

## РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ ПОРОДЫ

В.П. Кондрахин<sup>1</sup>, В.Ю. Конюхов<sup>2</sup>, А.С. Полякова<sup>3</sup>, Е.Е. Моисеева<sup>3</sup>, А.А. Бойко<sup>3,4,5</sup>

<sup>1</sup> Комплексный научно-исследовательский институт им. Х.И. Ибрагимова РАН,  
Грозный, Россия, e-mail: vkondrakhin52@mail.ru

<sup>2</sup> Иркутский Национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия

<sup>3</sup> Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва, Красноярск, Россия

<sup>4</sup> Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия

<sup>5</sup> Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

**Аннотация:** Оптимизация рабочих параметров и моделирование процесса работы оборудования для переработки и подготовки продуктов горных комбинатов является актуальной задачей. В качестве такого оборудования часто применяются дробилки. Одновалковые дробилки возможно применять непосредственно в шахтах для дробления породы. С помощью дифференциального уравнения рассчитаны оптимальные параметры такой дробилки. Показано, что рациональная с точки зрения производительности форма щеки рабочей камеры – это дуга логарифмической спирали. Полученные математические модели позволяют определить производительность дробилки и частоту вращения ее основного рабочего органа. Так, получены модели и выражения для расчета кинематических составляющих нагрузок на валок дробилки. С использованием понятия нечетких («размытых») множеств выполнена многокритериальная оптимизация параметров рабочей камеры: величины эксцентриситета и центрального угла начала профиля щеки. За счет оптимального выбора профиля рабочей камеры и угловых координат установки неподвижных щек достигается снижение коэффициентов вариации кинематических составляющих нагрузок на рабочем органе: момента – в 1,67 раза, радиальной нагрузки – в 1,2 раза.

**Ключевые слова:** многокритериальная оптимизация, одновалковая дробилка, кинематические составляющие, рабочая камера, эксцентриситет, частота, вращение, производительность, математическое моделирование.

**Для цитирования:** Кондрахин В.П., Конюхов В.Ю., Полякова А.С., Моисеева Е.Е., Бойко А.А. Расчет оптимальных параметров валковой дробилки для дробления породы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11-1. – С. 88–101. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_111\_0\_88.

### Calculation of the optimum parameters of a gyrating crusher for rock crushing

V.P. Kondrakhin<sup>1</sup>, V.Yu. Konyukhov<sup>2</sup>, A.S. Polyakova<sup>3</sup>, E.E. Moiseeva<sup>3</sup>, A.A. Boyko<sup>3,4,5</sup>

<sup>1</sup> Kh. Ibragimov Complex Institute of Russian Academy of Sciences,  
Grozny, Russia, e-mail: vkondrakhin52@mail.ru

<sup>2</sup> Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

<sup>3</sup> Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russia

<sup>4</sup> Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia

<sup>5</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Abstract:** Optimization of operating parameters and modeling of the operation of equipment for the processing and preparation of products of mining plants is an urgent task. Crushers are often used as such equipment. Single-roll gyratory crushers can be used directly in mines for rock crushing. In this paper, using a differential equation, the optimal parameters of such a crusher are calculated. The paper shows that the form of the cheek of the working chamber, which is rational from the point of view of productivity, is the arc of a logarithmic spiral. The obtained mathematical models make it possible to determine the performance of the crusher and the rotational speed of its main working body. Thus, models and expressions were obtained for calculating the kinematic components of the loads on the crusher roll. Using the concept of fuzzy («fuzzy») sets, multi-criteria optimization of the parameters of the working chamber was performed: the eccentricity and the central angle of the beginning of the cheek profile. Due to the optimal choice of the profile of the working chamber and the angular coordinates of the installation of fixed jaws, a decrease in the coefficients of variation of the kinematic components of the loads on the working body is achieved: the moment – by 1.67 times, the radial load – by 1.2 times.

**Key words:** multicriteria optimization, single-roll gyratory crusher, kinematic components, working chamber, eccentricity, frequency, rotation, performance, mathematical modeling.

**For citation:** Kondrakhin V. P., Konyukhov V. Yu., Polyakova A. S., Moiseeva E. E., Boyko A. A. Calculation of the optimum parameters of a gyrating crusher for rock crushing. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2023;(11-1):88-101. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_111\_0\_88.

