

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC HỆ THỐNG CẦN-GÀU CỦA MÁY XÚC RÔTÔ

VŨ NAM NGẠN, VŨ NGỌC TRÀ

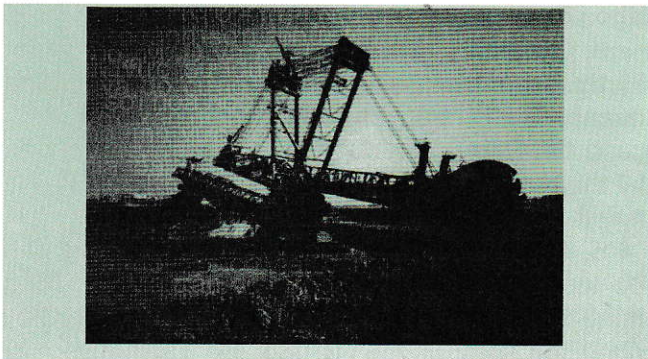
Trường Đại học Mỏ-Địa chất

BÙI VĂN BIÊN - *Trường Đại học Hàng hải Hải Phòng*

Trong ngành công nghiệp khai thác mỏ,... thường sử dụng các loại máy xúc cỡ lớn cho phù hợp với việc xúc bốc trong khâu vận chuyển vật liệu và khoáng sản. Do ưu điểm có năng suất xúc bốc cao (từ 420 đến 22700 m²/h) và chi phí thấp, nên máy xúc rôto ngày càng được sử dụng nhiều tại mỏ lộ thiên và các nhà máy tuyển than, kho, bãi. Trong máy xúc rôto, hệ thống cần-gầu là hệ thống quan trọng, quá trình làm việc của nó ảnh hưởng tới chất lượng làm việc chung của máy xúc. Để khảo sát bằng lý thuyết quá trình làm việc của hệ thống cần-gầu cần đưa ra được mô hình động lực học phù hợp để khảo sát để làm cơ sở đề xuất các giải pháp nâng cao tính năng kỹ thuật của máy xúc. Dưới đây giới thiệu một số kết quả nghiên cứu mô hình động lực học của hệ thống cần-gầu của máy xúc rôto [6], [8].

1. Giới thiệu chung

Máy xúc rôto là một thiết bị phức tạp, trong quá trình làm việc cần sự làm việc đồng bộ, phối hợp chính xác giữa gầu xúc, cơ cấu quay,... (H.1).



H.1. Máy xúc rôto cỡ lớn

Trong quá trình làm việc của máy xúc, gầu xúc rôto quay liên tục của trong mặt phẳng thẳng đứng, còn cơ cấu quay quay trong mặt phẳng ngang. Trong suốt quá trình đào xúc vật liệu, máy xúc rôto

chịu tác động của một số các ngoại lực tác dụng và nhiễu, như phản lực của trong quá trình đào xúc lên gầu xúc. Đây là nguyên nhân chính sinh ra dao động ngang, dọc và xoắn. Tất cả những dao động này đều ảnh hưởng tới sự làm việc bình thường, hiệu suất và cả sự ổn định của máy xúc. Việc mô hình hóa hệ thống cơ cấu cần-gầu hoạt động phù hợp có thể mô tả chính xác những đặc tính động học của nó trong quá trình làm việc. Đặc tính động học của máy xúc rôto được trình bày trong [2], [3]. Thông qua phân tích những mô hình động học này, nhiều vấn đề thực tế của động học cũng như động lực học xảy ra trong suốt quá trình hoạt động của máy xúc rôto sẽ được giải quyết [3]. Trong suốt quá trình hoạt động của máy xúc gầu rôto, ảnh hưởng của các phản lực bên ngoài tới sự chuyển động của gầu quay là ngẫu nhiên và không ổn định. Để ghi nhận những đặc tính động học của các cơ cấu, phụ thuộc vào sự hoạt động và các nhiễu bên ngoài do sự thay đổi các phản lực trong khi đào xúc, cần mô tả chính xác các lực tác động của nó. Trong [4], [5] đã đưa ra một mô hình đơn giản với một bậc tự do để nghiên cứu những dao động trong quá trình hoạt động của hệ thống động học. Những tham số của quá trình đào xúc ghi nhận được dùng để xác định các dao động tất dần trong suốt quá trình hoạt động của máy xúc. Dưới đây đưa ra một mô hình của hệ cần-gầu và là cơ sở cho việc xây dựng các phương trình chuyển động của máy xúc rôto trong quá trình làm việc [6], [8].

