

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ SÀN DAO ĐỘNG 3 BẬC TỰ DO CHO THIẾT BỊ MÔ PHÒNG LÁI XE

Đỗ Tiến Lập, Tạ Hữu Vinh*

Tóm tắt: Bài báo trình bày một giải pháp thiết kế, chế tạo hệ thống sàn dao động 3 bậc tự do, có thể ứng dụng trong các hệ thống mô phỏng cho phép tái tạo lại 3 chuyển động quan trọng nhất của vật thể trong không gian. Hệ thống sử dụng các thành phần phổ biến trong công nghiệp, cho phép làm việc tin cậy nhưng giảm được giá thành, dễ dàng trong việc bảo trì sửa chữa. Mô hình này dùng cho tính toán thiết kế cơ cấu vận hành, với công cụ mô phỏng động lực học giúp lựa chọn và kiểm nghiệm các thông số kết cấu dễ dàng, từ đó chọn ra động cơ và bộ thông số phù hợp nhất với yêu cầu bài toán. Các thông số đầu vào của hệ thống được chọn phù hợp với tiêu chuẩn của Bộ Giao thông Vận tải cho thiết bị mô phỏng đào tạo lái xe. Kết quả đạt được có thể ứng dụng để xây dựng các hệ thống mô phỏng chuyển động của cabin tập lái các phương tiện giao thông.

Từ khóa: Sàn dao động; 3-DOF; Mô phỏng; Cabin tập lái xe.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong những năm gần đây, các hệ thống mô phỏng ngày càng được quan tâm áp dụng vào phục vụ đào tạo huấn luyện trên thế giới. Xuất hiện nhiều công ty lớn chuyên về mô phỏng như Bosch Rexroth (Mỹ), Motion Systems (Ba Lan), LOM Praga (CH Séc),... chuyên cung cấp các hệ thống mô phỏng phục vụ huấn luyện chuyên nghiệp có tích hợp các sàn dao động tải trọng lớn. Các hệ thống mô phỏng sàn dao động được phân loại theo bậc tự do (phổ biến nhất là bậc 2, 3, 6), theo mức tải trọng (từ dưới 100 kg đến 30000 kg), hoặc theo hệ thống dẫn động (điện cơ, khí nén hoặc thủy lực).

Ở Việt Nam, các hệ mô phỏng có sàn dao động cũng có một số nơi sản xuất như Viện Công nghệ Mô phỏng (HVKTS), Trung tâm Công nghệ cao BQP, Tập đoàn Công nghiệp Viettel,... Tuy nhiên, cả các công ty nước ngoài và đơn vị trong nước đều không công bố kết quả nghiên cứu mà theo hướng chế tạo sản phẩm ứng dụng theo đơn đặt hàng. Các hệ thống này ứng dụng trong các cabin mô phỏng huấn luyện xe quân sự đã phát huy tác dụng tốt, tuy nhiên chúng vẫn có những nhược điểm: (1) Hệ thống được đóng gói theo sản phẩm dẫn đến việc bảo trì sửa chữa phụ thuộc vào đơn vị cung cấp; (2) Hệ thống điều khiển được chế tạo riêng; (3) Chi phí đầu tư và vận hành đều rất cao. Do vậy, việc nghiên cứu làm đơn giản hóa công nghệ chế tạo và giảm giá thành khai thác, bảo dưỡng sửa chữa các hệ thống sàn dao động có ý nghĩa thiết thực.

Theo [1] và [6], các nghiên cứu liên quan đến không gian làm việc của các bộ điều khiển song song 6 bậc tự do (6-DOF) tập trung chủ yếu cho mô hình động học mà ít xét đến động lực học bởi trong thực tế động lực học đòi hỏi nhiều tính toán rất phức tạp. Trong khi đó, khối lượng và gia tốc của sàn dao động kèm theo tải trọng của nó là cabin tập lái khi tham gia các chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay quanh các trục tọa độ lại gây ra lực quán tính và là thành phần chủ yếu của tải trọng đối với hệ dẫn động. Theo [4], nhóm tác giả mô phỏng động học cho hệ 6 bậc tự do của mô hình máy bay trong không gian. Tác giả có khảo sát gia tốc của mô hình ảo, không tính toán cho sàn dao động.

