

TẠP CHÍ

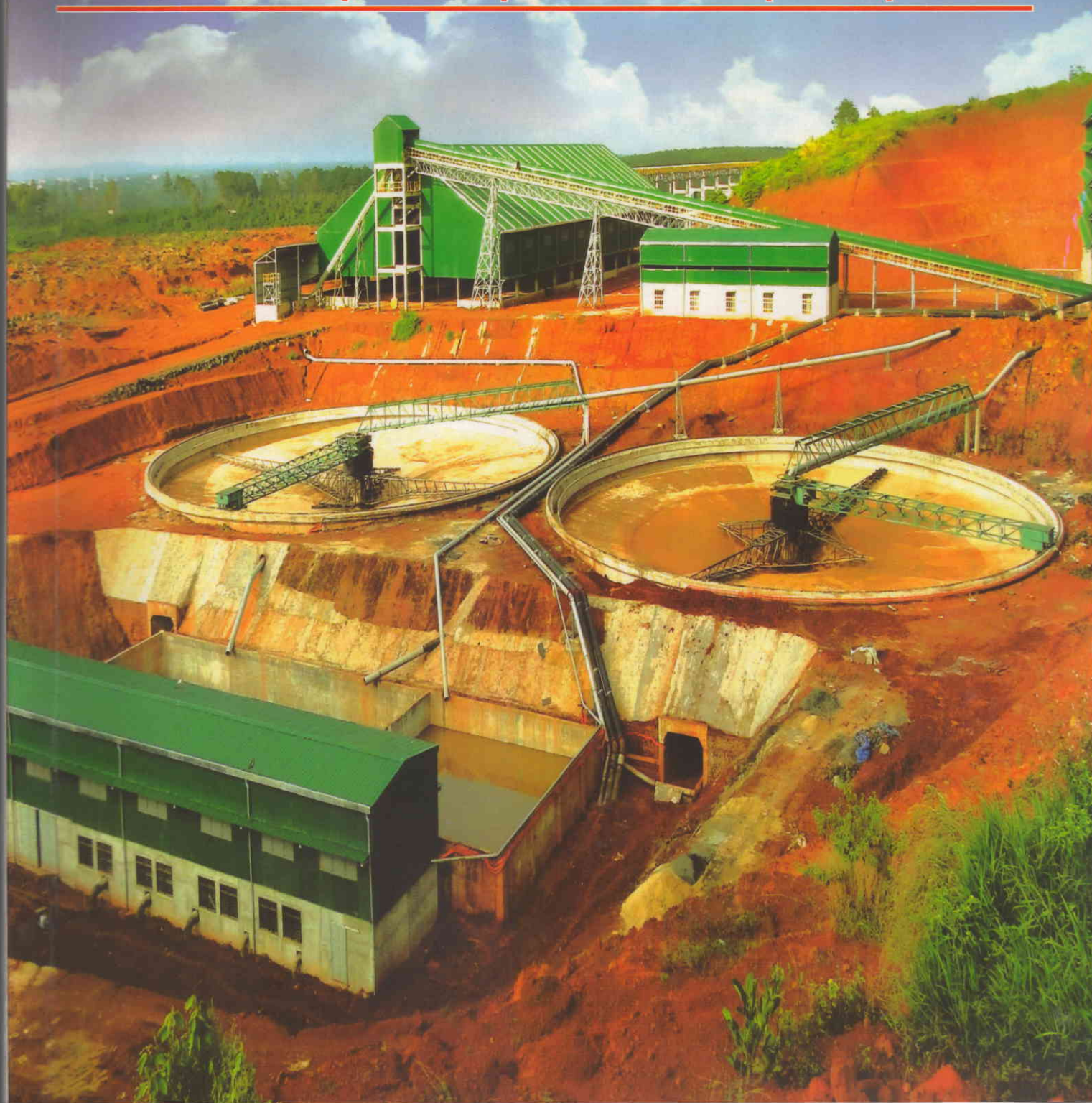
ISSN 0868 - 7052

# CÔNG NGHIỆP MỎ

MINING INDUSTRY JOURNAL

NĂM THỨ XXXI SỐ 2- 2017

CƠ QUAN CỦA HỘI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ MỎ VIỆT NAM





# TẠP CHÍ CÔNG NGHIỆP MỎ

CƠ QUAN CỦA HỘI KH&CN MỎ VIỆT NAM

NĂM THỨ XXXI  
SỐ 2 - 2017

❖ **Tổng biên tập:**  
**GS.TS. VÕ TRỌNG HÙNG**

❖ **Phó Tổng biên tập**  
**kiêm Thư ký Toà soạn:**  
**PGS.TS. NGUYỄN CẢNH NAM**

