

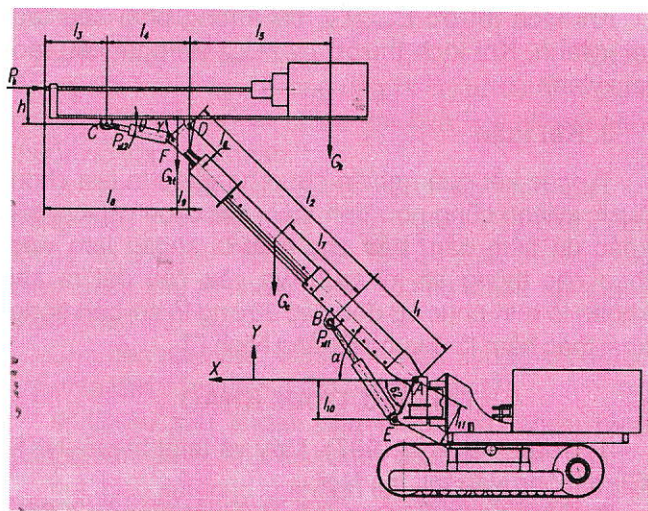
NGHIÊN CỨU TÍNH CHỌN XY LANH HẠ CẦN CỦA MÁY KHOAN ĐỂ THI CÔNG ĐƯỜNG LÒ CƠ BẢN TẠI QUẢNG NINH

TS. ĐINH VĂN CHIẾN - Trường Đại học Mỏ-Địa chất
KS. LÊ QUÍ CHIẾN - Trường Đại học Công nghiệp Quảng Ninh

Theo chiến lược phát triển ngành than đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2020, sản lượng than khai thác hầm lò khoảng 50 triệu tấn, chiếm tỉ lệ ngày càng lớn. Để đạt mục tiêu, ngành than phải đẩy mạnh việc thi công đào các đường lò cơ bản phục vụ cho công tác khai thác và Tập đoàn TKV đã thành lập thêm các Công ty xây dựng mỏ. Hiện nay, thi công các đường lò cơ bản trong ngành than chủ yếu dùng công nghệ khoan nổ mìn. Việc tính toán, lựa chọn một số thông số hợp lý và bộ phận máy khoan dùng trong công tác khoan là việc làm cần thiết, góp phần tăng năng suất, tăng tuổi thọ của chi tiết và máy khoan. Trong bài báo này, nhóm tác giả đề cập đến việc tính toán, lựa chọn xylanh nâng cần của thiết bị khoan trong thi công đường lò cơ bản phục vụ khai thác hầm lò vùng Quảng Ninh.

1. Mô hình tính toán

Để tính chọn xylanh thủy lực cũng như tính bền cho các chi tiết, cụm chi tiết thiết kế ta dựa vào mô hình tính toán như trong H.1.



H.1. Sơ đồ lực tác dụng lên hệ cần thiết bị khoan

2. Nội dung tính toán:

Thiết lập quan hệ giữa các ngoại lực và nội lực trên các xylanh, trên các khâu khớp qua góc

ngiên của cần. Sau đó, khảo sát các nội lực theo các góc nghiêng để tìm ra các giá trị lớn nhất của các nội lực này.

Mô hình tính toán (H. 2) bao gồm:

❖ Các ngoại lực: $G_k=1000$ N - Trọng lượng đầu khoan; $G_{tt}=1966$ N-Trọng lượng thanh trượt (cụm dẫn dẫn tiến); $G_c=1590$ N - Trọng lượng toàn bộ cần; $P_k=9000$ N - Phản lực từ đất đá tác động lên mũi khoan;

❖ Các nội lực: P_{xl1} - Lực mà xylanh nâng cần phải chịu; P_{xl2} -Lực mà xylanh nâng thanh trượt phải chịu; X_D - Lực theo phương X của khớp tại điểm D; Y_D - Lực theo phương Y của khớp tại điểm D; X_A - Lực theo phương X của khớp tại điểm A; Y_A - Lực theo phương Y của khớp tại điểm A.

❖ Tách khớp tại D. Lấy tổng mômen tại D ta có:

$$\sum M_D=0 \Rightarrow G_k \cdot l_5 + P_k \cdot h - G_{tt} \cdot l_9 - P_{xl2} \cdot l_4 \sin \theta = 0$$

