

производством, например, при обеспечении дробильно-сортировочных фабрик системой АСУ ТП.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Надутый В.П. Анализ математических моделей циклов дробления для разработки их статистического представления. ВИНТИ. Деп. № 2651-В90. Днепропетровск, 1990. - 14 с.
2. Надутый В.П. Разработка математических моделей циклов дробления на основе регрессионных зависимостей. ВИНТИ. Деп. № 2938-В90. Днепропетровск, 1990. - 8 с.
3. Надутый В.П. Разработка математического метода анализа и планирования эксперимента в циклах дробления руд. - В кн.: Тез. докл. всесоюз. конф. по вибрационной технике. Тбилиси, 1991. - С. 61.
4. Надутый В.П. Исследование влияния режимных и конструктивных параметров на технологические показатели виброгрохотов с резиновыми ленточно-струнными ситами. - В кн.: Труды II международного симпозиума по механике эластомеров. Изд-во "Полиграфист". Днепропетровск, 1997. - С. 314-324.

УДК 622.271

В.Г.Красник

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ РЕЗЦОВ В МНОГОЛЕЗВИЙНОМ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕМ ИНСТРУМЕНТЕ

Розглянуті питання моделювання процесу зносу різців в багатолезовому породоруйнівному інструменті, на основі яких розроблений ряд оригінальних конструкцій бурового інструменту.

Для изучения особенностей кинетики изнашивания резцов многолезвийного породоразрушающего инструмента при бурении абразивных горных пород, влияния износа резцов на перераспределение осевого усилия между ними, а также их взаимного расположения

поверхности инструмента на характер разрушения в процессе бурения выполнено математическое моделирование контактного взаимодействия системы режущих элементов бурового инструмента с горной породой. В силу изнашиваемости режущих элементов задача носит нестационарный характер.

Контактное взаимодействие инструмента 1 с горной породой 2 (рис.1) можно охарактеризовать рядом геометрических, механических

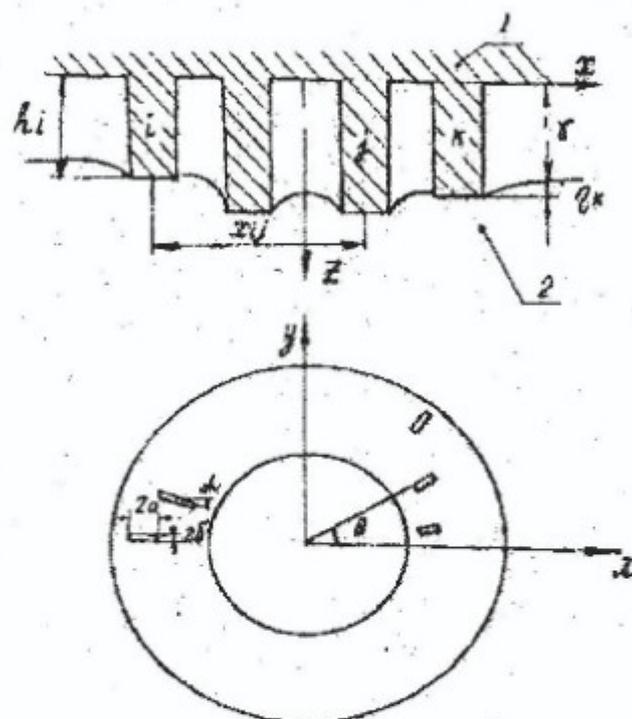


Рис 1

и триботехнических параметров. К числу геометрических параметров относятся:

$2r$  - диаметр скважины;  $N$  - количество режущих элементов на рабочей поверхности инструмента;  $f_i(\xi, \eta)$  - форма контактирующей поверхности  $i$ -го резца в локальной системе координат, при этом  $h_i$  - высота резца,  $2a$  и  $2\delta$  - его длина и ширина ( $a \gg \delta$ ) соответственно;

$x_i, y_i$  - координаты  $i$ -го резца в системе координат  $(x, y)$ , связанной с вращающимся инструментом;

$\alpha_i$  - угол поворота системы координат  $(\xi, \eta)$  по отношению к системе  $(x, y)$ .

Будем считать известными следующие механические параметры:

$W$ -постоянная скорость вращения инструмента;  $P(t)$ -осевое усилие на инструмент, прикладываемое к буровому инструменту и действующее вдоль оси  $Z$ . Осевое усилие состоит из суммы вертикальных сил  $P_{vi}$ , действующих на соответствующие резцы бурового инструмента и являющихся проекцией нормальных усилий  $P_i$  на ось бурового инструмента:

$$P(t) = \sum_{i=1}^N P_{vi} = \sum_{i=1}^N P_i \cos \varphi_i, \quad (1)$$

где  $\varphi_i$  - угол наклона  $i$ -го резца к оси долота.