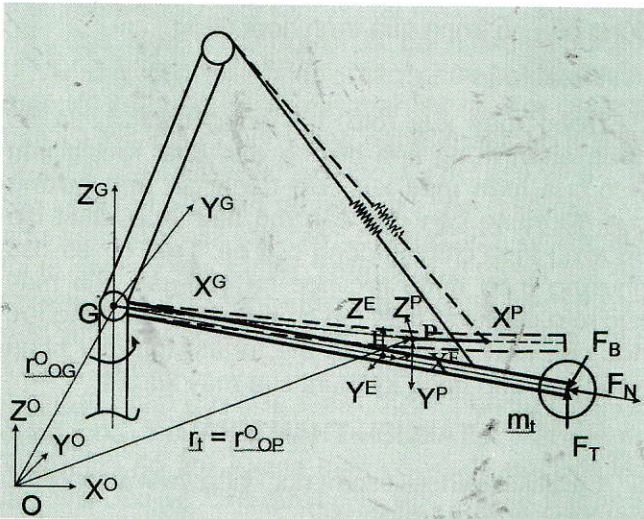
2. Mô hình hóa cần gầu

Cần gầu được kết nối với thân đế của máy xúc (giả thiết là thân đế cứng), được dẫn hướng bởi cơ cấu xoay chính (bàn xoay) của máy xúc. Thân cần được treo bởi các dây cáp. Một số giả thiết được sử dụng để xây dựng mô hình của cần gầu quay là:

➤ Giàn không gian của cần được coi là một dầm đàn hồi liên tục cân bằng;

- Mặt cắt ngang của dầm vẫn vuông góc với trục biến dạng của nó;
- Bỏ qua ứng suất tiếp do xoắn;
- Bỏ qua quán tính và động học của các dây cáp của cần;
- Các ngoại lực sinh ra trong quá trình đào xúc xảy ra đồng thời trên cần gầu theo ba hướng (X, Y, Z).

Cần gầu được mô hình hóa như là một dầm đàn hồi theo nguyên lý dầm Euler- Bernoulli [6]. Các dây cáp treo được giả định như là các liên kết đàn hồi tuyến tính. Trên hình H.2 là mô hình động học hệ thống cần-gầu trong quá trình hoạt động của một máy xúc rôto. Các hệ trục tọa độ được gắn trên dầm như H.2.



H.2. Sơ đồ mô hình hóa hệ cần-gầu

3. Phương trình động lực học của cần gầu

3.1. Phương trình động lực học của cần đàn hồi

Qua các giả thiết đã nêu ở trên, cùng với nhiều phép biến đổi toán học, phương trình động học của cần đàn hồi chuyển động trong máy xúc rôto theo [6] là:

$$M^B \ddot{u} + D^B \dot{u} + K^B u = f_{g1} + f_{g2} + f_{gg} \quad (1)$$

Trong đó: M^B - Ma trận khối lượng; D^B - Ma trận hệ số cản; K^B - Ma trận độ cứng của cần đàn hồi, được tính theo biểu thức:

$$K^B = K + K^*(u, t) \quad (2)$$

Tại đây: K - Độ cứng của cần đàn hồi; $K^*(u, t)$ - Ma trận độ cứng phi tuyến do sự khép nối của biến dạng đàn hồi; f_{g1}, f_{g2} - Các véc tơ của ngoại lực và mô men ngoại lực, sinh ra do chuyển động quay và tịnh tiến của khớp; còn f_{gg} là véc tơ trọng lực; u - Biến dạng đàn hồi; t - Thời gian. Các ma trận và các véc tơ của ngoại lực và mô men ngoại lực được cho trong [6], [7].

3.2. Phương trình động lực học của gầu rôto tại đỉnh cần

Với khối lượng tương đối lớn, gầu rôto gắn tại đỉnh cần sẽ ảnh hưởng đáng kể đến động học của cần. Véc tơ vị trí $r_m(t)$ của đỉnh cần có khối lượng m_t trong hệ tọa độ quán tính O-X⁰ Y⁰ Z⁰ được xác định bởi [6]:

$$r_m(t) = r_{OG}^{(0)}(t) + T \cdot [I + u_{EP}(t)] \quad (3)$$

Trong đó: $r_{OG}^{(0)}(t)$ - Khoảng cách từ tâm O đến tâm G tại thời điểm t, (H.2); T - Hệ số tỷ lệ thời gian biến dạng đàn hồi; I - Chiều dài thực của cần khi chưa biến dạng đàn hồi.