❖ **Ủy viên Phụ trách Trị sự:**  
**KS. TRẦN VĂN TRẠCH**

❖ **Ủy viên Ban biên tập:**  
**TS. NGUYỄN BÌNH**  
**TSKH. ĐÌNH NGỌC ĐĂNG**  
**PGS.TS. PHÙNG MẠNH ĐẮC**  
**TS. NGHIÊM GIA**  
**PGS.TS. HỒ SĨ GIAO**  
**TS. TẠ NGỌC HẢI**  
**CN. NGUYỄN THỊ HUYỀN**  
**TS. NGUYỄN HỒNG MINH**  
**GS.TS. VÕ CHÍ MỸ**  
**KS. ĐÀO VĂN NGÂM**  
**TS. ĐÀO ĐẮC TẠO**  
**TS. PHAN NGỌC TRUNG**  
**GS.TS. TRẦN MẠNH XUÂN**

❖ **TOÀ SOẠN:**  
**Số 3 - Phan Đình Giót**  
**Thanh Xuân-Hà Nội**  
**Điện thoại: 36649158; 36649159**  
**Fax: (844) 36649159**  
**E-mail: vinamin@hn.vnn.vn**  
**Website: www.vinamin.vn**

❖ **Tạp chí xuất bản với sự cộng tác của:** Trường Đại học Mỏ-Địa chất; Viện Khoa học và Công nghệ Mỏ-Luyện kim; Viện Khoa học Công nghệ Mỏ; Viện Dầu khí

❖ **Giấy phép xuất bản số:**  
**319/GP-BVHTT ngày 23/7/2002**  
**của Bộ Văn hoá Thông tin**

❖ **In tại Xí nghiệp in 2**  
**Nhà in Khoa học Công nghệ**  
**18 Hoàng Quốc Việt - Hà Nội**  
**Điện thoại: 37562778**

❖ **Nộp lưu chiếu:**  
**Tháng 4 năm 2017**

## MỤC LỤC

### ❑ KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ MỎ

- ❖ Ảnh hưởng của các tham số địa chất-kỹ thuật mỏ đến chiều cao vùng phá hủy lớp than hạ trần trong các vỉa dày, dốc thoải và nghiêng Nông Việt Hùng 1 và nnk
- ❖ Không gian đô thị, không gian ngầm và phương pháp phân loại công trình ngầm Võ Trọng Hùng 6
- ❖ Vấn đề vận tải vật liệu chèn lò bằng thủy lực ở mỏ than hầm lò vùng Quảng Ninh Nguyễn Duy Chính 12
- ❖ Nghiên cứu và tính toán kết cấu chống giữ công trình ngầm và mỏ Trần Tuấn Minh, 17  
Phạm Thị Yến
- ❖ Ứng dụng phân cụm mờ đánh giá biến động lớp phủ khu vực khai thác khoáng sản huyện Quỳnh Hợp, tỉnh Nghệ An từ ảnh Landsat Đậu Thanh Bình, 22  
Trịnh Lê Hùng
- ❖ Thành lập lưới khống chế mặt bằng thi công công trình thủy điện bằng công nghệ GPS/GNSS Nguyễn Việt Hà 27  
và nnk
- ❖ Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của chấn động nổ mìn khi mở rộng hầm lánh nạn đến vỏ chống hầm chính tại Dự án hầm Hải Vân Đặng Văn Kiên 33
- ❖ Nghiên cứu tối ưu hóa thiết kế buồng cứu sinh sử dụng hợp kim nhôm bằng phần mềm Ansys Workbench Trần Ngọc Minh, 41  
Nguyễn Duy Chính
- ❖ Lựa chọn sơ đồ công nghệ đào sâu đáy mỏ hợp lý cho mỏ đồng Sin Quyền đáp ứng yêu cầu tăng sản lượng Lê Thị Hải 47
- ❖ Kết hợp GIS và mô hình hiệu chỉnh mất đất phổ quát (Rusle) nghiên cứu xói mòn đất tỉnh Đắk Nông Phạm Thị Thanh Hòa 52  
và nnk
- ❖ Lực tác dụng lên cơ cấu dịch chuyển của máy xúc nhiều gầu kiểu rôto dùng xúc bốc than cám Nguyễn Phúc Trường 57  
và nnk
- ❖ Khảo sát quy trình thành lập bản đồ địa hình mỏ lộ thiên bằng máy quét laser 3D mặt đất Nguyễn Viết Nghĩa, 61  
Võ Ngọc Dũng
- ❖ Tai biến và nguyên nhân trong xây dựng công trình ngầm bằng máy đào hầm loại nhỏ Đặng Trung Thành, 66  
Lê Quang Toàn
- ❖ Ứng dụng mô hình lọc tuần hoàn để xử lý nước thải khu ký túc xá Trường Đại học Nông-Lâm bằng sét Kabelis-3 Hoàng Thị Lan Anh 70  
và nnk
- ❖ Nghiên cứu đánh giá hiện trạng ô nhiễm môi trường không khí khu mỏ đất hiếm Nậm Xe, Phong Thổ, Lai Châu Phan Quang Văn 74  
và nnk
- ❖ Mô hình động lực học hệ thống cần-gầu của máy xúc rôto Vũ Nam Ngạn 78  
và nnk
- ❖ Nghiên cứu giải pháp công nghệ khai thác trụ bảo vệ lò dọc vỉa than có chiều dày trung bình, độ dốc thoải đến nghiêng ở Quảng Ninh Trần Tuấn Ngạn, 81  
Nguyễn Văn Bặc
- ❖ Phân loại đất đá theo độ nổ cho một số mỏ khai thác đá vật liệu xây dựng ở Việt Nam Nguyễn Đình An 87
- ❖ Mô phỏng môi trường khối đá nứt nẻ bằng thuật toán ngẫu nhiên để đánh giá mất ổn định sườn dốc, bờ mỏ Nguyễn Anh Tuấn, 89  
Nguyễn Tuấn Anh

