

TÍNH TOÁN KHẢ NĂNG VƯỢT DỐC CỦA HỆ THỐNG MONORAY LẮP ĐẶT TẠI MỎ HẦM LÒ NAM MẪU

KS. ĐOÀN CÔNG LUẬN
Trường Đại học Mỏ-Địa chất

Monoray là thiết bị vận tải hoạt động theo chu kỳ dùng để chở người và vật liệu, máy móc – thiết bị trong mỏ hầm lò, sử dụng đầu tàu diesel kéo các toa xe chạy trên hệ thống ray đơn bằng thép định hình chữ I treo trên nóc đường lò. Monoray có chiều dài vận tải không giới hạn, khả năng làm việc linh hoạt trong các đường lò có tiết diện nhỏ, khả năng vượt dốc lý thuyết lên đến 30° . Tuy vậy, căn cứ vào yêu cầu vận tải, điều kiện thực tế lắp đặt của các mỏ ta có thể xác định độ dốc tối đa của tuyến vận tải. Khối lượng hàng hóa tối đa trong mỗi chu kỳ vận tải của monoray tại mỏ Nam Mẫu là 18 tấn (xác định theo nhu cầu vận tải của mỏ), việc xác định độ dốc tối đa có thể vận tải được của monoray sẽ rất cần thiết trong việc thiết kế, mở rộng phạm vi sử dụng của thiết bị trong thực tế.

1. Tính toán khả năng vượt dốc của hệ thống

Kết cấu của monoray gồm một đầu tàu diesel với 6 cặp bánh chủ động đóng vai trò là bộ phận kéo, cung cấp lực kéo tối đa cho đầu tàu là 120 kN. Hệ thống toa chở hàng gồm các toa có sức chở 1T và 7,5T (5 toa mỗi loại) nối với nhau bằng các cần nối. Hệ thống an toàn gồm có 3 bộ phanh BTS-DUO, 1 bộ được lắp ngay phía sau đầu tàu, 2 bộ còn lại được lắp ở phía cuối của đoàn tàu. Ngoài ra còn hệ thống các thanh nối, cần nối giữa các phanh, giữa phanh với đầu tàu, phanh với hệ thống toa,... Đầu tàu, toa chở hàng và phanh di chuyển trên monoray thông qua các giá treo với các bánh xe lăn trên bề mặt dưới của thanh ray chữ I.

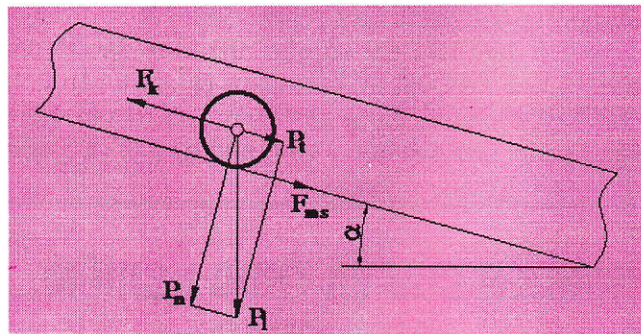
Tổng khối lượng vận tải của đầu tàu là 18 tấn gồm khối lượng các toa vận tải, hàng hóa trên toa, hệ thống phanh, thanh nối... Thực tế áp dụng tại mỏ Nam Mẫu, tổng khối lượng của hệ thống phanh và các thanh nối của nó là 1500 kg; khối lượng còn lại được phân chia trên các toa chở hàng, lấy giá trị trung bình ta có 5 toa loại 1T với tổng khối lượng toa là $m_1=1520$ kg và 2 toa loại 7,5T có tổng khối lượng mỗi toa là $m_2=4450$ kg (tổng khối lượng mỗi toa được tính bằng tổng khối lượng của hàng hóa trên xe, khối lượng bản thân toa xe, khối lượng của các xe treo toa xe và khối lượng của các thanh nối trên toa).