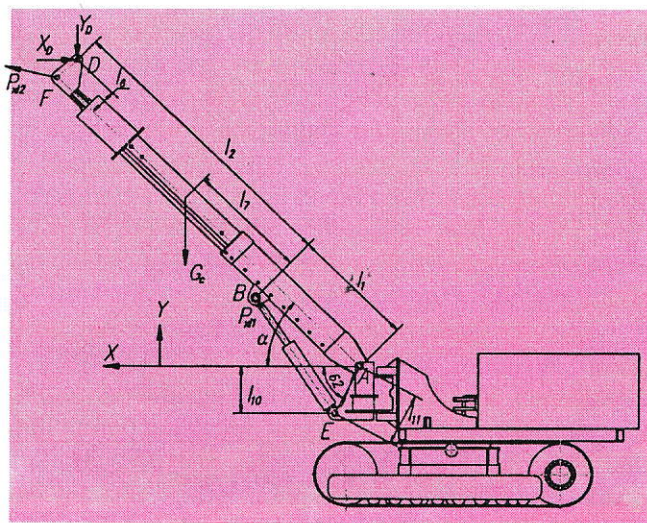
$$\Rightarrow P_{xl2} = P_{xl2} = \frac{[P_k \cdot h + G_k \cdot l_5 - G_{tt} \cdot l_9]}{l_4 \cdot \sin \theta}$$

$$\sum X=0 \Rightarrow X_D - P_k - P_{xl2} \cdot \cos \theta = 0 \Rightarrow X_D = P_k + P_{xl2} \cdot \cos \theta;$$

$$\sum Y=0 \Rightarrow Y_D - G_k - P_{xl2} \cdot \sin \theta - G_{tt} = 0 \Rightarrow$$

$$Y_D = G_k + P_{xl2} \cdot \sin \theta + G_{tt};$$

Xét hệ thanh cần, sơ đồ lực tác dụng lên hệ cần giá khoan được mô tả trên H.2.



H. 2. Sơ đồ lực tác dụng lên hệ cần giá khoan

Lấy tổng mômen tại A ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow$$

$$P_{X11} \cdot l_1 \cdot \sin \psi - P_{X12} \cdot (l_1 + l_2) \cdot \sin \varphi - G_c \cdot (l_1 + l_7) \cdot \cos \alpha - Y_D \cdot (l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha + X_D \cdot [(l_1 + l_2) \sin \alpha + l_6 \cdot \sin \theta] = 0; \Rightarrow$$

$$P_{X11} = \frac{P_{X12} \cdot (l_1 + l_2) \sin \alpha + l_6 \cdot \sin \theta \sin \varphi + G_c \cdot (l_1 + l_7) \cdot \cos \alpha}{l_1 \cdot \sin \psi} + \frac{Y_D \cdot (l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha - X_D \cdot [(l_1 + l_2) \sin \alpha + l_6 \cdot \sin \theta]}{l_1 \cdot \sin \psi}$$

$$\sum X = 0 \Rightarrow X_A - X_D - P_{X11} \cdot \cos(\alpha + \psi) - P_{X12} \cdot \cos \theta = 0$$

$$\Rightarrow X_A = P_{X11} \cdot \cos(\alpha + \psi) + P_{X12} \cdot \cos \theta + X_D$$

$$\sum Y = 0 \Rightarrow Y_A + Y_D + G_c - P_{X11} \cdot \sin(\alpha + \psi) - P_{X12} \sin \theta = 0$$

$$\Rightarrow Y_A = P_{X11} \cdot \sin(\alpha + \psi) + P_{X12} \sin \theta - Y_D - Y_c$$

Trong đó: θ - Góc tạo bởi xylanh nâng thanh trượt và thanh trượt;

$$\theta = \arcsin\left(\frac{l_6 \cdot \cos \alpha}{CF}\right); \psi = \arcsin\left(\frac{l_{11}}{EB \cdot \sin(\alpha + 62^\circ)}\right);$$

ψ - Góc tạo bởi xylanh nâng cần và cần.

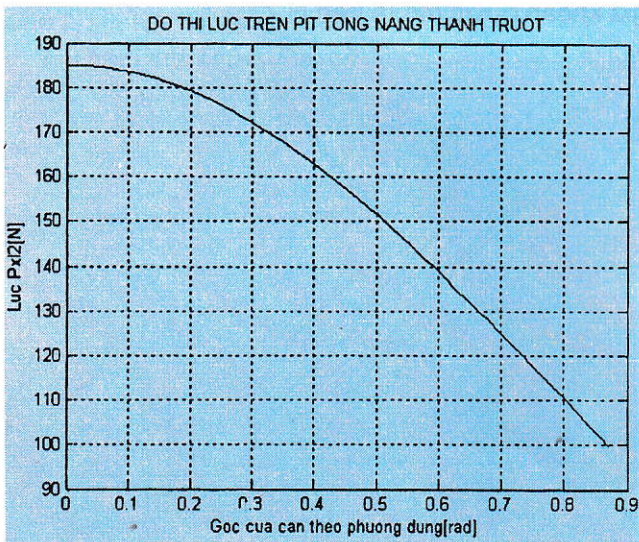
Ở đây:

$$CF = CF = \sqrt{l_4^2 + l_6^2 - 2 \cdot l_4 \cdot l_6 \cdot \cos \alpha} \text{ và}$$