### ❑ KHOA HỌC KINH TẾ VÀ QUẢN LÝ NGÀNH MỎ

- ❖ Khai thác quặng sắt ở Việt Nam - Thực trạng và giải pháp Nghiêm Gia và nnk 97
- ❖ Cần thiết nghiên cứu, đánh giá tài nguyên than đến tầng đáy của bể than Quảng Ninh để phục vụ quy hoạch thăm dò và khai thác hiệu quả Nguyễn Hoàng Huân, 102  
Phí Chí Thiện
- ❖ Thực trạng ngành công nghiệp TiO<sub>2</sub> ở Trung Quốc và những vấn đề cần phải đối mặt Trương Đức Chính 107

### ❑ THÔNG TIN KHOA HỌC-KỸ THUẬT NGÀNH MỎ

- ❖ Tin văn ngành mỏ thế giới Đức Toàn 112

*Ảnh Bìa 1: Nhà máy tuyển bauxit Tân Rai (ảnh Phương Lê)*

# LỰC TÁC DỤNG LÊN CƠ CẤU DỊCH CHUYỂN CỦA MÁY XÚC NHIỀU GẦU KIỂU RÔTO DÙNG XÚC BỐC THAN CÁM

NGUYỄN PHÚC TRƯỜNG, NGUYỄN DUY CHỈNH,  
NGUYỄN SƠN TÙNG - Trường Đại học Mỏ-Địa chất

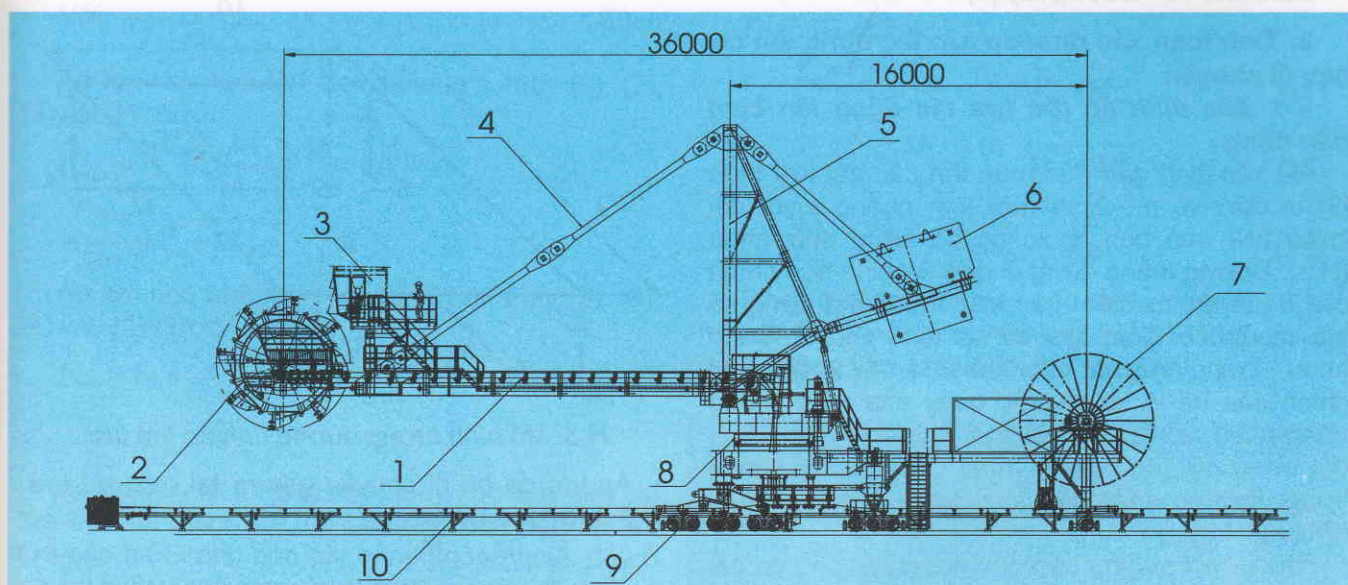
**H**iện nay tại Việt Nam, máy xúc nhiều gầu kiểu rôto, di chuyển trên đường ray được sử dụng kết hợp với băng tải tạo thành một hệ thống xúc bốc và vận tải vật liệu rời có năng suất cao tại các kho, bến. Các máy này đều được nhập khẩu nguyên chiếc từ nước ngoài, các tài liệu nghiên cứu tính toán thiết kế trong nước còn ít. Vì vậy, việc nghiên cứu tính toán lực tác động lên máy là bước đầu để phục vụ thiết kế và chế tạo

trong nước, phục vụ sản xuất.