---

## Введение

Породные отвалы в горнодобывающих регионах создают экологические проблемы, занимают большие площади, которые могли бы быть использованы под застройку и для сельскохозяйственных угодий [1]. Извлечение пустой породы из шахт является весьма дорогостоящим процессом, повышающим себестоимость продукции. Решить эти проблемы позволяет закладка породы в выработанное пространство шахт, что является весьма актуальным для подземной добычи полезных ископаемых [2, 3]. Для закладки требуется дробление породы, полученной при проведении горных выработок, с целью дальнейшего пневмоили гидротранспортирования в выработанное пространство. При этом следует иметь в виду, что дроблению должны подвергаться в том числе и прочные породы с пределом прочности до 180 МПа.

Подготовку породы для транспортирования [4] и закладки целесообразно производить непосредственно в шахте. Расположение дробилки в шахте накладывает на ее конструкцию и параметры ряд требований, прежде всего они касаются габаритных размеров и вопросов взрывобезопасности [5]. Одним из перспективных вариантов является использование одновалковых дробилок [6, 7]. На рис. 1 представлен поперечный разрез рабочей камеры такой дробилки.

В корпусе 1, оснащенном армирующими плитами 2, расположен вал 3. На нем эксцентрично на подшипниках установлен рабочий валок 4. Дробление осуществляется методом раздавливания и раскалывания материала путем защемления кусков породы между валком и неподвижными щеками. Вал дробилки снабжен противовесами, которые урав-

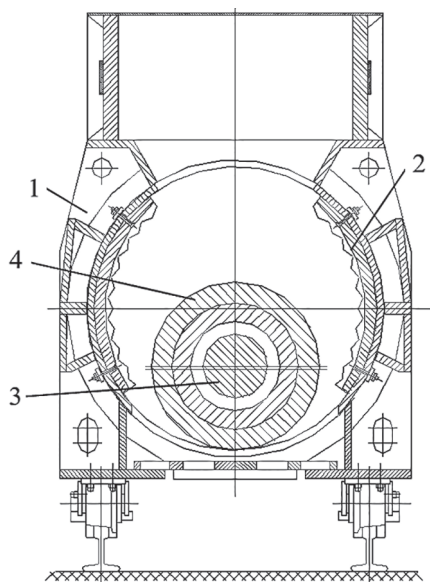


Рис. 1. Рабочая камера одновалковой дробилки  
Fig. 1. Working chamber of single-roll gyratory crusher

новешивают силы инерции, обусловленные эксцентричным расположением вала. Дробилка имеет две симметричные рабочие камеры слева и справа от вала, что обеспечивает при малых габаритах высокую производительность и может использоваться для дробления крепких горных пород. Благодаря малым габаритным размерам дробилки такого типа могут использоваться также на передвижных дробильных установках в наземных условиях.

Для создания высокоэффективных одновалковых дробилок необходимо решить вопросы обоснования и выбора параметров рабочей камеры и исполнительного органа. За счет этого можно повысить производительность и снизить энергопотребление дробилки. Исследованиям и оптимизации рабочих процессов дробильного оборудования посвящено большое количество работ. В статье [8] выполнена оптимизация параметров и режима работы щековой дробилки, однако полученные математические модели не могут быть непосредственно ис-

пользованы при постановке и решении задачи оптимизации одновалковой дробилки. В работах [9, 10] выполнено математическое моделирование двухвалковых дробилок высокого давления, однако результаты этих исследований не могут быть распространены на другие виды дробилок. В работе [11] выполнены исследования рабочего процесса одновалковой дробилки для дробления горных пород, но рассмотренная дробилка имеет неподвижную ось вала, то есть не является гирационной. В работе [12] получены математические модели динамики двухвалковых дробилок, в ней отсутствуют рекомендации по выбору параметров рабочих камер и исполнительных органов. В работах [13, 14] даны рекомендации для проектирования и изготовления дробилок для алюминиевых консервных банок, которые не могут быть непосредственно распространены на дробилки для горных пород. В работе [15] авторами предложена конструкция дробилки непрерывного действия, однако эта дробилка не относится к типу одновалковых дробильных машин. Рассмотрены вопросы оптимизации величины эксцентриситета приводного вала применительно к щековым дробилкам с целью повышения их надежности. Однако полученные математические модели не могут быть использованы для решения задачи оптимизации величины эксцентриситета вала одновалковой дробилки. В работе [16] приведены результаты экспериментальных исследований дробилки для дробления камня, используемой в строительной индустрии. В статье [17] исследован процесс дробления породы в конусных дробилках и его влияние на гранулометрический состав и механические свойства продукта дробления. В работе [18] исследовано влияние типа дробилки на форму и размеры продукта дробления. Однако в ней отсутствуют рекоменда-

ции по выбору типа дробилки для подготовки закладочного материала в угольных шахтах и рудниках.