Ta tiến hành kiểm tra khả năng vượt dốc của hệ thống monoray trên góc dốc α :

a. Tính toán tổng sức cản chuyển động của các toa loại 1T

Hệ thống 5 toa loại 1T được treo lên thanh ray bằng 2 xe treo, mỗi xe treo gồm 4 bánh xe lăn bằng thép có đường kính 118 mm. Tải trọng đặt lên mỗi bánh xe lăn được xác định:

$$P_1 = \frac{g \cdot m_1}{2.4} = \frac{9,81 \cdot 1520}{8} = 1865, \text{ N}$$



H.1. Các lực tác dụng lên bánh xe lăn của xe treo trên đường dốc

Tải trọng P_1 tác dụng lên bánh xe sẽ tạo ra lực cản chuyển động trên bánh xe gồm 2 thành phần là P_t và F_{ms} . Ta có:

$$P_t = P_1 \cdot \sin \alpha$$

$$F_{ms} = P_n \cdot \frac{f}{r} = P_1 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{f}{r_1}$$

Trong đó: α - Góc nghiêng của tuyến đường ray; f - Hệ số ma sát lăn giữa bánh xe với đường ray, $f=0,0005$ m; r_1 - Bán kính của bánh xe lăn, $r_1=0,059$ m.

Tổng lực cản trên một bánh xe lăn được xác định:

$$\begin{aligned} F_{C1} &= P_{t1} + F_{ms1} = P_1 \cdot \left(\sin \alpha + \frac{f}{r} \cdot \cos \alpha \right) = \\ &= 1865 \cdot \left(\sin \alpha + \frac{0,0005}{0,059} \cdot \cos \alpha \right) \end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow F_{C1} = 1865 \cdot \sin \alpha + 15,8 \cdot \cos \alpha, \text{ N}$$

Tổng sức cản trên 1 toa xe loại 1T là:

$$F_{CT1} = 2.4.F_{C1} = 8.(1865.\sin\alpha + 15,8.\cos\alpha) = (14920.\sin\alpha + 126,4.\cos\alpha), N.$$

Tổng sức cản của hệ thống gồm 5 toa loại 1 T:

$$F_1 = 5.F_{CT1} = 5.(14920.\sin\alpha + 126,4.\cos\alpha) = (74600.\sin\alpha + 632.\cos\alpha), N. \quad (1)$$

b. Tính toán tổng sức cản chuyển động của các toa loại 7,5 T

Hai toa loại 7,5 T cũng được treo lên thanh ray bằng 2 xe treo, mỗi xe treo gồm 4 bánh xe lăn bằng thép có đường kính 118 mm. Tải trọng đặt lên mỗi bánh xe lăn được xác định:

$$P_2 = \frac{g.m_2}{2.4} = \frac{9,81.4450}{8} = 5458, N$$

Tương tự trên ta có tổng sức cản trên một bánh xe lăn được xác định:

$$F_{C2} = P_2 \left(\sin\alpha + \frac{f}{r_2} \cdot \cos\alpha \right) = 5458 \left(\sin\alpha + \frac{0,0005}{0,059} \cdot \cos\alpha \right), N.$$

$$\Leftrightarrow F_{C2} = 5458.\sin\alpha + 46,25.\cos\alpha, N.$$

Tổng sức cản của 2 toa loại 7,5T là:

$$F_2 = 2.2.4.F_{C2} = 16.(5458.\sin\alpha + 46,25.\cos\alpha) = (87328.\sin\alpha + 740.\cos\alpha), N. \quad (2)$$

c. Sức cản từ hệ thống phanh BTs-DUO

Tổng khối lượng của 3 bộ phanh BTs-DUO và các thanh nối của nó là 1500 kg khối lượng trung bình của mỗi bộ phanh là $m_3=500$ kg. Bản thân mỗi bộ phanh được treo lên thanh ray thông qua 4 bánh xe treo bằng thép có đường kính bánh xe 100 mm. Ta xác định được tải trọng đặt lên mỗi bánh xe treo của hệ thống BTs-DUO:

$$P_3 = \frac{g.m_3}{4} = \frac{1500.9,81}{3.4} \approx 1230, N.$$

Tổng sức cản trên một bánh xe lăn của phanh được xác định:

$$F_{C3} = P_3 \left(\sin\alpha + \frac{f}{r_3} \cdot \cos\alpha \right) = 1230 \left(\sin\alpha + \frac{0,0005}{0,05} \cdot \cos\alpha \right), N.$$

$$\Leftrightarrow F_{C3} = 1230.\sin\alpha + 12,3.\cos\alpha, N$$

Tổng sức cản của hệ thống phanh BTs – DUO:

$$F_3 = 3.4.F_{C3} = 12.(1230.\sin\alpha + 12,3.\cos\alpha) \approx (14760.\sin\alpha + 148.\cos\alpha), N. \quad (3)$$

