B. Khot & Dipali D. Patil, "Vibrational Analysis of Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Excitation by Road Surface" *Undergraduate Academic Research Journal (UARJ)*, Volume-1, Issue-1 (2012), pp. 2278 – 1129.

PHỤ LỤC I

Ma trận hệ số

$$[A] = \begin{bmatrix} -\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mv_x} & -\frac{-a_1 C_{\alpha f} + a_2 C_{\alpha r}}{mv_x} - v_x \\ -\frac{a_1 C_{\alpha f} - a_2 C_{\alpha r}}{I_z v_x} & -\frac{a_1^2 C_{\alpha f} + a_2^2 C_{\alpha r}}{I_z v_x} \end{bmatrix}; \quad q = \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix}; \quad u = \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{m} \\ \frac{a_1 C_{\alpha f}}{I_z} \end{bmatrix} \delta(t)$$

PHỤ LỤC II

Ma trận khối lượng [m]:

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x + mb^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

Ma trận hệ số giảm chấn [c]:

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 + c_3 & c_2 b_2 - c_1 b_1 & c_1 a_1 + c_2 a_1 - c_3 a_2 & -c_1 & -c_2 & -c_3 \\ c_2 b_2 - c_1 b_1 & c_1 b_1^2 + c_2 b_2^2 & (c_2 b_2 - c_1 b_1) a_1 & c_1 b_1 & -c_2 b_2 & 0 \\ c_1 a_1 + c_2 a_1 - c_3 a_2 & (c_2 b_2 - c_1 b_1) a_1 & c_1 a_1^2 + c_2 a_1^2 + c_3 a_2^3 & -c_1 a_1 & -c_2 a_1 & c_3 a_2 \\ -c_1 & c_1 b_1 & -c_1 a_1 & c_1 & 0 & 0 \\ -c_2 & -c_2 b_2 & -c_2 a_1 & 0 & c_2 & 0 \\ -c_3 & 0 & c_3 a_2 & 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix}$$

Ma trận độ cứng [k]:

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & k_2 b_2 - k_1 b_1 & k_1 a_1 + k_2 a_1 - k_3 a_2 & -k_1 & -k_2 & -k_3 \\ k_2 b_2 - k_1 b_1 & k_1 b_1^2 + k_2 b_2^2 & (k_2 b_2 - k_1 b_1) a_1 & k_1 b_1 & -k_2 b_2 & 0 \\ k_1 a_1 + k_2 a_1 - k_3 a_2 & (k_2 b_2 - k_1 b_1) a_1 & k_1 a_1^2 + k_2 a_1^2 + k_3 a_2^3 & -k_1 a_1 & -k_2 a_1 & k_3 a_2 \\ -k_1 & k_1 b_1 & -k_1 a_1 & k_1 + k_{r1} & 0 & 0 \\ -k_2 & -k_2 b_2 & -k_2 a_1 & 0 & k_2 + k_{r2} & 0 \\ -k_3 & 0 & k_3 a_2 & 0 & 0 & k_3 + k_{r3} \end{bmatrix}$$

Vector chuyển vị [x]:

$$[x] = \begin{bmatrix} x \\ \varphi \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix};$$

Vector vận tốc:

$$[\dot{x}] = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix};$$

Vector gia tốc:

$$[\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\varphi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix};$$

Vector ngoại lực [F]:

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{r1} y_1 \\ k_{r2} y_2 \\ k_{r3} y_3 \end{bmatrix};$$