В статье [19] проведены моделирование и оптимизация формы и размеров продукта дробления применительно к конусным дробилкам и ударным дробилкам с вертикальным валом. В работах [20, 21] рассмотрены вопросы автоматического управления передвижными дробильно-сортировочными установками, оснащенными конусными дробилками. Исследования [22 – 25] посвящены установлению взаимосвязи между различными свойствами крепких горных пород и их способностью к дроблению и измельчению. В работах [26 – 29] выполнены исследования рабочего процесса конусной дробилки с использованием метода дискретных элементов DEM. В статье [30] этот же метод в сочетании с методом генетических алгоритмов использован для оптимизации процесса дробления железной руды в конусной валковой дробилке.

Работы [31 – 33] посвящены разработке полномасштабной физической модели щековой дробилки.

Как показывает анализ опубликованных работ, вопросы математического моделирования и оптимизации дробилок являются весьма актуальными [34, 35]. Существенную роль для обеспечения эффективного дробления играет рациональное профилирование рабочей камеры одновалковой дробилки, а также выбор рациональных значений эксцентриситета и частоты вращения вала дробящего вала. Однако в технической литературе отсутствуют математические модели, позволяющие решать задачи рационального профилирования рабочей камеры и оптимизации параметров одновалковых дробилок применительно к процессам подготовки горных пород для закладки в выработанное пространство шахт.

Целью работы является математическое моделирование и оптимизация параметров рабочей камеры и исполнительного органа (валка) одновалковой шахтной дробилки, предназначенной для дробления крепких горных пород в процессе их подготовки к закладке в выработанное пространство шахт.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- получить и решить дифференциальное уравнение кривой рационального профиля щеки рабочей камеры одновалковой дробилки;
- получить аналитические выражения для определения частоты вращения и производительности дробилки рассматриваемого типа;
- разработать математическую модель для определения кинематических составляющих нагрузки на валок одновалковой дробилки;
- выполнить оптимизацию параметров рабочей камеры дробилки.

### **Материалы и методы**

На первом этапе исследований выведено и решено дифференциальное уравнение кривой, описывающей рациональный профиль щеки рабочей камеры. Затем были получены аналитические выражения для рациональной частоты вращения валка, а также производительности дробилки. На следующем этапе исследований нами разработана математическая модель для определения кинематических составляющих нагрузки на рабочий орган. Полученные аналитические выражения в совокупности представляют собой математическую модель рабочего процесса одновалковой дробилки. Затем была поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации параметров рабочего органа и камеры дробления: выбраны функции цели, оптимизируемые параметры, ограничения и метод решения задачи многокритери-

альной оптимизации. При проведении исследований использованы аналитические методы. При решении задачи рационального профилирования рабочей камеры дробилки использованы методы статики твердого тела и методы составления и решения обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка. При анализе периодических составляющих нагрузок на рабочий валок использован метод разложения периодических функций в ряд Фурье.

Многокритериальная оптимизация параметров рабочей камеры и вала производилась с использованием метода с применением нечетких («размытых») множеств [35, 36]. Суть принятого метода многокритериальной оптимизации параметров заключается в следующем. Пространство параметров равномерно заполняется точками по детерминированному алгоритму

$$P_{i,j} = P_{i \min} + \frac{(P_{i \max} - P_{i \min})(j-1)}{N_i - 1}, \quad (1)$$

где  $N_i$  — количество уровней  $i$ -го параметра;  $j = 1, 2 \dots N_i$  — порядковый номер значения  $i$ -го параметра.

Для каждой точки производится вычислительный эксперимент, в результате которого определяются значения выбранных частных критериев (функций цели), образующих множество  $K = \{k_1, k_2, \dots, k_{nk}\}$ , где  $nk$  — количество частных критериев.