Theo [5], nhóm tác giả mô phỏng 3 chuyển động của sàn dao động, trên đó có đặt thân xe thật nhằm khảo sát sự ảnh hưởng của các chuyển động này đến người ngồi trên xe. Họ kết nối hệ thống điều khiển thật của xe đến hệ thống mô phỏng thông qua các cảm biến.

Theo [2], việc mô phỏng sàn dao động DOF thường được sử dụng cho mô phỏng chuyển động và hoạt động đào tạo cho phép giảm bớt sự phức tạp trong tính toán động lực học so với hệ thống thực. Với sự phát triển mạnh mẽ của công nghệ, nhiều ứng dụng thời gian thực từ nền tảng PC hoàn toàn có thể đáp ứng trong các mô hình này [3].

Cụ thể, [7] đã thiết kế, chế tạo robot 4 bậc tự do mô phỏng chuyển động trên tàu thủy nhằm mô phỏng các chuyển động thực của tàu thủy trong không gian 3 chiều với các thông số chuyển động khác nhau phục vụ chạy thử thiết bị Trạm thu di động thông tin vệ tinh. Sử dụng thuật toán PID để tính toán vị trí của các cơ cấu. Ứng dụng bộ lọc Kalman và Complementary (bộ lọc bù) để đọc tín hiệu từ cảm biến chuyển động.

So với việc thiết kế và sản xuất truyền thống, các mô hình mô phỏng giúp giảm chi phí trong sản xuất, tiết kiệm thời gian, tăng độ tin cậy và giảm chi phí vận hành. Việc điều chỉnh thiết kế cho mô hình trên máy tính cho phép thực hiện nhanh chóng và chính xác.

Từ những phân tích trên, bài báo đưa ra một mô hình tính toán để lựa chọn động cơ và hộp số, lựa chọn thông số hình học và động học phù hợp với điều kiện thực tế và yêu cầu kỹ thuật. Mô hình động lực học giúp dễ dàng thay đổi các thông số của hệ thống, khảo sát bằng mô phỏng có thể dùng để kiểm nghiệm thiết kế, xác định bộ thông số phù hợp nhất trước khi chế tạo.

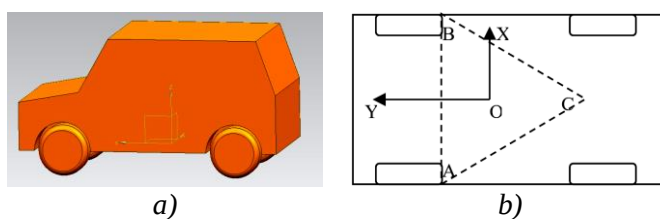
2. GIẢI QUYẾT BÀI TOÁN

2.1. Xây dựng mô hình động lực học

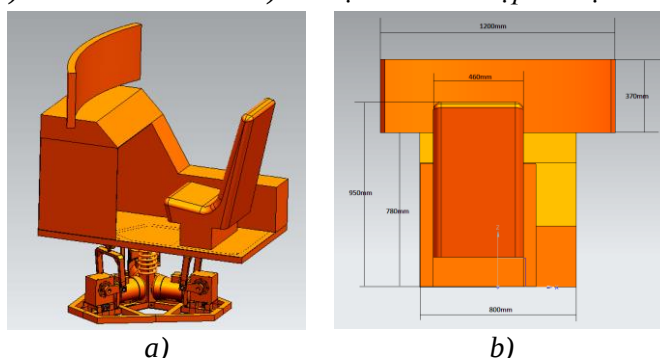
Thông thường, một vật thể tự do có thể có 6 chuyển động trong không gian bao gồm 3 chuyển động thẳng dọc theo 3 trục tọa độ và 3 chuyển động quay quanh 3 trục. Tương tự, mô hình xe ô tô trong hệ tọa độ OXYZ (hình 1) có thể có 6 chuyển động. Ở đây, OZ là trục tọa độ vuông góc với sàn xe hướng lên trên, OY trùng với hướng chuyển động của xe.