Вместо осевого усилия может быть задана подача инструмента  $C(t)$ . Механические характеристики породного массива в приведенной выше модели характеризуются модулем упругости  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\nu$ . При взаимодействии с породой резцы рассматриваются как жесткие тела, которые изнашиваются. Закон изнашивания резцов принимался в виде степенной зависимости скорости изнашивания  $\frac{d\eta_i^*}{dt}$  от давления на резце  $p_i(t)$  и его линейной скорости скольжения  $V_i$ :

$$\frac{d\eta_i^*}{dt} = K p_i^\alpha V_i^\beta \quad (2)$$

где  $K, \alpha, \beta$  - триботехнические характеристики пары, определяемые экспериментально.

При рассмотрении условия контакта резца с породой износ резца определяется в его центре  $\eta^*(x_i, y_i, t) = \eta_i^*(t)$ . В этой же точке  $(x_i, y_i)$  может быть определено перемещение  $\eta(x_i, y_i, t) = \eta_i(t)$  границы полупространства за счет его деформации и разрушения в виде соотношения:

$$\eta_i = A_i(p_i, E, \nu, x_j, y_j, f_j(t), \alpha, \beta, \varphi_i), \quad (3)$$

(i, j = 1, 2, \dots, N)

где  $A_i$  - известный в каждой конкретной задаче оператор. Способ построения соотношения (3) приведен ниже.

Углубление резца за оборот за счет разрушения породы  $\eta_{пор}$  определяется соотношением:

$$\eta_{пор} = K_{пор} (P_i / 4a\delta i) 2\delta i N_i, \quad (4)$$

де  $K_{пор}$  - коэффициент пропорциональности;  $2a$  и  $2\delta i$  - соответственно длина и ширина площадки контакта резца с породой. При  $\beta=1$   $\eta_{пор} = K_{пор} P_i N_i / 2a$ . Присоединяя к соотношениям (3) и (4) условие контакта резца с породой

$$\eta^*_i(t) + \eta_i(t) + \eta_{пор}(t) = C(t), \quad (5)$$

получим полную систему  $4N$  уравнений для определения неизвестных функций  $\eta^*_i(t)$ ,  $\eta_i(t)$ ,  $\eta_{пор}(t)$ ,  $p_i(t)$  при заданной подаче инструмента  $C(t)$ . В случае заданного осевого усилия  $P(t)$  для определения подачи  $C(t)$  к системе уравнений (3)-(4) следует добавить условие равновесия

$$P(t) = \sum_{i=1}^N P_i(t) \cos \varphi_i. \quad (6)$$

Для построения соотношения (3) рассмотрим контактную задачу о взаимодействии системы буровых резцов с горной породой. Применяя обычный для теории множественного контакта подход будем считать, что упругие перемещения породы под резцом складываются из перемещений  $W_{1i}$ , обусловленных действием давления  $p_i$ , и дополнительных перемещений  $W_{2i}$  от действия сосредоточенных сил  $P_j$ , действующих на остальные резцы системы в точках с координатами  $(x_i, y_i)$  ( $i \neq j$ ).

При допущении, что порода забоя может быть представлена в виде изотропного упругого полупространства, механические свойства которого описываются модулем упругости  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\nu$ , выражение для перемещений  $W_{1i}(\xi)$  при выполнении условия  $\delta \ll a$ , как показано в работах Л.А. Галина, имеет вид:

$$W_{1i}(\xi) = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \lg \frac{a}{\delta} p^*_i(\xi), \quad (7)$$

где  $p^*_i$  - давление на единицу длины; а дополнительные перемещения  $W_{2i}(\xi)$  границы полупространства определяются на основании формулы Буссинеска:

$$W_{2i}(\xi) = \frac{1 - \nu^2}{\pi l_i} \sum_{j=1}^N \frac{P_j(1 - \delta_{ij})}{\sqrt{(x_{ij} - c)^2 + y_{ij}^2}}, \quad (8)$$

где  $\delta_{ij}$  - символ Кронекера  $\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{для } i \neq j \\ 1 & \text{для } i = j \end{cases}$

$$x_{ij} = | \cos \alpha_i (x_i - x_j) + \sin \alpha_i (y_i - y_j) |$$

$$y_{ij} = | \sin \alpha_i (x_i - x_j) - \cos \alpha_i (y_i - y_j) |$$

Из полученных соотношений и условий контакта  $i$ -го резца с забоем

$$W_{1i}(\xi) + W_{2i}(\xi) = \eta_i, \quad (9)$$

где  $\eta_i$  - внедрение в упругое полупространство  $i$ -го резца, следует выражение для давления  $p^*i(\xi)$ :

$$p^*i(\xi) = \frac{\pi l_i}{2(1 - \nu) \lg(a/\delta)} \eta_i - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \frac{P_j(1 - \delta_{ij})}{\sqrt{(x_{ij} - c)^2 + y_{ij}^2}} \frac{1}{\lg(a/\delta)} \quad (10)$$

