

XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC CHO CƠ CHẾ ẮN MŨI KHOAN TRÊN MÁY KHOAN XOAY CẦU СБШ-250МН

PHẠM THANH LIÊM

Viện Khoa học Công nghệ Mỏ-Vinacomin

HÀ THỊ CHÚC

Trường Đại học Mỏ-Địa Chất

E-mail: phamthanhliem1982@gmail.com

Khi khoan, có hai thông số ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình khoan là tốc độ quay và lực ấn mũi khoan [1]. Để thực hiện điều khiển cũng như xây dựng mô hình mô phỏng hai quá trình này, trước tiên chúng ta cần xây dựng mô hình toán học về quá trình hoạt động của chúng. Trong bài báo này chúng tôi trình bày về kết quả xây dựng mô hình toán cho cơ chế ấn mũi khoan và các phương trình toán học về quá trình vật lý trong các cơ cấu thành phần của nó. Ta phân chia cơ cấu ấn mũi khoan trên máy khoan xoay cầu thành ba phần: Hệ thống cáp treo-ròng rọc bội suất bốn; đường ống (nối từ bơm đến xi lanh) và xi lanh thủy lực; bơm thủy lực với động cơ điện.

1. Hệ thống cáp treo-ròng rọc bội suất bốn

Cơ chế ấn mũi khoan được đảm bảo nhờ hệ ròng rọc bội suất 4 (hình H.1). Từ đó, ta nhận được các phương trình, mô tả liên hệ về lực và quãng đường di chuyển của mũi khoan dưới tác động của xi lanh như sau:

Phương trình lực:

$$F_A = 4 \cdot F_B \quad (1)$$

Trong đó: F_A - Lực tác dụng tại điểm A; F_B - Lực tác dụng tại điểm B.

Phương trình quãng đường:

$$\varepsilon_A = (\varepsilon_B / 4) \quad (2)$$

Trong đó: ε_A - Quãng đường di chuyển của điểm A;

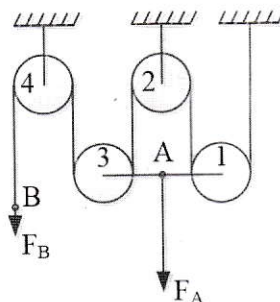
ε_B - Quãng đường di chuyển của điểm B.

2. Đường ống và xy lanh thủy lực

Sơ đồ chức năng của cơ cấu dẫn động với chuyển động trực tiếp của thanh đẩy mô tả trong hình H.2. Đến thành phần của cơ cấu dẫn động trong pít tông S, xy lanh với hai khoang lưu thông, V_1 và V_2 và cần pít tông W.

Khi mô tả về cơ cấu dẫn động tác động hai chiều với chuyển động trực tiếp của thanh chúng ta chấp nhận các giả thiết sau:

- Cơ cấu dẫn động được gắn cứng trên bệ;
- Đàn hồi của cần pít tông và đàn hồi dọc của xy lanh là không đáng kể;
- Trong hệ thống dẫn động thủy lực, chất lỏng tuần hoàn nén được với suất đàn hồi thể tích β ;
- Áp suất p_1 trong khoang V_1 và áp suất p_2 trong khoang V_2 ;
- Sự rò rỉ của chất lỏng làm việc từ khoang xi lanh sang khoang khác là không đáng kể;
- Bỏ qua quá trình quá độ do van khóa 3M10 sinh ra trong quá trình hoạt động.