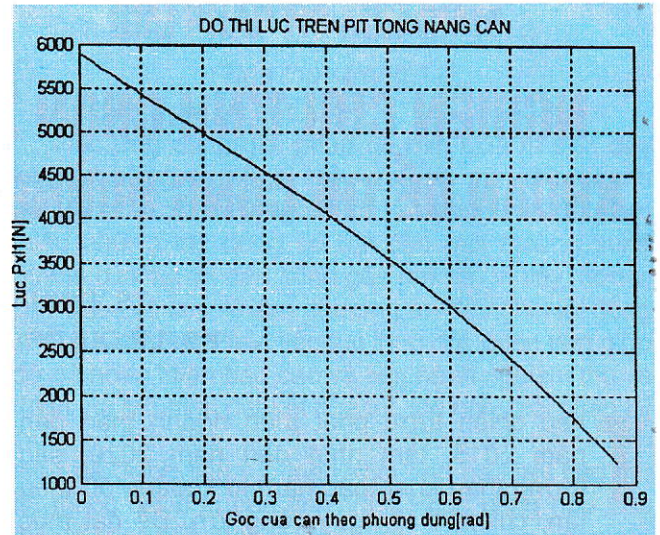
$$EB = \sqrt{l_{11}^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_{11} \cdot l_1 \cdot \cos(\alpha + 62^\circ)};$$

$\varphi = (\alpha - \theta)$ - Góc tạo bởi xylanh nâng thanh trượt và cần; $\gamma = 90^\circ - \alpha$: Góc tạo bởi khớp quay trên và thanh trượt; $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$: Góc quay của cần so với phương ngang; $l_1 = 0,82$ m; $l_2 = 1,70$ m; $l_3 = 1,0$ m; $l_4 = 0,45$ mm; $l_5 = 0,84$ m; $l_6 = 0,177$ m; $l_7 = 0,44$ m; $l_8 = 1,25$ m; $l_9 = 0,26$ m; $l_{10} = 0,269$ m; $l_{11} = 0,32$ m; $h = 0,25$ m.

Dùng phần mềm Matlab để khảo sát giá trị lực tại các vị trí làm việc của thiết bị khoan theo sự thay đổi góc làm việc α , ta có thể tìm ra vị trí làm việc có giá trị lực tác dụng lên các chi tiết và cụm chi tiết của thiết bị công tác là lớn nhất.



H. 3. Đồ thị lực trên xylanh nâng thanh trượt



H.4. Đồ thị lực trên xylanh nâng cần

H.3 và H.4 mô tả đồ thị lực trên xylanh nâng thanh trượt $P_{X12} = f(\alpha)$ và xylanh nâng cần $P_{X11} = f(\alpha)$ thay đổi theo góc nghiêng cần α .

Từ kết quả khảo sát ta thấy: tại $\alpha = 0^\circ$ thì các đại lượng tính toán có giá trị P_{X11} , P_{X12} , X_D , X_A , Y_D đạt giá trị max (trừ trường hợp của Y_A đạt max tại $\alpha = 19^\circ$). Dưới đây là kết quả tính toán các giá trị lực lớn nhất trên các khớp và các xylanh nâng thanh trượt, nâng cần: $P_{X12\max} = 184,9$ N; $X_{D\max} = 844,3$ N; $Y_{D\max} = 817,9$ N; $X_{A\max} = 5609,7$ N; $Y_{A\max} = 1273$ N; $P_{X11\max} = 5895$ N.

Sau khi có được chiều dài làm việc của các xylanh, kết hợp với kích thước cấu tạo của xylanh chuẩn và hành trình làm việc, chọn xylanh theo cách tính như sau: hành trình xylanh $L_{\text{hành trình}} = 1/2 (L_{\max} - L_{\text{cấu tạo}})$; kích thước $L_{XL} = (L_{\text{hành trình}} + L_{\text{cấu tạo}})$.

Khi kích thước $L_{\min} \geq L_{XL}$ thì không phải cấu tạo lại xylanh. Khi kích thước $L_{XL} < L_{\min}$ thì phải cấu tạo lại xylanh.

3. Kết luận

Từ các kết quả nghiên cứu cho phép ta lựa chọn được xylanh cũng như tính toán, lựa chọn các chi tiết khác đủ bền, đảm bảo cho thiết bị khoan làm việc theo các thông số kỹ thuật và yêu cầu đặt ra khi khoan lỗ mìn phục vụ đào các đường lò cơ bản trong khai thác hầm lò ở vùng Quảng Ninh. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Đoàn Văn Kỳ (1997), Máy và thiết bị mỏ, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.
2. Cẩm nang Công nghệ và Thiết bị mỏ (2006), Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
3. Vũ Liêm Chính (2002), Cơ sở Thiết kế máy xây dựng, Nhà xuất bản Xây dựng.