Затем производится выбор наилучшего решения, основанный на определении обобщенного критерия. Формирование обобщенного критерия требует нормализации (нормирования) частных критериев, т.е. приведения их к безразмерному виду.

Нормирование критериев производится путем их представления в виде нечеткого (размытого) множества:

$$k_j = \{(k_j, \xi_j(k_j))\}, \quad (2)$$

где  $\xi_j(k_j)$  — функция принадлежности конкретного значения  $j$ -го критерия размытому множеству наилучшего значения.

Функция принадлежности принимает значения из интервала  $[0, 1]$ , причем чем ближе значение к 1, тем выше степень соответствия критерия «наилучшему» решению, т.е. степень приближенности к локальному оптимуму по критерию  $k_j$ .

Например, в случае, когда задача сводится к минимизации критериев, функцию принадлежности целесообразно представить в виде:

$$\xi_j(k_j) = \left( \frac{k_{jB} - k_j}{k_{jB} - k_{jM}} \right)^{\alpha_j}, \quad (3)$$

где  $k_{jB}$ ,  $k_{jM}$  — соответственно наибольшее и наименьшее из полученных значений  $j$ -го критерия;  $\alpha_j$  — показатель нелинейности, который выбирается лицом, принимающим решения, из эвристических соображений.

При  $\alpha_j = 1$  функция принадлежности линейная, при  $\alpha_j > 1$  — вогнутая, при  $0 < \alpha_j < 1$  — выпуклая. Очевидно, что чем более жесткие требования предъявляются к необходимости приближения заданного критерия к локальному минимуму  $k_{jM}$ , тем большие значения должен принимать параметр  $\alpha_j$ .

Обобщенный критерий принимается также в виде функции принадлежности:

$$\xi = \left\{ \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n_j} [\xi_j(k_j)]^\varepsilon \right\}^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (4)$$

где  $\varepsilon$  — параметр, который выбирается субъективно в зависимости от принятого принципа компромисса.

Компромиссное решение выбирается с учетом ограничений из рассматриваемых вариантов сочетания параметров таким образом, чтобы обеспечить максимальное значение обобщенного критерия.

## Результаты

Одной из главных задач при проектировании одновалковой дробилки является выбор формы и размеров рабочей камеры. При определении рационального профиля щеки главным требованием является возможность захвата куска породы с максимальным размером  $d_{\max}$  (примерно 300 мм для шахтных дробилок) и удержание куска в процессе дробления в камере дробилки. Схема взаимодействия куска породы с валком и щекой представлена на рис. 2, где  $R_b$  — радиус валка;  $e$  — эксцентриситет ( $e < R_b$ ).

Рассмотрим равновесие куска породы в рабочей камере дробилки. На кусок породы действуют силы:  $N$  — сила, действующая со стороны валка, которая в первом приближении проходит через ось вала (точка  $O$ );  $N_1$  — нормальная составляющая реакции щеки;  $F_{\text{тр}}$  — сила трения куска о щеку. Равновесие возможно, если рассматриваемые силы образуют треугольник сил, приведенный на рис. 2. Из этого треугольника следует:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{\text{тр}}}{N_1} = f_{\text{тр}}, \quad (5)$$

где  $f_{\text{тр}}$  — коэффициент трения породы о щеку;  $\beta$  — угол захвата, то есть угол между касательными к поверхностям валка

и щеки в точках контакта (при рекомендуемом значении  $f_{\text{тр}} = 0,3$ ,  $\beta = 16,4^\circ$ ).

Уравнение кривой профиля  $y(x)$  определяется из условия (5). Поскольку производная  $y'(x)$  — это тангенс угла  $\Psi_k$  наклона касательной к искомому профилю, причем

$$\Psi_k = \frac{\pi}{2} + \varphi - \beta,$$

получим дифференциальное уравнение

$$y'(x) = \frac{(x + f_{\text{мп}}y)}{(f_{\text{мп}}x - y)}. \quad (6)$$

Решая это уравнение, получим выражение для искомого профиля в полярной системе координат:

$$r = r_n \exp[f_{\text{мп}}(\varphi - \varphi_n)], \quad (7)$$

где  $r_n = R_b + d_{\max} - e$ .