H.1. Mô hình hệ ròng rọc bội suất bốn

2.1. Trường hợp 1 - Khi chỉ sử dụng một bơm H11

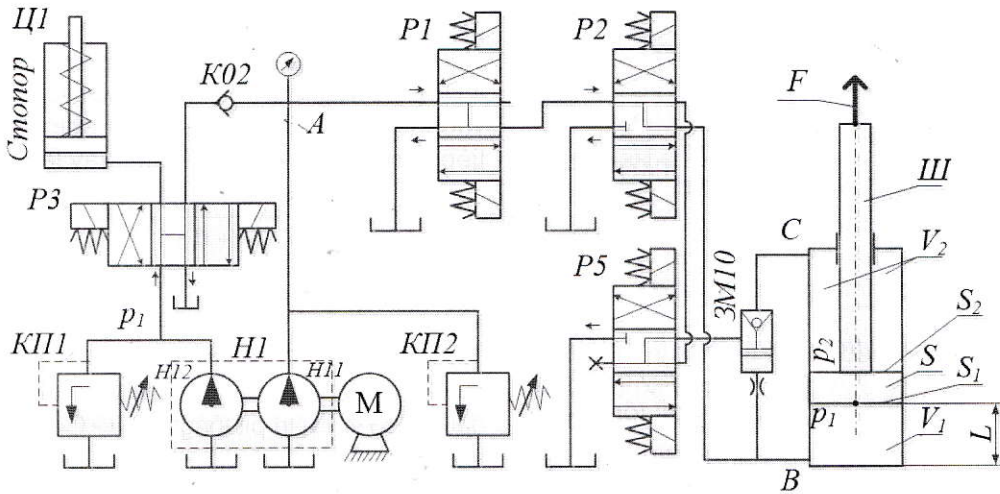
Phương trình lưu lượng của chất làm việc trong các đoạn ống dẫn với tính đến độ nén của chất lỏng làm việc có dạng:

$$Q_{H11A} = \beta \cdot S_0 \cdot L_{H11A} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (3)$$

$$Q_{AB} = \beta \cdot S_0 \cdot L_{AB} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (4)$$

Trong đó: $\beta \cdot S_0 \cdot L_{H11A} \cdot (dp_1/dt)$, $\beta \cdot S_0 \cdot L_{AB} \cdot (dp_1/dt)$ - Các tham số tính đến sự thay đổi mật độ của chất lỏng;

L_{AB} - Độ dài đoạn ống AB; L_{H11A} - Độ dài đoạn ống H_{11A} ; S_0 - Diện tích lòng trong của ống dẫn.



H.2. Cơ cấu dẫn động với thanh tác động trực tiếp

Phương trình lưu lượng của chất lỏng làm việc từ khoang thứ nhất có tính đến độ nén của chất lỏng làm việc có dạng:

$$Q_1 = S_1 \cdot \frac{dL}{dt} + \beta \cdot S_1 \cdot (L + \varepsilon_L) \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (5)$$

Trong đó: $S_1 \cdot (dL/dt)$ - Tham số, có tính đến chuyển động của pít tông; $\beta \cdot S_1 \cdot (L + \varepsilon_L) \cdot (dp_1/dt)$ - Tham số tính đến sự thay đổi mật độ của chất lỏng; S_1 - Diện tích pít tông khoang thứ nhất; L - Khoảng cách ban đầu của cần pít tông III; ε_L - Khoảng cách di chuyển của cần pít tông so với vị trí ban đầu.

Khi tính đến tốc độ không cao của cơ cấu dẫn động, dòng chất lỏng trong khoang thứ nhất có thể được coi là chảy tầng, do đó có thể viết phương trình liên tục cho chúng:

Phương trình lưu lượng của hệ thống được tạo ra từ bơm H11 có dạng:

$$Q_{H11} = Q_{H11A} + Q_{AB} + Q_1, \\ Q_{H11} = \beta \cdot [S_0 \cdot L_{H12A} + S_0 \cdot L_{AB} + S_1 \cdot (L + \varepsilon_L)] \cdot (dp_1/dt) + S_1 \cdot (dL/dt) \quad (6)$$

$$\text{Phương trình lực có dạng:} \\ F = (S_1 p_1 - S_2 p_2 - F_1 - mg) \quad (7)$$

Trong đó F - Lực, tác dụng từ xy lanh đến mũi khoan, F_1 - Lực ma sát của xy lanh với pít tông, m - Khối lượng của cần pít tông và pít tông, g - Gia tốc trọng trường của trái đất. Trong quá trình vận hành $p_2 \approx 0$.

Từ các phương trình (6), (7) có thể nhận được hệ phương trình trong sai lệch:

$$a_{11} \delta_{QH11} = a_{12} \delta_{p1} + a_{13} \delta_L \quad (8)$$

$$a_{21} \delta_F = a_{22} \delta_{p1} - a_{23}$$

Trong (8) các tham số a_{11} được xác định bằng các phụ thuộc: $a_{11}=1$; $a_{12}=\beta \cdot [S_0 \cdot L_{H11A} + S_0 \cdot L_{H11A} + S_1 \cdot (L + \varepsilon_L)]$; $a_{13}=S_1$; $a_{21}=1$; $a_{22}=S_1$; $a_{23}=(F_1 + mg)$.