Mô hình mô phỏng càng có nhiều chuyển động (nhiều bậc tự do) thì càng chính xác nhưng lại làm tăng độ phức tạp và chi phí. Với mục đích huấn luyện, hệ mô phỏng cabin ô tô chỉ lựa chọn mô phỏng 3 chuyển vị quan trọng nhất gồm: dịch chuyển tịnh tiến thẳng đứng Z trên trục Oz, góc xoay α quanh trục Ox, góc xoay β quanh trục Oy. Lựa chọn này giúp giảm chi phí chế tạo.

Hình 2 thể hiện các vị trí để thu thập dữ liệu từ mô hình 3D trong môi trường ảo gửi đến sản dao động, 3 điểm A, B và C tạo thành một tam giác đều với tâm là điểm O. Vị trí không gian của cabin xe là tập chuyển vị (Z, α, β) được thay bằng tập ba số thực là chiều cao ba điểm A, B và C từ mặt đường trong không gian mô phỏng ảo. Phần mềm mô phỏng sẽ gửi tập dữ liệu này về và sản dao động sẽ tái tạo lại độ cao của 3 điểm này, chính là tập chuyển vị (Z, α, β) như trong mô hình ảo 3D.



Hình 1. a) Mô hình xe ô tô và b) các vị trí để thu thập dữ liệu trên mô hình.



Hình 2: a) Mô hình cabin tập lái xe có sản dao động 3 bậc tự do và b) với các kích thước.

Hình 2a thể hiện mô hình của thiết bị mô phỏng có gắn sàn dao động 3 bậc tự do. Cơ cấu chấp hành của sàn dao động gồm 3 động cơ điện tạo ra dịch chuyển thẳng đứng tương ứng với 3 vị trí A, B, C của sàn xe như trong hình 1b. Các kích thước cơ bản thể hiện trong hình 2b.

Nếu bỏ qua các lực cản ở các khớp nối và biến dạng thì phương trình cân bằng lực và mô men của hệ với các trục Ox, Oy, Oz có dạng như sau:

$$\begin{cases} \sum \bar{F}_z = \pm F_z^{inert} - F_z^{grav} \pm F_z^{air} + F_z^{spr} + F_z^{motor} = 0 \\ \sum \bar{M}_x = \pm M_x^{inert} \pm M_x^{grav} \pm M_x^{air} \pm M_x^{spr} + M_x^{motor} = 0 \\ \sum \bar{M}_y = \pm M_y^{inert} \pm M_y^{grav} \pm M_y^{air} \pm M_y^{spr} + M_y^{motor} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Trong đó: F_z – Thành phần hình chiếu véc tơ lực trên trục Oz; F^{inert} – Lực quán tính của vật thể. Dấu “ $\pm$ ” phụ thuộc vào chiều của véc tơ lực; F^{grav} – Lực trọng trường của vật thể. Véc tơ của lực trọng trường luôn ngược với trục Oz; F^{spr} – Lực lò xo đặt trùng với trọng tâm hướng ngược chiều và có giá trị lớn nhất bằng trọng lượng cabin; F^{motor} – Lực tạo ra bởi động cơ; M_x và M_y – Mô men lực trên các trục Ox và Oy; Dấu “ $\pm$ ” phụ thuộc vào chiều của véc tơ lực. Mô men có dấu “+” nếu nó làm vật thể quay ngược chiều kim đồng hồ.