## 1. Giới thiệu máy xúc nhiều gầu kiểu rôto

### 1.1. Giới thiệu máy xúc nhiều gầu kiểu rôto

Dưới đây giới thiệu kết cấu một loại máy xúc rôto, di chuyển trên đường ray, loại RC 5 làm việc tại Công ty Tuyển than Cửa Ông. Máy có kết cấu như trên hình H.1, đặt trên đường ray và có thể di chuyển trên đó.



H.1. Kết cấu máy xúc nhiều gầu rôto RC5: 1 - Cản máy; 2 - Gầu xúc rôto; 3 - Cabin; 4 - Thanh giằng; 5 - Khung đỡ chính; 6 - Đồi trọng; 7 - Bộ phận cuốn cáp; 8 - Cơ cấu quay; 9 - Cơ cấu di chuyển; 10 - Băng tải than cám [1]

Băng tải được đặt trong cản máy 1 để nhận than từ gầu xúc rôto 2 đổ xuống và vận tải tới bun ke trong thân máy và từ đó được đổ xuống băng nhận tải đặt dưới máy. Băng tải này nằm giữa đường ray và song song với đường ray của máy. Vì vậy, máy xúc vừa chạy vừa có thể rót tải xuống băng tải này.

Khi máy làm việc, gầu xúc rôto được dẫn động quay, các gầu xúc của rôto đào xúc vật liệu theo chiều từ dưới lên, nâng lên độ cao nhất định rồi đổ vào băng tải trên cản máy. Ngoài chuyển động quay của gầu xúc rôto, máy còn kết hợp các bộ phận nâng hạ cản, di chuyển máy hoặc quay thân máy để đưa rôto tới các vị trí xúc khác nhau. Có

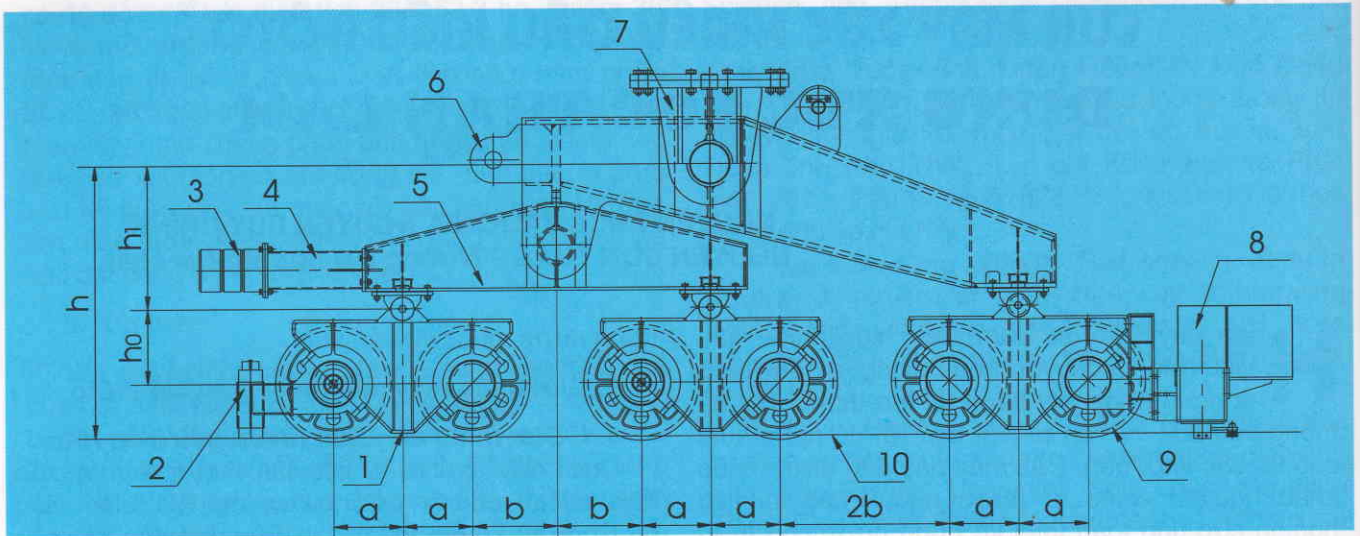


hiều cách phối hợp chuyển động của gầu xúc rôto và các chuyển động khác của máy để tạo những sơ đồ làm việc khác nhau.

### 1.2. Cơ cấu di chuyển

Cơ cấu di chuyển gồm 6 cụm dẫn động di chuyển

chính (mỗi cụm có 2 bánh xe) cấu tạo giống nhau và 2 cụm di chuyển phụ (mỗi cụm 3 bánh xe) chia đều cho mỗi bên (H.1). Kết cấu chân di chuyển theo kiểu dầm hộp có bánh xe thép 9 chạy trên đường ray 10 (H.2).