Hệ phương trình (8) có thể cho phép xác định tương đối đầu ra (có thể điều chỉnh) của các tham số δ_L , δ_F .

2.2. Trường hợp 2 - Khi sử dụng cả hai bơm H11 và H12

Tương tự như trường hợp 1, ta có thể nhận được hệ phương trình trong sai lệch:

$$a_{11} \delta_{QH11} = a_{12} \delta_{p1} + a_{13} \delta_L \quad (9)$$

$$a_{21} \delta_F = a_{22} \delta_{p1} - a_{23}$$

Trong (9) các tham số a_{11} , a_{12} , a_{13} , a_{21} , a_{22} , a_{23} được xác định bằng các phụ thuộc:

$$a_{11}=1; \\ a_{12}=\beta \cdot [S_0 \cdot L_{H12A} + S_0 \cdot L_{H11A} + S_0 \cdot L_{AB} + S_1 \cdot (L + \varepsilon_L)]; \\ a_{13}=S_1; a_{21}=1; a_{22}=S_1; a_{23}=(F_1 + mg)$$

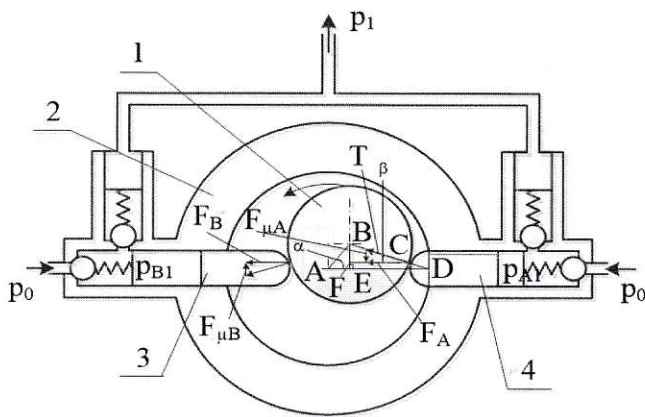
Hệ phương trình (9) cho phép xác định một cách tương đối đầu ra (có thể điều chỉnh) của các tham số δ_L , δ_F .

3. Bơm thủy lực với động cơ điện

Xem xét bơm thủy lực pít tông hướng trục trong hình H.3. Bơm thủy lực bao gồm một khối quay (1) gắn trên trục lệch tâm, khoảng cách e giữa hai tâm quay A và tâm của khối B, thân bơm (2) và các pít tông (3) và (4). Khi thiết lập mô hình của bơm thủy lực, bài báo chỉ trình bày ngắn gọn các kết quả. Ở đây sử dụng các giả định sau:

- Chất lỏng là không nén được;
- Ảnh hưởng về độ đàn hồi của thành ống là không đáng kể.

Nếu áp suất trong khoang hút vào của pít tông (4) bằng p_A , thì trên pít tông có diện tích S_A tác động một lực F_A , lực này được phân tách thành phần pháp tuyến $T=F_A/\cos\beta$ và tiếp tuyến $F_{\mu A}=F_A \tan\beta$ của tập hợp.



H.3. Sơ đồ phân bố lực trong bơm thủy lực H403E:
A - Tâm quay của trục bơm; B - Tâm quay của khối lệch tâm; D - Tâm của hình cầu đầu pít tông (4)

Lực pháp tuyến được cân bằng bởi phản lực trong gối tựa của trục đầu ra, còn lực tiếp tuyến tạo ra mô men cân, bằng:

$$\mu_A = \pi \frac{d_A^2}{4} p_A \cdot \text{tg} \left[\arcsin \left[\frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] \right] \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] + e \cdot \cos(\alpha + \psi) \right\}. \quad (12)$$

Ngoài ra, do ma sát tại vị trí tiếp xúc chúng ta còn có lực ma sát tạo ra mô men cản:

$$\mu_{msA} = K_A \cdot \pi \frac{d_A^2}{4} p_A \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] + e \cdot \cos(\alpha + \psi) \right\}. \quad (13)$$

Trong đó: μ_{msA} - Mô men tạo ra trên trục bơm do lực ma sát với pít tông 4; K_A - Hệ số ma sát tại

điểm tiếp xúc với pít tông (4).