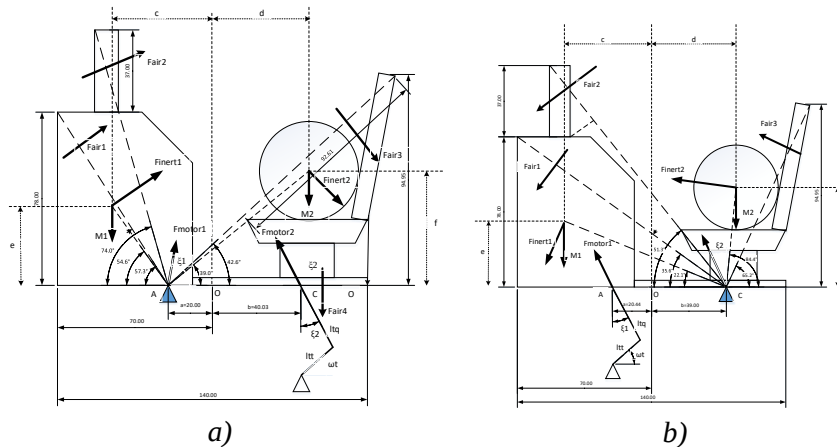
Lực cản không khí tác động vào hệ theo hướng ngược chiều chuyển động và tỷ lệ với bình phương vận tốc tương đối, giá trị hợp lực tương đương được tính như sau:

$$F^{air} = \int_0^S \frac{1}{2} \rho C_d v^2 dS = \int_{H1}^{H2} \frac{1}{2} \rho C_d B (L\omega)^2 dL = \int_{H1}^{H2} \frac{1}{2} \rho C_d B \omega^2 L^2 dL \quad (2)$$

Vị trí hợp lực tương đương đặt tại trọng tâm giảm đồ phân bố lực (khoảng cách từ tâm quay đến điểm đặt véc tơ hợp lực tương đương), được tính như sau:

$$l_x^{F^{air}} = \frac{a_1}{a_2} \text{ với } a_1 = \int_{H1}^{H2} \frac{1}{2} \rho C_d B \omega^2 L^3 dL; \quad a_2 = \int_{H1}^{H2} \frac{1}{2} \rho C_d B \omega^2 L^2 dL \quad (3)$$

Trong đó: F^{air} - Lực cản không khí sinh ra do chuyển động quay của hệ; ρ - Mật độ không khí ($\rho = 1.22 \text{ kg/m}^3$); v - Tốc độ dịch chuyển tương đối của dòng khí với vật thể (m/s); C_d - Hệ số cản không khí ($C_d = 0.5$); $l_x^{F^{air}}$ - Khoảng cách từ tâm quay đến véc tơ hợp lực tương đương của lực cản không khí; ω - Vận tốc góc chuyển động quay của hệ; $S = H \times B$ - Tiết diện cản gió tối đa của vật thể (m^2); Kích thước lưng ghế ngồi $H \times B = 0.8 \times 0.46 \text{ m}$; Kích thước màn hình $H \times B = 0.37 \times 1.2 \text{ m}$; Kích thước thùng cabin $H \times B = 0.78 \times 0.8 \text{ m}$; Kích thước ghế ngồi $H \times B = 0.95 \times 0.44 \text{ m}$; Kích thước sàn cabin $H \times B = 1.4 \times 0.8 \text{ m}$.



Hình 3. a) Mô hình cân bằng lực với trục quay tại A và b) với trục quay đặt tại C.

Hình 3a thể hiện mô hình hệ thống được khảo sát trong mặt phẳng tọa độ ZOY với tâm quay đặt tại A và B, chuyển động bằng động cơ tại C. Hình 3b là khi tâm quay đặt tại C, chuyển động bằng động cơ tại A và B (2 động cơ quay cùng chiều và cùng tốc độ, hợp lực F^{motor1} là tổng hình chiếu véc tơ lực của 2 động cơ tại A và B lên mặt phẳng ZOY).