Из полученного уравнения (7) следует, что требуемый профиль щеки представляет собой логарифмическую спираль. Как показывает анализ, эта кривая с достаточной для практики точностью может быть аппроксимирована дугой окружности. Значением угла  $\varphi_n$  можно задаваться, исходя из конструктивных соображений или рассматривая его в качестве одного из оптимизируемых параметров. Тогда величина угла  $\varphi_k$  определяется из выражения

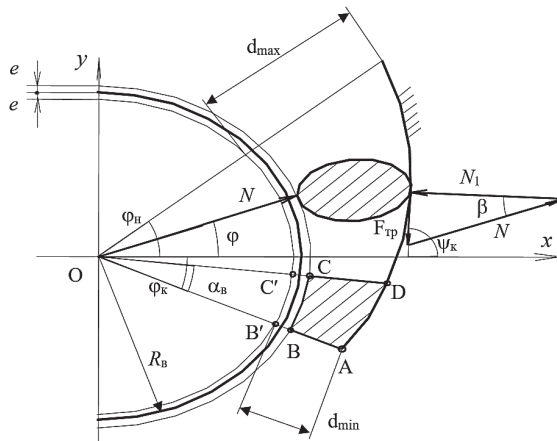


Рис. 2. Расчетная схема для определения оптимального профиля камеры дробилки

Fig. 2. Calculation scheme for determining the optimal profile of the crusher chamber



$$\varphi_k = f_{mp}^{-1} \ln \left[ \frac{(R_g + d_{\min} - e)}{(R_g + d_{\max} - e)} \right] + \varphi_H, \quad (8)$$

где  $d_{\min}$  — минимальный размер куска дробленого продукта.

Рассматриваемая дробилка по принципу работы наиболее близка к щековым дробилкам. Поэтому при выборе ее параметров целесообразно использовать опыт проектирования щековых дробилок [26]. Можно рекомендовать принимать диапазон возможных значений эксцентриситета таким, чтобы размеры «тела выпадения» ( $ABCD$  на рис. 2) примерно соответствовали требуемому размеру куска дробленого материала (например, 70–80 мм для шахтных дробилок).

Выпасть из дробилки могут только те куски, которые находятся ниже радиальной плоскости  $CD$ , на уровне которой ширина камеры дробления в момент окончания рабочего хода равна ширине выходной щели при максимальном отходе рабочего вала, то есть  $CD = AB'$ . Из этого условия с использованием выражения (7) получим угол  $\alpha_g$ , определяющий размеры «тела выпадения»:

$$\alpha_g = f_{mp}^{-1} \ln \left[ \frac{(R_g + d_{\min} + e)}{(R_g + d_{\max} - e)} \right]. \quad (9)$$

Время выпадения тела  $ABCD$  при условии его равноускоренного движения

$$t_B = \left( \frac{2S_c}{a_c} \right)^{0.5},$$

где  $S_c$  — путь  $DA$  движения частицы, расположенной в точке  $D$ ;  $a_c$  — ускорение частицы, движущейся по профилю  $DA$  под воздействием силы тяжести и давления вышележащих кусков породы.

Продолжительность отхода ротора от щеки равна времени половины оборота вала  $t_o = 30/n_B$ , где  $n_B$  — частота вращения вала в об/мин. Отсюда, приравнявая  $t_B$  и  $t_o$ , получим выражение для определения требуемой частоты вращения вала

$$n_B = 30 \sqrt{\frac{a_c}{2S_c}}. \quad (10)$$

При определении ускорения частицы  $a_c$  можно принимать  $a_c = 0,5(a_H + g)$ , где  $a_H$  — ускорение частицы, движущейся под действием силы тяжести с учетом трения по поверхности  $DA$ , которая в первом приближении может рассматриваться как наклонная плоскость;  $g$  — ускорение свободного падения:

$$a_H = g(\sin \alpha_{cp} - f_{mp} \cos \alpha_{cp}), \quad (11)$$

где

$$\alpha_{cp} = 0,5(\pi + \alpha_g) + \varphi_k - \beta. \quad (12)$$

Объемная производительность дробилки определяется из выражения:

$$Q = 2\mu_p n_B V_T, \quad (13)$$

где  $\mu_p = 0,5...0,6$  — коэффициент разрыхления материала при выходе из дробилки;  $V_T$  — объем «тела выпадения», м<sup>3</sup>;

$$V_T = S_1 L_B \quad (14)$$

где  $S_1$  — площадь фигуры  $ABCD$ ;  $L_B$  — длина вала.

$$S_1 = 0,25 f_{mp}^{-1} (R_g + d_{\min} - e)^2 \cdot [\exp(2f_{mp} \alpha_g) - 1] - 0,5 \alpha_g (R_g - e)^2 \quad (15)$$

По полученным зависимостям (5)–(15), задаваясь значениями эксцентриситета  $e$  и центрального угла начала профиля  $\varphi_H$ , можно определить производительность дробилки.