H.2. Cơ cấu di chuyển: 1 - Giá đỡ bánh xe; 2 - Cơ cấu làm sạch đường ray; 3 - Đệm giảm chấn; 4 - Bộ phận lắp đệm giảm chấn; 5, 6 - Dầm cân bằng; 7 - Bệ lắp với bàn máy; 8 - Cơ cấu kẹp ray; 9 - Bánh xe; 10 - Đường ray [1]

## 2. Tính toán xác định áp lực tác động lên cơ cấu di chuyển

### 2.1. Xác định áp lực tựa tác động lên cụm dẫn động

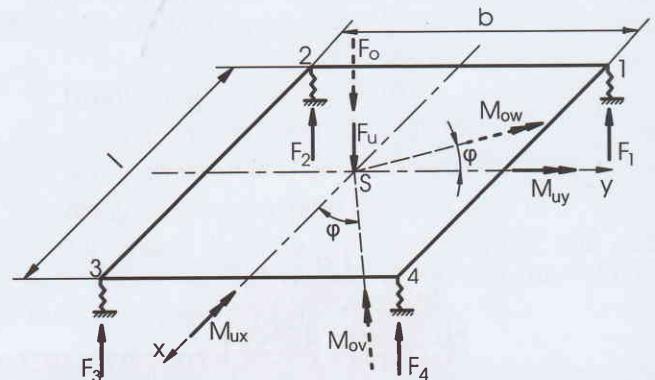
Để xác định gần đúng lực lên các gối tựa theo [3] ta đưa về mô hình một tấm phẳng tuyệt đối cứng tựa trên bốn lò xo có độ cứng như nhau (H.3). Đường thẳng đứng đi qua S gọi là trục chính của hệ lò xo, tại điểm này, các lực thẳng đứng sẽ tạo ra ở bốn điểm tựa có sự dịch chuyển bằng nhau. Trong trường hợp khi trục đối xứng, trục chính của hệ lò xo và trục quay của máy không trùng nhau, có thể quy về mô hình đơn giản: Trục đối xứng và trục chính trùng nhau song không trùng với trục quay của máy bằng phương pháp dời lực (H.3).

Trong mọi trường hợp các ngoại lực đều có thể quy về trục chính hệ lò xo bằng một lực thẳng đứng do bệ di chuyển gây ra ( $F_u$ ) và áp lực do phần quay gây ra ( $F_o$ ) và một lực ngang ( $F_h$ ) (không đưa vào trên hình vẽ) và các mômen  $M_{ux}$ ,  $M_{uy}$  và  $M_{ov}$ ,  $M_{ow}$ . Góc quay  $\varphi$  chỉ vị trí tức thời của vectơ mômen phần quay  $M_o$ .

Áp lực tựa tính cho một gối tựa bất kỳ ( $F_i$ ):

$$F_i = (F_{ui} + F_{oi}), N. \quad (1)$$

Trong đó:  $F_{ui}$  - Áp lực do bệ di chuyển gây ra tại một gối tựa, N;  $F_{oi}$  - Áp lực do phần quay gây ra tính cho một gối tựa, N.



H.3. Mô hình tương đương tính áp lực tựa

Áp lực do bệ di chuyển gây ra tại một gối tựa ( $F_{ui}$ ) được xác định:

$$F_{ui} = \frac{F_u}{4} \pm \frac{M_{ux}}{2b} \pm \frac{M_{uy}}{2l} \quad (2)$$

Trong đó:  $M_{ux}$  - Mômen uốn theo phương x tạo ra bởi bệ di chuyển, Nm;  $M_{uy}$  - Mômen uốn theo phương y tạo ra bởi bệ di chuyển, Nm; b - Chiều rộng bệ di chuyển, m; l - Chiều dài bệ di chuyển, m.

Từ công thức (2) ta xác định được áp lực lớn nhất và nhỏ nhất do bệ di chuyển gây ra:

$$F_{u\max} = F_{u4} = \frac{F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} \quad (3)$$

$$F_{u\min} = F_{u2} = \frac{F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} \quad (4)$$

Áp lực do phần quay gây ra tính cho một gối tựa bất kỳ ( $F_{oi}$ ):

$$F_{oi} = \frac{F_o}{4} \pm M_{ov} \left( \frac{\cos \varphi}{2b} - \frac{\sin \varphi}{2l} \right) \pm M_{ow} \left( \frac{\sin \varphi}{2b} + \frac{\cos \varphi}{2l} \right) \quad (5)$$

Trong đó:  $\varphi$  - Góc quay của mômen uốn tạo ra bởi phần quay với phương x và y;  $M_{ov}$  và  $M_{ow}$  - Mômen uốn tạo ra bởi phần quay tại vị trí ứng với góc  $\varphi$  (H.3).