Tương tự tính toán với pít tông (3) ta có:

$$\mu_B = \pi \frac{d^2}{4} p_B \cdot \text{tg} \left[\arcsin \left[\frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d + d_r)} \right] \right] \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d + d_r)} \right] - e \cdot \cos(\alpha + \psi) \right\}, \quad (14)$$

$$\mu_{msB} = K_B \cdot \pi \frac{d^2}{4} p_B \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] - e \cdot \cos(\alpha + \psi) \right\}. \quad (15)$$

Trong đó: μ_{msB} - Mô men tạo ra trên trục bơm do lực ma sát với pít-tông pít tông (3); K_B - Hệ số ma sát tại điểm tiếp xúc với pít tông (3).

Trong cùng một thời điểm, trên trục bơm tác động cùng lúc hai lực lên hai pít tông (3) và (4) có hai quá trình: Quá trình hút và quá trình đẩy.

Do đó, mô men cân trên trục được tạo ra bởi các cặp pít tông, khi mô men này nằm dưới áp suất p_A và p_B có tính đến lực ma sát có dạng:

$$\mu(t) = \sum_{i=1}^n [\mu_A(t) + \mu_{msA}(t) + \mu_B(t) + \mu_{msB}(t)] \quad (16)$$

Thay các giá trị đã tính toán vào ta có:

$$\begin{aligned} \mu(t) = & \sum_{i=1}^n \left\{ \pi \frac{d^2}{4} p_A \cdot \text{tg} \left[\arcsin \left[\frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] \right] \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] + e \cdot \cos(\alpha + \psi_i) \right\} + \right. \\ & + K_A \cdot \pi \frac{d^2}{4} p_A \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] + e \cdot \cos(\alpha + \psi_i) \right\} + \\ & + \pi \frac{d^2}{4} p_B \cdot \text{tg} \left[\arcsin \left[\frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] \right] \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] - e \cdot \cos(\alpha + \psi_i) \right\} + \\ & \left. + K_B \cdot \pi \frac{d^2}{4} p_B \cdot \left\{ \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right] - e \cdot \cos(\alpha + \psi_i) \right\} \right\} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\mu_A = \pi \frac{d_A^2}{4} p_A \cdot \text{tg}(\beta) (FC + AE). \quad (10)$$

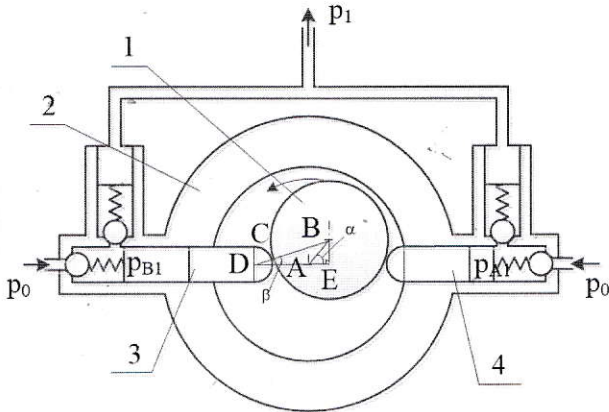
Trong đó: μ_A - Mô men cân trên trục được tạo ra từ pít tông (4); $(AE+FC)$ - Bán kính quay tại điểm làm việc hiện tại của bơm tương đối với pít tông (4); AE - Đoạn thẳng trên hình H.3 với E là chân đường vuông góc hạ từ B ; FC - Đoạn thẳng, với C là điểm tiếp xúc của pít tông và khối quay lệch tâm. Từ đây:

$$\beta = \arcsin \left[\frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right]; \quad AE = e \cdot \cos(\alpha + \psi).$$

$$FC = \frac{d_r}{2} \cos \left[\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d_A + d_r)} \right]; \quad (11)$$

Trong đó: e - Khoảng lệch tâm, tương đối của trục quay của bơm với tâm của khối quay; α - góc quay của trục đầu ra, so với vị trí pít tông (4); ψ - Góc đặt đầu tiên của khối lệch tâm, so với vị trí đặt pít tông A (trong trường hợp đang xem xét $\psi=0$); d_A - Đường kính của xy lanh (4) $d_A=d_B=d$. Thay (11) vào (10) ta được:

Xác định đặc tính lưu lượng của bơm (xem H.4).