2.2. Các thông số và số liệu tính toán

Từ điều kiện làm việc của thiết bị mô phỏng và yêu cầu trong quy chuẩn của cơ quan quản lý [8] xác định được các tham số yêu cầu đối với sản dao động như sau:

- Khối lượng: M là tổng khối lượng của thiết bị mô phỏng và người tập ($M=250\text{kg}$);
- Chuyển vị: z là chuyển động dọc theo trục Z ($z = \pm 0.14\text{m}$), α là góc quay quanh trục X ($\alpha = \pm 15^\circ$), β là góc quay quanh trục Y ($\beta = \pm 15^\circ$);

$$\text{- Tốc độ dịch chuyển: } \dot{z} = \frac{dz}{dt} = 0.2 \text{ m/s}; \dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = 15^\circ/\text{s}; \dot{\beta} = \frac{d\beta}{dt} = 15^\circ/\text{s};$$

$$\text{- Gia tốc: } \ddot{z} = \frac{d\dot{z}}{dt} = 2 \text{ m/s}^2; \ddot{\alpha} = \frac{d\dot{\alpha}}{dt} = 120^\circ/\text{s}^2; \ddot{\beta} = \frac{d\dot{\beta}}{dt} = 120^\circ/\text{s}^2.$$

Các thông số kết cấu của hệ thống như sau (các thông số kích thước được hiệu chỉnh và lựa chọn trong quá trình thực hiện mô phỏng, sao cho phù hợp với thực tế):

$$\begin{aligned} l_{tq} &= 70 \text{ mm}; l_{tt} = 290 \text{ mm}; K_{lx} = 9.8 \text{ N/mm}; l_{lx} = 140 \text{ mm}; M_1 = 165 \text{ kg}; M_2 = 85 \text{ kg}; \\ a &= 200 \text{ mm}; b = 390 \text{ mm}; c = 455 \text{ mm}; d = 440 \text{ mm}; e = 343 \text{ mm}; f = 517 \text{ mm}; \\ l &= \sqrt{e^2 + (c-a)^2} = 427 \text{ mm}; m = \sqrt{f^2 + (d+a)^2} = 822 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4)$$

Cơ cấu chấp hành có dạng tay quay-thanh truyền với chiều dài tay quay l_{tq} , chiều dài thanh truyền l_{tt} .

Khối lượng phần thùng trước M_1 , và người tập ngồi phía sau (tính cả ghế ngồi) M_2 :

Lò xo có độ cứng K_{lx} , hành trình làm việc tối đa l_{lx} .

Lực trọng trường F^{grav} và lực quán tính F^{inert} tính theo công thức:

$$F^{grav} = M_1 g + M_2 g; F_1^{inert} = M_1 l^2 \ddot{\alpha}^2; F_2^{inert} = M_2 m^2 \ddot{\alpha}^2 \quad (5)$$

Với mô hình ở hình 3a, thông số kết cấu như công thức (4), hệ phương trình (1) sẽ là:

$$\begin{cases} \sum F_z = M_1 l^2 \ddot{\alpha}^2 \cos 54.6^\circ - M_2 m^2 \ddot{\alpha}^2 \cos 39^\circ + F_1^{air} \cos 57.3^\circ + F_2^{air} \cos 74^\circ \\ - F_3^{air} \cos 42.6^\circ + K_{lx} b \tan \alpha - F_4^{air} - (M_1 + M_2) g + 2 F_1^{motor} \sin \xi_1 + F_2^{motor} \sin \xi_2 = 0; \\ \sum M_A = -M_1 l^3 \ddot{\alpha}^2 - M_2 m^3 \ddot{\alpha}^2 - F_1^{air} l_{x1} - F_2^{air} l_{x2} - F_3^{air} l_{x3} - F_4^{air} l_{x4} + M_1 g (c-a) \\ - M_2 g (d+a) + K_{lx} a b \tan \alpha + F_2^{motor} (a+b) \sin (\pi - \xi_2) = 0; \\ \tan \alpha \approx \frac{l_{tq}}{a+b} \sin \omega_2 t \\ \sin \xi_2 = \frac{l_{tq}}{l_{tt}} \cos \phi_2 = \frac{l_{tq}}{l_{tt}} \cos \omega_2 t; \end{cases} \quad (6)$$

Với mô hình ở hình 3b, thông số kết cấu như công thức (4) có sự điều chỉnh thay đổi như sau:

$$l = \sqrt{e^2 + (c+b)^2} = 911 \text{ mm}; \quad m = \sqrt{f^2 + (d-b)^2} = 519 \text{ mm} \quad (7)$$