Vô cùng nhỏ của khối lượng đỉnh cần được tính theo công thức, [6]:

$$\delta W_m = -m_t \int \delta r_m \ddot{r}_m dx \quad (4)$$

Đạo hàm biểu thức (3) theo thời gian (t), sẽ có được các giá trị \dot{r}_m, \ddot{r}_m như sau:

$$\dot{r}_m = \dot{r}_{OG}^{(0)} + \dot{T}(I + u_{EP}^{(G)} + T\dot{u}_{EP}^{(G)}); \quad (6)$$

$$\ddot{r}_m = \ddot{r}_{OG}^{(0)} + \ddot{T}(I + u_{EP}^{(G)} + 2T\dot{u}_{EP}^{(G)} + T\ddot{u}_{EP}^{(G)}).$$

Tại đây: $u_{EP}^{(G)}$ - Biến dạng đàn hồi theo phương E-P đối với tâm O (H.2).

Vô cùng nhỏ của khoảng cách δr_m được tính theo các vô cùng nhỏ $\delta r_{OG}^{(0)}$ (của khoảng cách O-G) và vô cùng nhỏ δu_{EP} (của biến dạng đàn hồi theo phương E-P):

$$\delta r_m = \delta r_{OG}^{(0)} + \delta u_{EP} \quad (7)$$

Do đó, phương trình (4) được viết lại là:

$$\delta w_m = -m_t \cdot \int (\delta r_{OG}^{(0)} + T\delta u_{EP}) \quad (8)$$

$$\left[\ddot{r}_{OG}^{(0)} + \ddot{T}(I + u_{EP}^{(G)} + 2T\dot{u}_{EP}^{(G)} + T\ddot{u}_{EP}^{(G)}) dx \right].$$

Ảnh hưởng của khối lượng gầu quay (m) lên hệ thống được mô tả dưới dạng sau:

$$M^m \ddot{u} + K^m u = F^m \quad (9)$$

Trong đó: M^m - Ma trận khối lượng; K^m - Ma trận độ cứng; F^m - Véc tơ lực của khối lượng gầu quay.

3.3. Phản lực cắt của gầu

Hệ trục tọa độ O - X⁰ Y⁰ Z⁰ là hệ tham chiếu quán tính. Hệ trục tọa độ khớp chuyển động G - X^G Y^G Z^G được gắn trên dầm với tâm đặt tại tâm của mặt cắt ngang. Hệ trục E - X^E Y^E Z^E là hệ trục tham chiếu được định nghĩa cho mặt cắt ngang dầm để mô tả các biến dạng đàn hồi (u_x, u_y, u_z) theo 3 phương X, Y, Z trong hệ trục tọa độ khớp chuyển động. Hệ trục P - X^P Y^P Z^P được định nghĩa cho vị trí và hướng của mặt cắt vô hạn được xem xét.

Trong suốt quá trình hoạt động của máy xúc rôto, lực cắt trong quá trình đào xúc tác dụng lên

cần được phân chia thành ba thành phần: lực tiếp tuyến F_T , lực pháp tuyến F_N và lực cạnh F_B (giá trị và hướng của những lực này thường là ngẫu nhiên và khó xác định chính xác). Theo [8], phản lực trong quá trình đào xúc được mô tả như là các hàm phi tuyến và ngẫu nhiên. Có thể xác định lực tiếp tuyến F_T theo biểu thức sau đây [8]:

$$F_T(\psi) = k_f / s_r \cdot f_o(\psi). \quad (10)$$

Với:

$$f_o(\psi) = \begin{cases} \sin\psi, & \text{khi } 0 \leq \psi \leq \pi/2 \\ \frac{\alpha - \psi}{\alpha - \pi/2}, & \text{khi } \pi/2 \leq \psi \leq \alpha \\ 0, & \text{khi } \psi > \alpha \end{cases} \quad (11)$$

Tại đây: k_f - Hệ số phản lực được xác định trong quá trình đào xúc với một giá trị ngẫu nhiên, phụ thuộc vào môi trường đào; l_{sr} - Chiều dài hoạt động của lưỡi cắt; ψ - Tọa độ góc của vòng quay rôto khi tính theo vận tốc góc; α - Góc cắt của lưỡi cắt.

Lực pháp tuyến F_N và lực cạnh F_B có thể xác định theo lực tiếp tuyến F_T như sau: Với:

$$F_N = k_N \cdot F_T; F_B = k_B \cdot F_T \quad (12)$$

Trong đó: $k_N = 0,14$ - Hệ số lực pháp tuyến; $k_B = 0,1$ - Hệ số của phản lực cạnh khi đào xúc [8].