H.4. Quỹ đường di chuyển của pít tông (3) trong quá trình xả

Cùng một thời điểm, trong một cặp xi-lanh chỉ có một xy lanh ở chu kỳ xả, vì vậy thể tích của cặp xi-lanh thứ i được xác định theo biểu thức:

$$V(t) = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (18)$$

Trong đó: V - Thể tích đầu ra của bơm; V_i - Thể tích làm việc của xy lanh xả trong cặp xy lanh thứ i.

Căn cứ tính toán theo hình H.4. thì thể tích làm việc của xy lanh xả trong cặp xy lanh thứ i được xác định dưới dạng:

$$V = S \cdot \varepsilon_D. \quad (19)$$

Ở đây: S - Diện tích tiết diện của xy lanh (được coi là bằng nhau đối với tất cả xy lanh); ε_D - Quỹ đường di chuyển của xy lanh trong chu kỳ xả.

$$\varepsilon_D = AD - AD_0, \quad (20)$$

Trong đó: AD - Khoảng cách tương đối của pít tông 3 so với tâm quay A; AD_0 - Giá trị độ lớn khoảng cách tại điểm ban đầu của pít tông (3) so với điểm A.

$$AD = BD \cdot \cos\left(\arcsin \frac{AB \sin(\alpha + \psi)}{BD}\right) - AB \cdot \cos(\alpha + \psi). \quad (21)$$

Từ (20) ta có:

$$AD = \frac{d + dr}{2} \cdot \cos\left(\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{(d + dr)/2}\right) - e \cdot \cos(\alpha + \psi), \quad (22)$$

$$AD_0 = 0,5 \cdot (d + dr) - e. \quad (23)$$

Từ (19), (20), (22) và (23) ta có:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot \frac{d + dr}{2} \cdot \cos\left(\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi)}{0,5 \cdot (d + dr)}\right) - e \cdot \cos(\alpha + \psi) - \frac{d + dr}{2} + e. \quad (24)$$

Thay (23) vào (17) ta có:

$$V(t) = \sum_{i=1}^n \left[\pi \frac{d^2}{4} \cdot \frac{d + dr}{2} \cdot \cos\left(\arcsin \frac{e \cdot \sin(\alpha + \psi_i)}{0,5 \cdot (d + dr)}\right) - e \cdot \cos(\alpha + \psi) - \frac{d + dr}{2} + e \right]. \quad (25)$$

4. Kết luận

Nghiên cứu xây dựng mô hình toán học cho cơ chế ấn mũi khoan có thể đưa ra những kết luận sau:

➢ Từ mô hình toán học của cơ cấu dẫn động với hành trình trực tiếp của cần pít tông có thể nhận được hệ phương trình, mô tả quá trình động học của cơ cấu dẫn động;

➢ Sử dụng mô hình toán học của cơ cấu bơm thủy lực pít tông hướng trục có thể mô tả được quá trình động học trong bơm thủy lực, xây dựng được mối quan hệ động cơ điện với bơm thủy lực và quá trình điều khiển bơm thủy lực bằng động cơ điện;

➢ Xây dựng mô hình toán học của bơm thủy lực được dẫn động bằng truyền động điện, qua hộp số cơ học hoặc trực tiếp có thể nhận được hệ phương trình, mô tả động học của các quá trình trong cơ cấu dẫn động;

➢ Xây dựng mô hình toán học với hệ các phương trình tuyến tính để định dạng hoạt động của cơ chế ấn mũi khoan có thể sử dụng để thiết lập hệ thống điều khiển. □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Лиём Ф.Т. Разработка системы автоматического управления скоростью вращения и подачи долота бурового станка СБШ-250МН-32Т // Ф.Т. Лиём // Известия ТулГУ. Технические науки. 2020. Вып. 6. - С. 170 - 175.
2. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для вузов / Т.М. Башта [и др.]. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
3. Lê Kinh Thanh. Giáo trình thủy khí động lực kỹ thuật. Trường Đại học Mở-Địa chất, Hà Nội, 2003, 213 trang.
4. Lê Xuân Hòa, Nguyễn Thị Bích Ngọc. Bơm quạt và máy nén. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội, 2015, 247 trang.