(Xem tiếp trang 18)

Bảng 3.

Thời điểm	Sự kiện
Xảy ra ngắt INT2	Xóa giá trị tức thời Timer3 (TMR3=0)
$TMR3=\pi/6+\alpha$	Phát xung T5
$TMR3=7\pi/6+\alpha$	Phát xung T2

Ưu điểm của bộ điều khiển này là ta không cần quan tâm đến thứ tự pha của điện áp nguồn mà vẫn có thể đưa ra trình tự cấp xung chính xác cho các tiristor của mạch công suất. Đây là phương pháp được các hãng chế tạo của nhiều nước phương Tây hay sử dụng.

Kết quả mô phỏng: Cả hai phương pháp tạo xung ở trên đều cho các kết quả mô phỏng giống nhau.

Kết luận: Trên cơ sở nghiên cứu, ứng dụng vi điều khiển trong xây dựng bộ điều khiển cho hệ truyền động của máy xúc EKG-10 chúng tôi đã thu được kết quả tốt, được kiểm nghiệm qua nhiều lần mô phỏng trên phần mềm Proteus V7.5.

Giải pháp ứng dụng vi điều khiển làm cho việc xây dựng thuật toán điều khiển linh hoạt, mềm dẻo, độ chính xác cao, khả năng chống nhiễu tốt, và dễ dàng tự động hóa.

Bên cạnh đó, việc mô phỏng cũng giúp xác định tham số tối ưu cho bộ điều khiển, mở ra khả năng hoàn thiện trong thiết kế, chế tạo và vận hành máy xúc nhằm nâng cao năng suất lao động và hiệu quả kinh tế cho ngành khai thác khoáng sản Việt Nam. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Lê Văn Doanh. Kỹ thuật vi điều khiển. NXB KHKT, Hà Nội 1998;
2. Thái Duy Thức. Cơ sở lý thuyết truyền động điện tự động. NXB GTVT, Hà nội.
3. Võ Minh Chính, Phạm Quốc Hải, Trần Trọng Minh. Điện tử công suất, NXB KHKT, Hà Nội 2008;
4. E. L. Grekov. Hướng dẫn sử dụng bộ ПТЭМ-2P- 22Л (661.000.000-01PЭ); 2005.

Người biên tập: Đào Đắc Tạo

SUMMARY

In this paper, the author introduces some research results of microchip PIC18F452 application to the pulsed generating system for the thyristor rectifier in electro-driving unit of Russian EKG-10 excavator.

GIẢI PHÁP NỔ MÌN GIẢM...

(Tiếp theo trang 11)

6. Kiến nghị và kết luận

Việc ứng dụng giải pháp nổ mìn đưa ra trên đây không những mang lại hiệu quả nổ mìn cho doanh nghiệp mà còn có ý nghĩa rất lớn trong vấn đề giảm thiểu những tác động có hại đến môi trường xung quanh của người dân sống gần mỏ đá. Vì vậy, đơn vị chủ quản và chủ nhiệm phương án đề nghị Hội đồng KHCN tỉnh Vĩnh Phúc tiếp tục theo dõi, quan tâm giúp đỡ để hoàn thiện báo cáo và tiến hành nghiệm thu và đánh giá Mô hình đạt kết quả tốt. Đề nghị giải pháp kỹ thuật nổ mìn trên đây được trở thành mô hình nhân rộng để được tiếp tục triển khai cho hầu hết các mỏ đá thuộc địa bàn của tỉnh Vĩnh Phúc cũng như các mỏ đá khác trên toàn quốc. □

Người biên tập: Hồ Sỹ Giao

SUMMARY

The demands of using the construction materials increase very much in the different provinces of Vietnam. So that, the exploitation construction material mines which are operating near the population zones have influenced very much on the population living around ones. The paper introduces the results using the method differential blasting with different diameter explosive charge to bring economical efficiency and decrease the seismic action on the environment.

NGHIÊN CỨU TÍNH CHỌN...

(Tiếp theo trang 20)

4. Nguyễn Văn Cận và NNK (1998), Sức bền vật liệu; NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.
5. Đào Công Hiến (2009), Báo cáo đề tài: Nghiên cứu thiết kế thiết bị khoan thi công đường hầm quân sự khẩu độ vừa và nhỏ; Bộ Tư lệnh Công binh.

Người biên tập: Đào Đắc Tạo

SUMMARY

The calculation on the selecting of drilling equipments, using in road heading at the underground mines is complicated, including a lot of stages for many parts and their combinations. The paper represents research results on the calculating for lifting cylinder selection to the mining drilling machines.