Khi đó, hệ phương trình (1) sẽ trở thành:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_z = -M_1 l^2 \ddot{\alpha}^2 \cos 22.1^0 + M_2 m^2 \ddot{\alpha}^2 \cos 84.4^0 - F_1^{air} \cos 35.6^0 - F_2^{air} \cos 51.3^0 \\ + F_3^{air} \cos 65.2^0 + K^{lx} a \tan \alpha - (M_1 + M_2) g + 2F_1^{motor} \sin \xi_1 + F_2^{motor} \sin \xi_2 = 0; \\ \sum M_C = M_1 l^3 \ddot{\alpha}^2 + M_2 m^3 \ddot{\alpha}^2 + F_1^{air} l_{x1} + F_2^{air} l_{x2} + F_3^{air} l_{x3} + M_1 g (c + b) - M_2 g (d - b) \\ - K^{lx} b \tan \alpha + 2F_1^{motor} (a + b) \sin \xi_1 = 0; \\ \tan \alpha \approx \frac{l^{tq}}{a + b} \sin \omega_1 t \\ \sin \xi_1 = \frac{l^{tq}}{l^{tt}} \cos \phi_1 = \frac{l^{tq}}{l^{tt}} \cos \omega_1 t \end{array} \right. \quad (8)$$

3. MÔ PHỎNG ĐỘNG LỰC HỌC - TÍNH TOÁN LỰA CHỌN ĐỘNG CƠ

3.1. Số liệu đầu vào

Thông số kết cấu và động lực học như ở mục 2.2.

Theo mục 2.2, với yêu cầu tốc độ dịch chuyển thẳng đứng trung bình đạt 0.2 m/s, để dịch chuyển hết hành trình 0.14 m (tay quay di chuyển từ điểm thấp nhất lên điểm cao nhất) cần thời gian 0.7 s, tương ứng với vận tốc góc tay quay trung bình cần đạt được là $\bar{\omega}_{tq} = (0.5 / 0.7) \times 60 = 42.85$ (r / min).

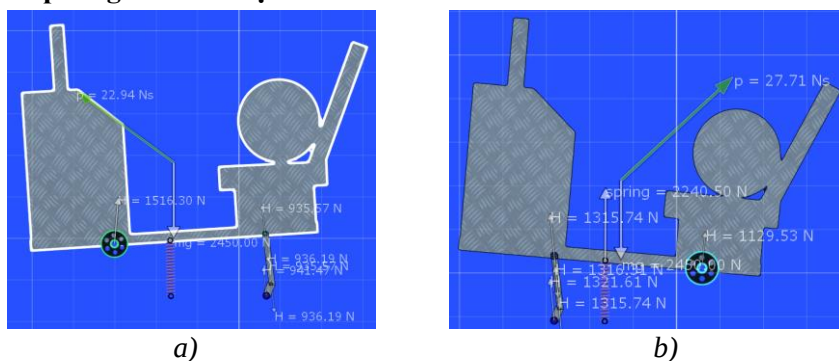
Trong khoảng hành trình đó, góc nghiêng sàn cabin đạt $\alpha = \arctan(2l_{tq} / (a + b)) = 13.5^0$ ứng với vận tốc góc trung bình $\dot{\alpha} = 193.3$ °/s, lớn hơn rất nhiều so với yêu cầu.

Lựa chọn tốc độ quay của tay quay 48 r/min. Lò xo có độ cứng 16 kN/m, hành trình làm việc 140 mm.

3.2. Phương pháp, công cụ mô phỏng

Mô phỏng hoạt động hệ thống bằng phần mềm mô phỏng động lực học, tính đến các lực cản của không khí, bỏ qua ma sát ở các ổ trục. Hệ được khảo sát khi có lò xo và không có lò xo. Các thông số kích thước theo mô tả trong mục 2.2.

3.3. Kết quả mô phỏng và bình luận



Hình 4. a) Mô phỏng khi trục quay đặt tại A&B và b) với trục quay đặt tại C.