После интегрирования (10) и последующих преобразований получим соотношение между внедрением  $\eta_i$  и действующими на резцы нагрузками  $P_i$

$$\eta_i = q_i + \frac{i}{2 \lg(a/\delta)} \sum_{j=1}^N (1 - \delta_{ij}) q_j \ln \frac{x_{ij} + a + \sqrt{(x_{ij} + a)^2 + y_{ij}^2}}{x_{ij} - a + \sqrt{(x_{ij} - a)^2 + y_{ij}^2}} \quad (11)$$

Здесь  $q_i = P_i \cos \alpha_i / P$ ,  $\eta_i = \eta_i / \eta_0$ ,  $\eta_0 = \frac{P(1 - \nu^2)}{\pi l_i a \cos \alpha_i} \lg(a/\delta)$ ,

где  $\eta_0$  - внедрение в упругое полупространство резца, имеющего затупление по задней поверхности в виде узкого прямоугольника со сторонами  $2a$  и  $2\delta$  под действием силы  $P$ .

Как следует из соотношения (11), внедрение произвольного  $i$ -го резца зависит от распределения осевого усилия между всеми резцами. При заданной общей нагрузке  $P$  соотношение (11) служит для определения нагрузок  $P_i$ , действующих на каждый резец бурового инструмента.

Полученные выше уравнения были использованы для исследования кинетики изнашивания системы режущих элементов многолезвийного

бурового инструмента. Предполагалось, что область контакта отдельного режущего элемента представляет собой узкий прямоугольник, имеющий в начальный момент времени длину  $2a$  и ширину  $2\delta$ . Примем во внимание имеющее место при изнашивании резца соотношение, определяющее изменение ширины площадки контакта  $\delta_i(t)$ :

$$\delta_i(t) = \delta_0 (1 + H_i(t)/h_0), \quad (12)$$

где  $H_i(t)$  - линейный износ  $i$ -го резца.

Соотношение (12) непосредственно следует из геометрических соображений, если моделировать резец как прямую призму, в основании которой лежит трапеция со сторонами  $\delta_0$ ,  $\delta_i(t)$  и высотой  $H_i(t)$  ( $h_0$  - расстояние от меньшего основания трапеции до точки пересечения ее боковых сторон).

Скорость линейного износа  $i$ -го резца  $\dot{H}_i(t)$  определяется следующим образом:

$$\dot{H}_i(t) = K \left[ \frac{P_i(t)}{a\delta_i(t)} \right]^\alpha \omega^\beta r_i^\beta \quad (13)$$

Здесь  $P_i(t)$  - нагрузка, действующая на  $i$ -ый режущий элемент в направлении, перпендикулярном поверхности трения (для упрощения расчетов предполагается, что нагрузка равномерно распределена по площадке контакта),  $r_i = (x_i^2 + y_i^2)^{1/2}$  - расстояние от оси вращения до центра  $i$ -го резца.

Для расчета распределения нагрузок  $P_i(t)$  между режущими элементами воспользуемся уравнением (11), которое в данном случае с учетом (2) примет вид:

$$\frac{\pi E a [C(t) / \cos \varphi - H_i(t)]}{(1 - \nu^2) l g a / \delta_i(t)} = q_i + \frac{1}{2 l g a / \delta_i(t)} \sum_{j=1}^N (1 - \delta_j) q_j \times \\ \times \ln \frac{x_j + a + \sqrt{(x_j + a)^2 + y_j^2}}{x_j - a + \sqrt{(x_j - a)^2 + y_j^2}} \quad (14)$$

Соотношения (11)-(14) совместно с условием равновесия (5) представляют собой полную систему уравнений для исследования кинетики изнашивания режущих элементов многолезвийного бурового инструмента и перераспределения нагрузок между ними в процессе

работы. Основываясь на результатах выполненных исследований, был создан ряд оригинальных конструкций бурового инструмента, которые широко внедрены в угольной промышленности Украины.

УДК 621.316.9

А.М.Сокил, Ф.П.Шкрабец

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И КОМПЛЕКСОВ КАРЬЕРОВ

Приведені аналіз умов експлуатації технологічних машин і комплексів на кар'єрах, причин та наслідків пошкоджень в електричних мережах. Дано обґрунтування найбільш суттєвих заходів підвищення надійності розподільчих мереж і роботоздатності машин та обладнання. Бібліогр.: 4 найм.

Электрические сети и оборудование систем электроснабжения карьеров эксплуатируются в весьма специфических условиях, которые в значительной степени определяют уровень надежности электроснабжения и электробезопасности, а также уровень надежности и бесперебойности работы горных машин и установок. К основным особенностям эксплуатации электрических сетей и оборудования открытых горных работ следует отнести:

- непрерывное или периодическое передвижение горнодобывающих и горно-транспортных машин, вызванное перемещением фронта горных работ;

- расположение электрических сетей и оборудования на открытом воздухе и, соответственно, воздействие пыли, влаги и достаточно резко колеблющихся климатических факторов;

- большая площадь горных работ и децентрализация рабочих мест, что усложняет схемы и приводит к разветвленности распределительных сетей;

- непостоянство рабочих горизонтов и состояния почвы на рабочих уступах, значительные перепады высот, вызывающие трудности в