Dựa trên phương pháp mô hình hóa đã nêu trong [8], các lực này được giả định là liên tục tác động trên đỉnh của cần theo 3 phương: phương dọc, thẳng đứng và phương ngang.

3.4. Phương trình tổng hợp chuyển động của hệ cần-gầu quay

Từ phương trình (1) và (9) kết hợp với phản lực khi đào xúc, có thể viết phương trình tổng hợp chuyển động của cần gầu dưới dạng ma trận như sau:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{u} + D \cdot \dot{u} + K^m u &= f(t), \\ M \cdot \ddot{u} + D \cdot \dot{u} + (K^{B1} + K^m) u &= f(t) - K^*(u, t) \cdot u \quad (13) \\ M \cdot \ddot{u} + D \cdot \dot{u} + K_1 u &= f(t) + N(u, t). \end{aligned}$$

Trong đó: M , D và K - Lần lượt là khối lượng, hệ số cản và độ cứng tổng (toàn phần) của hệ cần-gầu được xác định bởi các biểu thức sau:

$$\begin{aligned} M &= M^B + M^m, K = K^B + K^m = K^{B1} + K^m + K^*(u, t) \\ \text{Đặt: } K_1 &= K^{B1} + K^m \quad (15) \end{aligned}$$

là ma trận độ cứng tuyến tính của cần và của đỉnh cần. Trong đó: K^{B1} - Ma trận độ cứng tuyến tính của cần; K^m - Ma trận độ cứng tuyến tính của đỉnh cần; $N(u, t) = -K^*(u, t)$; u - Ma trận độ cứng phi tuyến của cần; M^B, M^m - Ma trận khối lượng của cần đàn hồi và của đỉnh cần; $K^B = K^{B1} + K^*(u, t)$ - Ma trận độ cứng của cần đàn hồi.

Tổng hợp lực tác dụng lên hệ cần trục khi hoạt động được xác định từ các đại lượng đã biết:

$$f(t) = (f_{g1} + f_{g2} + f_{g3} + F_N + F_B + F_T). \quad (16)$$

Sự kết hợp của những biến dạng đàn hồi được xác định bởi $K^*(u, t)$.

3.5. Phương trình trạng thái của hệ thống cần-gầu

Dựa vào những phân tích ở trên, có thể đưa ra phương trình trạng thái của hệ thống cần-gầu theo 3 phương X, Y, Z đối với tâm O được viết dưới dạng ma trận như sau:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -M^{-1} \cdot K & -M^{-1} \cdot D \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1} \cdot f(t) \end{bmatrix} y + \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1} \cdot N(u, t) \end{bmatrix}. \quad (17)$$

Phương trình (17) đánh giá trạng thái động lực học của hệ cần-gầu. Khi đưa các tham số động học vào (17) để tính toán sẽ cho kết quả xác định được trạng thái làm việc hiện tại của máy xúc, qua đó có thể điều khiển và kiểm soát được sự dao động của nó trong quá trình hoạt động.

4. Kết luận

Trong máy xúc rôto, hệ thống cần-gầu là bộ phận quan trọng ảnh hưởng đến chất lượng làm việc của toàn máy xúc. Để đánh giá ảnh hưởng của hệ thống cần gầu cần mô hình hóa, thiết lập phương trình chuyển động của hệ. Trên cơ sở các phương trình động lực học hệ cần-gầu của máy xúc rôto đã được thiết lập có thể khảo sát động lực học của máy xúc rôto cụ thể, nhằm tìm giải pháp nâng cao tính năng kỹ thuật của máy xúc. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Bucket-Wheel excavator. <http://www.toptenz.net/wp-content/uploads/2.> 2014. Accessed: 2015-08-12.
2. B. Schlecht and C. Schulz, "Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben," AKIDA 2010, pp. 363-369, 2010.
3. S. Bošnjak, N. Zrnić, and D. Oguamanam, "On the dynamic modelling of bucket-wheel excavators," FME Transactions, vol. 34, pp. 221-226, 2006.
4. V.M. Vladimirov, G.T. Khazaner, and L.L. Khazaner, "Determining the design characteristics of the working part of a bucket-wheel excavator," Journal of Mining Science, vol. 2, pp. 301-305, 1966.
5. N.Z. Garmash, V.I. Gudimchuk, G.A. Kaplin, N.V. Savova, and T.M. Papazova, "The loads on the working element of the erg-120 bucket-wheel excavator," Refractories and Industrial Ceramics, vol. 18, pp. 206-208, 1977.
6. D. Söffker, "Automatic generation of the equations of motion of the moving nonlinear elastic (Xem tiếp trang 21)