Để xác định được áp lực lớn nhất và nhỏ nhất do phần quay gây ra ta lấy đạo hàm của  $F_{oi}$  theo góc  $\varphi$  và cho bằng 0, ta được:

$$\tan(\varphi + k\pi) = \frac{\frac{M_{ow}}{b} - \frac{M_{ov}}{l}}{\frac{M_{ow}}{l} + \frac{M_{ov}}{b}} \quad (6)$$

Thay giá trị của góc  $\varphi$  ở (6) vào (5) ta được:

Áp lực lớn nhất do phần quay gây ra:

$$F_{o\max} = \frac{F_o}{4} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (7)$$

Áp lực nhỏ nhất do phần quay gây ra:

$$F_{o\min} = \frac{F_o}{4} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (8)$$

$$\text{Với: } m = \frac{b.l}{\sqrt{b^2 + l^2}} \quad (9)$$

Áp lực lớn nhất lên một điểm tựa, thay (9), (7), (3) vào (1) được:

$$F_{i\max} = F_4 = \frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (10)$$

Áp lực nhỏ nhất lên một điểm tựa, thay (9), (8), (4) vào (1) được:

$$F_{i\min} = F_2 = \frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (11)$$

Có thể xảy ra trường hợp, máy xúc làm việc chỉ tựa trên ba điểm tựa, do tải trọng dẫn đến áp lực tựa của một trong bốn gối bằng không hoặc do có sự sai lệch về độ cao của đường ray một gối không tiếp xúc mặt đường. Giả sử áp lực tựa  $F_2$  là nhỏ nhất. Cho  $F_2=0$  ta có bất đẳng thức:

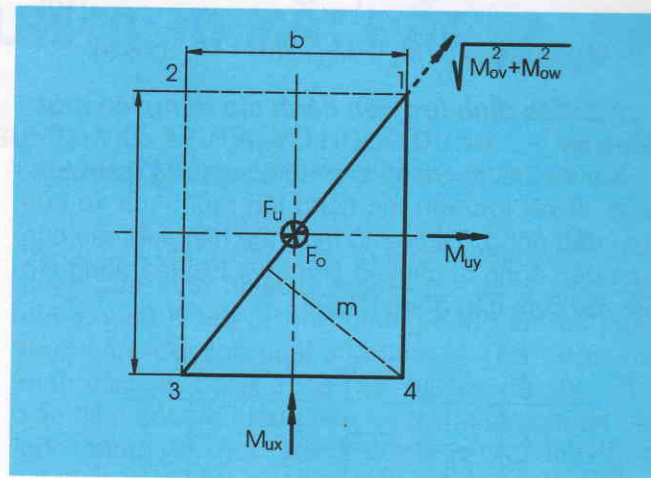
$$M_{ov} \left( \frac{\cos \varphi}{b} - \frac{\sin \varphi}{l} \right) + M_{ow} \left( \frac{\sin \varphi}{b} + \frac{\cos \varphi}{l} \right) \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (12)$$

Bất đẳng thức này là điều kiện để xảy ra hiện tượng máy xúc làm việc tựa trên ba điểm tựa. Từ công thức (12) cho phép ta xác định được miền giá trị của góc quay  $\varphi$  thỏa mãn bất đẳng thức trên.

Nhờ (11) ta có thể kiểm tra một cách đơn giản hơn xem có thể xảy ra hiện tượng có một gối, áp lực tựa bằng không khi cho  $F_{i\min} = F_2 \leq 0$ , hay:

$$\frac{1}{m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (13)$$

Sau khi bỏ  $F_2$  thì máy xúc chỉ tựa trên ba gối 1, 3, 4 (H.3).



H.4. Mô hình xác định áp lực tựa khi  $F_2=0$  do ảnh hưởng bởi tải trọng phân bố không đều

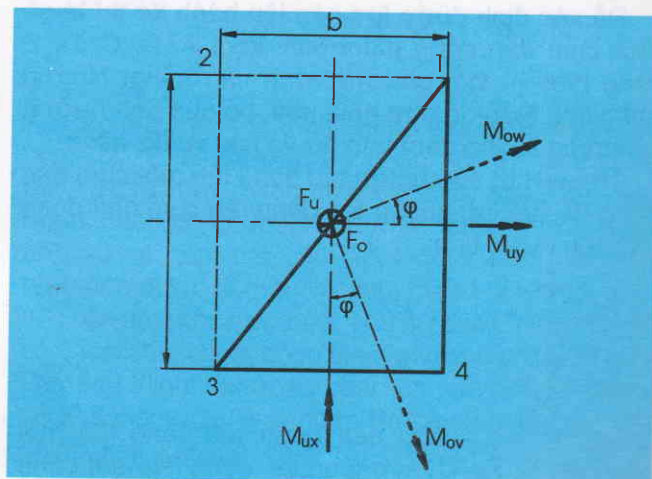
Theo (H.4) Ta có:

$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{uy}}{l} - \frac{m}{l^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (14)$$

$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{m}{b^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (15)$$

$$F_4 = \frac{M_{ux}}{b} + \frac{M_{uy}}{l} + \frac{1}{m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (16)$$

Trong trường hợp máy xúc chỉ tựa trên ba điểm tựa do ảnh hưởng bởi đường ray (H.5) và giả sử gối 2 không tiếp xúc với mặt đường ray.