Trường hợp 1: Khảo sát mô hình như trong hình 3a, hệ quay quanh trục đi qua điểm A&B dưới tác dụng của động cơ đặt tại điểm C (khảo sát riêng động cơ tại C khi A & B đứng yên). Trong mặt phẳng ZOY, điểm B trùng với điểm A. Kết quả mô phỏng nhận được:

- Khi có lò xo: $M_1^{\max} = 47.5$ Nm - Khi không có lò xo: $M_1^{\max} = 71.3$ Nm

Trường hợp 2: Mô phỏng tương tự cho mô hình 3b để nhận được các giá trị của mô men của động cơ tại vị trí A & B. Kết quả mô phỏng nhận được:

- Khi có lò xo: $M_2^{\max} = 51.6 \text{ Nm}$ - Khi không có lò xo: $M_2^{\max} = 96.8 \text{ Nm}$

So sánh kết quả của 2 trường hợp, chọn giá trị lớn nhất khi không có lò xo. Công suất động cơ cần lựa chọn tối thiểu phải đạt được $P = M_2^{\max} \times \omega_{tq} = 96.8 \times 48 \times \frac{\pi}{30} = 486 \text{ (W)}$. Với hiệu suất

bộ giảm tốc đạt 60% (bộ giảm tốc trục vít bánh vít) và hệ số an toàn 1.5 nên công suất động cơ cần chọn đạt tối thiểu $1215 \text{ W} \approx 1.2 \text{ kW}$. Kết quả lựa chọn được bộ động cơ 3 pha có công suất 1.5 kW, tốc độ vòng quay 1450 v/ph, hộp số có tỷ số truyền $i = 30$. Nếu có sử dụng lò xo với các thông số được điều chỉnh phù hợp có thể giảm được $1/3 \div 1/2$ công suất động cơ, giảm được chi phí đầu tư, vận hành cho hệ thống.

Khi có lắp lò xo, tải trọng tác động lên cơ cấu truyền động giảm, dẫn đến giảm công suất cần thiết của động cơ. Lực tác động của lò xo lên cabin thay đổi gần như tuyến tính theo dịch chuyển (độ dài khoảng biến dạng của lò xo), dẫn đến tải trọng tác động lên cơ cấu truyền động sẽ thay đổi tương ứng. Việc điều chỉnh lò xo thực hiện qua 2 yếu tố: lựa chọn độ cứng lò xo và thay đổi điểm đặt ban đầu (điều chỉnh độ cao điểm cố định của lò xo). Khảo sát hệ mô phỏng cho phép lựa chọn được các thông số phù hợp, sao cho tải trọng tác động lên cơ cấu truyền lực cân bằng trong hành trình lên và xuống của tay quay. Điều đó còn nhận được một lợi ích nữa là cân bằng thời gian của hành trình lên/xuống do giảm chênh lệch tải trọng giữa 2 hành trình, giảm độ chênh lệch thời gian tăng tốc và giảm tốc của động cơ trong cả 2 hành trình.

Khi không có lò xo, trong hành trình đi lên, thời gian tăng tốc lớn gấp 2 lần thời gian giảm tốc. Trong hành trình đi xuống thì ngược lại, thời gian giảm tốc lớn gấp 2 lần thời gian tăng tốc. Điều này dẫn đến giảm giá trị gia tốc của cabin.

Ở điều kiện làm việc thực tế cảm biến kiểm soát hành trình chỉ cho phép tay quay quay trong phạm vi $\pm 90^\circ$ so với phương ngang. Tuy nhiên, khi khảo sát bằng mô phỏng thì tay quay được quay toàn vòng (360°), điều này không làm thay đổi giá trị min/max của các lực và mô men, không làm thay đổi kết quả khảo sát, nhưng nó giúp đảm bảo an toàn cho hệ thống khi cảm biến kiểm soát hành trình có lỗi.