d. Sức cản của đầu tàu và bộ phận kéo

Đầu tàu và bộ phận kéo có tổng khối lượng là 5600 kg (m_4) được treo trên hệ thống gồm 8 giá treo với tổng cộng 10 cặp bánh xe lăn (6 giá treo đơn ứng với 6 cặp bánh chủ động có 1 cặp bánh xe lăn và 2

giá treo kép ở 2 cabin lái có 2 cặp bánh xe lăn). Bánh xe lăn của đầu tàu là bánh thép có đường kính 100 mm. Ta có thể xác định tải trọng trung bình đặt lên mỗi bánh xe lăn của hệ thống giá treo đầu tàu:

$$P_4 = \frac{g.m_4}{10.2} = \frac{9,81.5600}{20} \approx 2750, N.$$

Tổng sức cản trên một bánh xe lăn của phanh được xác định:

$$F_{C4} = P_4 \left(\sin\alpha + \frac{f}{r_4} \cdot \cos\alpha \right) = 2750 \left(\sin\alpha + \frac{0,0005}{0,05} \cdot \cos\alpha \right), N.$$

$$\Leftrightarrow F_{C4} = (2750.\sin\alpha + 27,5.\cos\alpha), N.$$

Tổng sức cản của hệ thống phanh BTs-DUO:

$$F_4 = 10.2.F_{C4} = 20.(2750.\sin\alpha + 27,5.\cos\alpha) = (55000.\sin\alpha + 550.\cos\alpha), N. \quad (4)$$

Ta có tổng sức cản của đoàn tàu:

$$F_{CT} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = (74600.\sin\alpha + 632.\cos\alpha) + (87328.\sin\alpha + 740.\cos\alpha) + (14760.\sin\alpha + 148.\cos\alpha) + (55000.\sin\alpha + 550.\cos\alpha)$$

$$\Leftrightarrow F_{CT} = (231688.\sin\alpha + 2070.\cos\alpha), N. \quad (5)$$

Trên thực tế, tổng sức cản chuyển động của đoàn tàu còn chịu ảnh hưởng của các yếu tố như sức cản trong các ổ trục của bánh xe, sức cản xét đến ảnh hưởng của bề mặt, kết cấu đường ray, điều kiện môi trường làm việc ... Tổng sức cản tăng thêm được đặc trưng bằng hệ số tăng sức cản k, xác định bằng thực nghiệm có $k \approx 1,2$. Ta có tổng sức cản thực tế của đoàn tàu:

$$F_C = k.F_{CT} = 1,2.(231688.\sin\alpha + 2070.\cos\alpha) = 278025,6.\sin\alpha + 2484.\cos\alpha, N.$$

Để đoàn tàu có thể vận hành thì tổng lực cản phải nhỏ hơn lực kéo làm việc của đầu tàu (F_k), ta có: $F_C \leq F_k$ hay:

$$278025,6.\sin\alpha + 2484.\cos\alpha \leq 120000 N. \quad (6)$$

Giải phương trình trên ta có giá trị $\alpha_{\max} = 25,01^\circ$. Như vậy góc dốc lớn nhất mà đoàn tàu có thể vượt được là $25,01^\circ$.

2. Kết luận

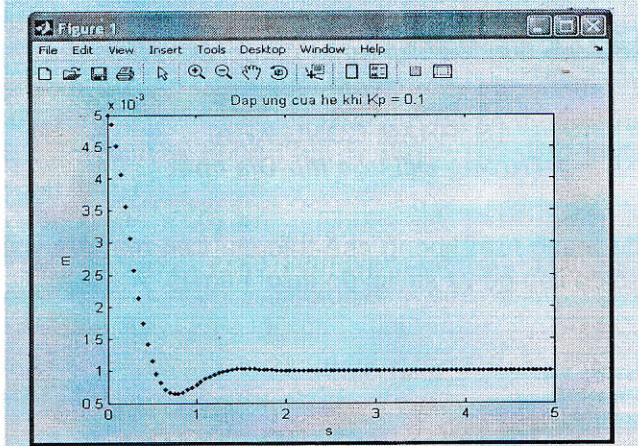
❖ Với mức tải trọng yêu cầu của mỗi chuyến vận tải là 18 tấn, hệ thống vận tải monoray cho phép vận tải hàng hóa với góc dốc tối đa của tuyến đường vận tải là $25,01^\circ$.