H.5. Mô hình xác định áp lực tựa khi  $F_2=0$  do ảnh hưởng bởi đường đường ray



Ta có:

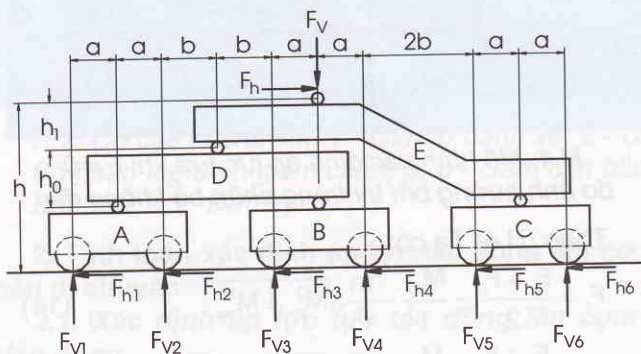
$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov} \cdot \sin \varphi + M_{ow} \cdot \cos \varphi) \quad (17)$$

$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{b}(M_{ux} - M_{ov} \cdot \sin \varphi + M_{ow} \cdot \cos \varphi) \quad (18)$$

$$F_4 = F_u + F_o - F_1 - F_3 = \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov} \cdot \sin \varphi + M_{ow} \cdot \cos \varphi) + \frac{1}{b}(M_{ux} - M_{ov} \cdot \sin \varphi + M_{ow} \cdot \cos \varphi) \quad (19)$$

## 2.2. Xác định lực nén bánh tác động lên một bánh xe

Khi đã biết được áp lực tác động từng điểm tựa, ta sẽ đi xét lực nén tác động lên mỗi bánh xe của cụm dẫn động. Ta có mô hình thể hiện kết cấu của cụm dẫn động di chuyển chính và lực tác động lên kết cấu cụm dẫn động (H.6).



H.6. Mô hình kết cấu cụm dẫn động di chuyển chính và lực tác động

Theo (H.6), áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động:

$$F_v = F_i \quad (20)$$

Trong đó:  $F_i$  - Áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động đã được xác định theo các công thức trên.

Để xác định được lực nén lên bánh xe thì ta sẽ tách cụm dẫn động thành các khối A, B, C, D, E riêng biệt và viết phương trình cân bằng. Nhưng trong tính toán để đơn giản hóa, bỏ qua ảnh hưởng của trọng lượng dầm hộp đỡ và các xe đỡ bánh.

Theo (H.6) áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động ( $F_v$ ) và lực ngang tác động lên cụm dẫn động ( $F_h$ ) còn được tính:

$$F_v = \sum_{i=1}^6 F_{vi} \quad (21)$$

$$F_h = \sum_{i=1}^6 F_{hi} \quad (22)$$

Trong đó:  $F_{vi}$  - Lực nén bánh tác động lên một bánh xe, N;  $F_{hi}$  - Lực ngang tác động lên một bánh xe (lực ngang chỉ xuất hiện trên các bánh xe được dẫn động), N.

Vì các bánh xe được thiết kế lắp đặt kết hợp với hệ thống cầu cân bằng nên trong tính toán ta coi các lực nén bánh tác động lên một bánh xe là xấp xỉ bằng nhau:

$$F_{vi} = F_{v1} = F_{v2} = F_{v3} = F_{v4} = F_{v5} = F_{v6} = \frac{F_v}{6} \quad (23)$$

$$\Rightarrow F_{vi} = \frac{\left(\frac{F_u}{4} \pm \frac{M_{ux}}{2b} \pm \frac{M_{uy}}{2l}\right) \frac{F_o}{4} \pm \frac{M_{ov} \left(\frac{\cos \varphi}{2b} - \frac{\sin \varphi}{2l}\right) \pm \frac{M_{ow} \left(\frac{\sin \varphi}{2b} + \frac{\cos \varphi}{2l}\right)}{6} \quad (24)$$

Xét trường hợp máy xúc làm việc tại một vị trí xác định ta có thể tính được lực nén bánh lớn nhất tác động lên một bánh xe:

$$F_{vmax} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (25)$$

Lực nén bánh nhỏ nhất tác động lên một bánh xe:

$$F_{vmin} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (26)$$

## 2.3. Kiểm tra bền bánh xe

Dựa vào kết quả đã tính ở trên, tính được tải trọng tương đương ( $P_{td}$ ) tác động lên bánh dẫn theo [2]:

$$P_{td} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot P_{max} \quad (27)$$