4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng được mô hình toán có tính đến yếu tố lực cản khí động, khảo sát mô hình bằng phương pháp mô phỏng, kết quả nhận được có thể sử dụng để thiết kế hệ thống sàn dao động 3 bậc tự do cho cabin mô phỏng lái xe ô tô và các phương tiện tương tự. Mô hình cho phép khảo sát ảnh hưởng của các thông số tới động lực học của hệ, từ đó lựa chọn bộ thông số phù hợp với yêu cầu và điều kiện thực tế.

Khảo sát mô hình khi có và không có lò xo trợ lực, kết quả cho thấy khi có lò xo nhận được nhiều lợi ích:

- Cho phép lựa chọn động cơ công suất nhỏ hơn, giảm chi phí đầu tư, vận hành;
- Cân bằng tải trọng tác động lên hệ dẫn động trong các chu kỳ nâng và hạ;
- Cân bằng thời gian tăng giảm tốc độ động cơ, giúp tăng hiệu quả làm việc, giảm thời gian trễ.

Hệ thống sử dụng động cơ, hộp giảm tốc và bộ điều khiển PLC thông dụng trên thị trường Việt Nam, hoạt động ổn định, dễ dàng tìm kiếm thay thế. Tuy nhiên, do điều kiện giới hạn của bài báo nên không trình bày cụ thể nội dung về bộ điều khiển ở đây.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. A. Mahmoodi, M. Aminzadeh, M.B. Menhaj and M. SabzehParvar, "A Generalized Method for

- Determining Load Workspace of Spatial Parallel Mechanisms*", 2010 8th IEEE Int. Conf. on Control and Automation Xiamen, China, June 9-11, 2010.
- [2]. K.F. Hulme, A. Pancotti, "Development of a virtual d.o.f. motion platform for Simulation and rapid synthesis", American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [3]. Albert S. J. Van Heerden, Raine Lidbetter, Leon Liebenberg, Edward H. Mathews and Josua P. Meyer, "Development of a motion platform for an educational flight simulator", Int. Journal of Mechanical Engineering Education, October 2011.
- [4]. Berkay Volkaner¹, S. Numan Sozen¹ and V. Emre Omurlu¹, "Realization of a Desktop Flight Simulation System for Motion-cueing Studies", International Journal of Advanced Robotic Systems, Turkey, 2016.
- [5]. Daniel Martinez-Maradiaga, Edonis Raci, Matthias Luond, Gerrit Meixner, "Control of a Three Degree-Of-Freedom Motion Platform with a real Vehicle", IFAC PaperOnline 52-19 (2019), Germany, 2019.
- [6]. Chiew Y. S., Abdul Jalil M. K. and Hussein M., "Motion visualisation and control of a driving simulator motion platform", Proceeding of the 6th International Symposium on Mechatronics and its Applications (ISMA09), Sharjah, UAE, March 24-26, 2009.
- [7]. Đặng Văn Mười, "Thiết kế, chế tạo rô bốt 4 bậc tự do mô phỏng chuyển động trên tàu thủy", Luận văn cao học, Đại học Công nghệ-Đại học quốc gia Hà Nội, 2017.
- [8]. QCVN 106:2020/BGTVT "Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia QCVN 106:2020/BGTVT Thiết bị mô phỏng để đào tạo lái xe ô tô", Bộ GTVT, 2020.

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF A LOW-COST 3-DOF MOTION BASE FOR VEHICLE SIMULATORS

This paper presents development and an application of low cost 3-DOFs motion base, which can be applied in simulation systems to recreate the three most important movements of an object in space. The system uses common industrial components, allowing the system to work reliably but reduce costs, easy in maintenance and repair. This mathematical model is used to calculate the operating structure design, using dynamic simulation tools to help selection and testing structural parameters. The results can be applied to build the motion simulation system of driving cabin of vehicles.

Keywords: 3-DOF Motion Base; Vehicle Simulation; Mechanical Oscillation.

Nhận bài ngày 10 tháng 2 năm 2021

Hoàn thiện ngày 05 tháng 4 năm 2021

Chấp nhận đăng ngày 10 tháng 10 năm 2021

Địa chỉ: Trung tâm Công nghệ - Học viện Kỹ thuật Quân sự.

**Email:* vinhtahuu@gmail.com.