❖ Từ giá trị góc dốc tối đa ta có thể thiết kế tuyến vận tải, mở rộng phạm vi hoạt động của thiết bị phù hợp với điều kiện thực tế trong mỏ Nam Mầu và có thể xem xét áp dụng thiết bị cho các mỏ hầm lò khác ở Việt Nam. □

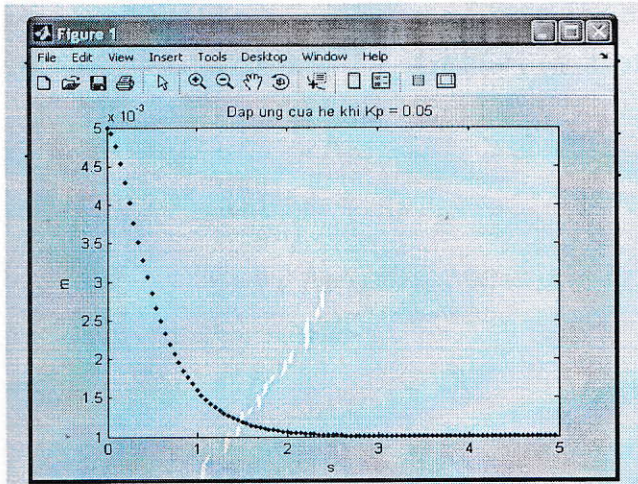
(Xem tiếp trang 5)

3.2. Chương trình trên Simulink

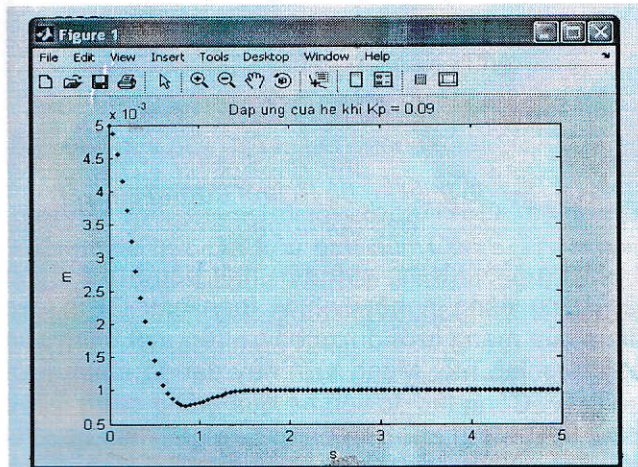
Với các kết quả thu được khi thay đổi hệ số của bộ điều khiển tỷ lệ, khi hệ số của bộ điều khiển tỷ lệ càng lớn, làm cho tín hiệu điều khiển thay đổi nhanh, thời gian quá độ và sai lệch điều khiển tăng (xem H.7, 8, 9).



H.7. Đáp ứng của hệ khi $K_p=0.1$



H.8. Đáp ứng của hệ khi $K_p=0.05$



H.9. Đáp ứng của hệ khi $K_p=0.09$

4. Kết luận

Bài báo đã trình bày chi tiết các bước cũng như thuật toán, chương trình và kết quả trên Matlab cho bài toán xây dựng bộ điều khiển số sử dụng bộ điều khiển tỷ lệ cho đối tượng động cơ trục vít trong hệ điều khiển máy cán thép trong công nghiệp. Một số bộ điều khiển khác cho các đối tượng công nghiệp cụ thể cũng như trình tự các bước xây dựng và chương trình sẽ được tác giả giới thiệu trong các bài báo tới. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Farid Golnaraghi, Benjamin C. Kuo, Automatic Control Systems, John Wiley & Sons Ltd.
2. Chi-Tsong Chen, Analog and Digital Control System Design: Transfer-Function, State-Space, and Algebraic Methods, Saunders College Publishing/Harcourt Brace, 1993.

Người biên tập: Đào Đức Tạo

SUMMARY

The design of a digital control and the examination of its control quality play an important role in problems of making controls for objects in automation of production process. This paper presents in detail the problem of making and verifying digital control for objects which are steel-rolling process in industry on Matlab.

TÍNH TOÁN KHẢ NĂNG VƯỢT DỐC...

(Tiếp theo trang 11)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Văn Kháng. Máy và tổ hợp thiết bị vận tải mỏ. NXB Khoa học Kỹ thuật. 2005.
2. Nguyễn Trọng. Cơ học lý thuyết. NXB Khoa học Kỹ thuật. 2006.
3. Các tài liệu liên quan về monoray.

Người biên tập: Đào Đức Tạo

SUMMARY

This article introduces an advanced method to calculate climbing ability of suspended mining train on monorail system.