Trong đó:  $\gamma$  - Hệ số tính đến sự thay đổi tải trọng;  $k_{bx}$  - Hệ số tính đến chế độ làm việc của cơ cấu;  $P_{max}$  - Tải trọng lớn nhất có thể xuất hiện đối với bánh xe (lực nén bánh), N:

$$P_{max} = F_{vmax} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (28)$$

Thay (25) và (28) lại (27) ta xác định được tải trọng tương đương ứng với tải trọng lớn nhất tác động lên bánh xe:

$$P_{td} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot \left[ \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \right] \quad (29)$$

Kiểm tra bền cho bánh xe theo sức bền dập:

$$\sigma_d = 190 \sqrt{\frac{P_{td}}{b \cdot r}} \leq [\sigma_d] \text{ N/mm}^2 \quad (30)$$

(Xem tiếp trang 40)



9. Saharan, M. R. and Mitri, H. S. Numerical Procedure for Dynamic Simulation of Discrete Fractures Due to Blasting. Rock Mech. Rock Engng, 2008, 41 (5): 641-670

10. Olsson, M., Nie, S., Bergqvist, I., Ouchterlony, F. (2001): What causes cracks in rock blasting? In: Proc. EXPLO2001. Hunter valley, NSW, Australia, 191-196.

11. Park, D. et al, A Numerical Study on the Screening of Blast-Induced Waves for Reducing Ground Vibration, Rock Mech Rock Eng (2009) 42:449-473.

13. M. Keshavarz, V.K. Dang, K. Amini Hosseini, F.L. Pellet. AE thresholds and compressive strength of different crystalline rocks subjected to static and dynamic loadings. 1st International Conference on Rock Dynamics and Applications. 06-08 June 2013, Lausanne-Switzerland.

15. Ahmed, L., Ansell, A. Structural dynamic and stress wave models for the analysis of shotcrete on rock exposed to blasting. Engineering Structures, 2011, 35:11-17.

**Ngày nhận bài:** 05-11-2016

**Ngày gửi phản biện:** 28-12-2016

**Ngày nhận phản biện:** 25-02-2017

**Ngày chấp nhận đăng bài:** 08-04-2017

**Từ khóa:** ảnh hưởng, chấn động, nổ mìn

## SUMMARY

The Hải Vân Pass, located in coastal Central Vietnam, is the greatest traffic bottleneck on the National Highway No.1, a roadway that links the capital, Hà Nội, with Hồ Chí Minh. This paper presents some methods to study the effect of blast vibration at Hải Vân tunnel project. This paper also proposes the in-situ measuring method using Minimate Plus equipment and numerical simulation method to investigate the effect of tunnel-blasting-induced vibrations on tunnel lining of existing main tunnel. The numerical model will carry out with Abaqus/explicit model using coupled finite element (FE) and infinite element (IE) and Non-Reflecting Boundaries Conditions (NRBCs).

## LỰC TÁC ĐỘNG LÊN...

(Tiếp theo trang 60)

Trong đó: b - Bề rộng mặt ray tiếp xúc với bánh xe, mm; r - Bán kính bánh xe, mm;  $[\sigma]$  - Ứng suất đập cho phép, N/mm<sup>2</sup>.

### 3. Kết luận

➢ Máy xúc rôto nhiều gầu, di chuyển trên đường ray được sử dụng rộng rãi để vận chuyển vật liệu rời trong các kho bến. Để thiết kế chế tạo máy này, cần xác định chính xác lực tác động lên máy;

➢ Để xác định lực tác động lên các gối tựa cơ cấu di chuyển máy xúc rôto nhiều gầu, di chuyển trên đường ray, có thể dùng phương pháp dời lực. Với các phương trình đã thiết lập, có thể xác định được giá trị lớn nhất, nhỏ nhất của lực tác động trên gối tựa, lên bánh xe. Trên cơ sở này có thể tính toán kiểm tra độ bền các chi tiết của cơ cấu di chuyển. □

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Tập bản vẽ tổ hợp vận tải máy xúc nhiều gầu kiểu Rôto RC5 và băng tải B17. Công ty Tuyển than Cửa Ông.

2. Võ Quang Phiên (2001). Máy nâng. NXB

Giao Thông Vận Tải.

3. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng (2004). Máy và thiết bị nâng. NXB Khoa Học Kỹ Thuật, Hà Nội.

**Ngày nhận bài:** 02-11-2016

**Ngày gửi phản biện:** 12-12-2016

**Ngày nhận phản biện:** 25-02-2017

**Ngày chấp nhận đăng bài:** 08-04-2017

**Từ khóa:** máy xúc rôto, máy xúc nhiều gầu, cơ cấu di chuyển, vận chuyển vật liệu rời, áp lực tác động, lực nén bánh xe, kiểm tra bền bánh xe

## SUMMARY

The rail-mounted bucket wheel reclaimers are widely used for transport bulk materials in storages, ports. For design this machine, it is necessary exactly determine the forces, acting on it. This paper introduces the method of calculation of the forces, acting on moving mechanism, the most important part of rail-mounted bucket wheel reclaimer.