Ngày nhận bài: 26/06/2020

Ngày gửi phản biện: 15/07/2020

Ngày nhận phản biện: 24/07/2020

Ngày chấp nhận đăng bài: 10/08/2020

Từ khóa: máy khoan, tốc độ đẩy choàng khoan, cơ chế đẩy mũi khoan, mô hình toán học, hệ thống tự động điều khiển.

(Xem tiếp trang 13)

nước mặt và nước ngầm. Phụ thuộc các yếu tố địa hình, địa chất, qui hoạch của địa phương có thể xem xét các mô hình đóng cửa và sử dụng mặt bằng: hồ nước nuôi trồng thủy sản, khu công viên giải trí, hồ chứa nước và bãi chứa chất thải... Việc xem xét hiệu quả các tiêu chí kỹ thuật, môi trường, kinh tế và xã hội đã được xác định là cơ sở quan trọng lựa chọn tối ưu mô hình đóng cửa đã xác định. Sử dụng quy trình phân tích thứ bậc (AHP) và phương pháp tổ chức xếp hạng ưu tiên (PROMETHEE) để đánh giá cho thấy thấy mô hình nuôi trồng thủy sản được lựa chọn phù hợp nhất cho các mỏ đã xây dựng tại tỉnh Bình Dương.

The method of selection of closure model for construction quarries in Binh Duong province

SUMMARY

Typically, construction material quarries are exploited below the self-flowing drainage level. At the end of exploitation, it will create spaces that contain surface water and groundwater. Depending on factors such as topography, geology, and local planning, closure and use patterns may be considered: aquaculture lakes, amusement parks, reservoirs and storage yards, waste... The effective consideration of technical, environmental, economic and social criteria has been identified as an important basis for the optimal selection of the identified closure model. Using the analysis hierarchical process (AHP) and the method of organization of priority ranking (PROMETHEE) to evaluate shows that the aquaculture model chosen is most suitable for construction quarries in Binh Duong province.



1. Cảm ơn đời với những gì tôi đã có, cảm ơn đời những gì tôi không có. *Đức Phật.*
2. Hạnh phúc không tự nhiên mà có. Nó đến từ chính hành động của bạn. *Đạt Lai Lạt Ma.*
3. Cũng giống như cái bóng, ước vọng của chúng ta càng dài khi mặt trời của chúng ta dần lặn. *Edward Young.*

VTH sưu tầm

XÂY DỰNG MÔ HÌNH...

(Tiếp theo trang 35)

Trách nhiệm pháp lý của các tác giả bài báo: các tác giả hoàn toàn chịu trách nhiệm về các số liệu, nội dung công bố trong bài báo theo Luật Báo chí Việt Nam.

Tóm tắt: Hiện nay có hai yếu tố ảnh hưởng ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình khoan - tốc độ quay và lực ấn mũi khoan. Để thực hiện một hệ thống điều khiển tự động quá trình khoan, cần phải xây dựng một mô hình toán học của hai yếu tố này. Bài báo trình bày một số kết quả nghiên cứu về quá trình xây dựng mô hình toán học cho hoạt động của cơ cấu ấn mũi khoan. Kết quả của mô hình toán học của quá trình ấn mũi khoan, chúng tôi thu được các phương trình toán học mô tả các quá trình vật lý trong thiết bị này của máy khoan.

Forming a mathematical model for the drill press mechanism on a rotating spherical drill СБШ-250

SUMMARY

There are two influencing factors that directly affect the drilling process - rotation speed and force on the drilling tool. To implement a system for automatic control of a drilling process, it is necessary to construct a mathematical model of these two factors. The article presents some research results on the process of establishing mathematical models for the operation of the drill bit feed mechanism. As a result of mathematical modeling of the process forcing on the drilling tool, we obtain mathematical equations depicting the physical processes in this device of the drilling machine.



1. Sự im lặng đôi khi là câu trả lời tuyệt vời nhất. *Đạt Lai Lạt Ma.*
2. Đa số mọi người cả đời chỉ làm được ba việc: dối mình, dối người và bị người lừa dối. *Đức Phật.*

VTH sưu tầm