tông (cụ thể ở đây chiều dày vỏ bê tông tăng dần) thì giá trị của nội lực trong kết cấu cũng thay đổi (tăng lên theo sự tăng lên của chiều dày vỏ hầm). Những nhận định này hoàn toàn phù hợp với các công thức xác định N, M, Q đối với đường hầm có vỏ hỗn hợp khi có xem xét đến độ cứng tương đương như trong lý thuyết. Trong trường hợp thay đổi chiều dày vỏ bê tông phun mà vẫn giữ nguyên khoảng cách giữa các khung thép thì các kết quả thu được chỉ ra rằng, trong trường hợp thay đổi chiều dày các lớp bê tông phun 5 cm, 7 cm, 10 cm, 15 cm thì giá trị nội lực trong kết cấu chống thay đổi không nhiều khi chiều dày lớp vỏ thay đổi từ 5 cm đến 7 cm, giá trị của chúng thay đổi lớn khi chiều dày bê tông phun thay đổi khoảng 10 cm. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Võ Trọng Hùng. Vỏ chống nhiều lớp sử dụng khả năng mang tải của khối đá. Trường Đại học Mỏ-Địa chất, Hà Nội. 1993.
2. Nguyễn Quang Phích và nnk. Nghiên cứu ứng dụng một số phương pháp số trong tính toán công trình ngầm. Đề tài cấp bộ mã số B2005-36-88TD, Hà Nội-2006.
3. Trần Tuấn Minh. Tin học ứng dụng trong xây dựng công trình ngầm và mỏ. NXB Xây dựng, Hà Nội 2014.
4. Trần Tuấn Minh, Nghiên cứu các quá trình biến đổi cơ học trong khối đất đá có chú ý đến các tham số. Luận văn Thạc sĩ Kỹ thuật. Hà Nội. 2008.
5. Tran Tuan Minh, Nguyen Duyen Phong, Nguyen Viet Dinh. Research on stress state and deformation around big tunnels with excavation

stages in bedding and non-homogeneous rock, International conference "Advances in mining and tunneling", Hanoi University of Mining and Geology 23-25 August 2012, P309-316.

Ngày nhận bài: 15-11-2016

Ngày gửi phản biện: 06-12-2016

Ngày nhận phản biện: 05-03-2017

Ngày chấp nhận đăng bài: 08-04-2017

Từ khóa: kết cấu chống giữ hỗn hợp nội lực chiều dày của vỏ bê tông liên khối khoảng cách giữa các khung chống

SUMMARY

The paper introduces application of numerical software to analysis the alteration of internal forces in composite linings in case of consideration to change other parameters. The results of analysis show that, the distance of steel ribs in composite linings has great influence on the values of internal forces in supports. When increasing distance between steel ribs, the values of internal forces will be decreased, one other hands thickness of linings also has influence on the values of internal forces. However, the changing thickness of shotcrete acts to internal forces on linings less than thickness of concrete lining and distance between the steel ribs.

MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC...

(Tiếp theo trang 80)

elastic beam," System Analysis, Modeling, and Simulation SAMS, vol. 35, pp. 61-74, 1999.

7. D. Söffker, "Elastic robot arms with varying length - Part I: A systematic nonlinear modeling approach," in: Sinha, S.C.; Cusumano, J.P.; Pfeifer, F. (eds.): Vibration of Nonlinear, Random, and Time-Varying Systems - Time Varying Systems and Structures, ASME, vol. 84, pp. 109-119, 1995.

8. G. Petrović, V. Jevtić, M. Mitrović, and Z. Marinković, "External excitations and disturbances with bucket-wheel excavators as non-linear and random functions," Mechanical Engineering, vol. 10, pp. 1339-1346, 2003.

Ngày nhận bài: 15-10-2016

Ngày gửi phản biện: 16-11-2016

Ngày nhận phản biện: 25-03-2017

Ngày chấp nhận đăng bài: 08-04-2017

Từ khóa: mô hình, động lực học, dầm Euler-Bernoulli, máy xúc rôto

SUMMARY

This paper introduces the dynamic modeling of the rotary-dipper system of the bucket-wheel excavator on the Euler-Bernoulli beam theory. From the geted dynamical parameters, the state equation of the rotary-dipper system is formulated as a matrix equation. The equation allows calculation, control operation of the excavator.