Циклический характер сжатия породы в рабочей камере валковой дробилки приводит к формированию неравномерной нагрузки на валок. Амплитуды колебаний радиальной силы и момента сил сопротивления на валке существенно зависят от центральных углов начала и конца профиля  $\varphi_H$  и  $\varphi_K$ . Расчетная схема для определения кинематических составляющих нагрузок, действующих на валок, приведена на рис. 3.

За положительное направление принято направление вращения против хо-

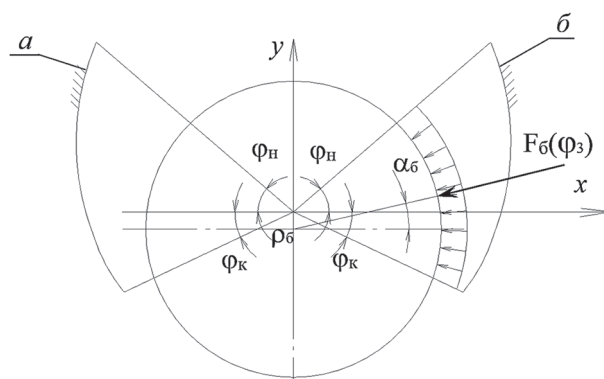


Рис. 3. Расчетная схема для определения кинематических составляющих нагрузок, действующих на валок

Fig. 3. Calculation scheme for determining the kinematic components of the loads acting on the roll

да часовой стрелки. Щеки дробилки обозначены буквами «а» и «б». Отсчет углов ведется вверх от оси  $x$ , то есть приведенный на рисунке угол  $\varphi_n$  имеет положительное значение, а угол  $\varphi_k$  — отрицательное.

При составлении расчетной схемы сделаны допущения:

- радиальная нагрузка на валок для каждой из щек пропорциональна величине центрального угла сектора, в котором происходит сжатие дробимой горной массы;

- результирующее радиальное усилие для каждой из рабочих щек приложено посередине сектора, в котором происходит сжатие;

- при определении плеча силы дробления принимаем, что линия действия силы проходит по нормали к поверхности вала;

- при определении угла наклона силы дробления предполагаем, что линия действия силы проходит через ось вращения вала; вносимая при этом погрешность мала, так как эксцентриситет  $e$  значительно меньше радиуса вала  $R_b$ .

Крутящий момент, действующий на валок  $M_F = M_a + M_b$ , где  $M_a, M_b$  — моменты сил, действующих со стороны щек  $a$  и  $b$ :

$$M_a = -F_a \rho_a; M_b = -F_b \rho_b \quad (16)$$

Здесь  $F_a, F_b$  — силы, действующие на валок со стороны щек  $a$  и  $b$ ;  $\rho_a, \rho_b$  — плечи этих сил относительно оси вращения вала.

$$\begin{aligned} \rho_a &= -e \cos(\alpha_a + \varphi); \\ \rho_b &= e \cos(\varphi - \alpha_b); \end{aligned} \quad (17)$$

где  $\alpha_a, \alpha_b$  — угол наклона векторов сил  $F_a$  и  $F_b$  к горизонтальной оси  $x$  (см. рис. 3).

Проекции усилий  $F_a$  и  $F_b$  на оси координат определяются из выражения:

$$F_{xa} = F_a \cos \alpha_a; F_{xb} = -F_b \cos \alpha_b, \quad (18)$$

$$F_{ya} = -F_a \sin \alpha_a; F_{yb} = -F_b \sin \alpha_b. \quad (19)$$

Результирующее усилие, действующее на валок, и его проекции определяются следующим образом:

$$F_x = F_{xa} + F_{xb}; F_y = F_{ya} + F_{yb};$$

$$F_\partial = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (20)$$

При этом  $P_F$  — удельное усилие, действующее на валок, отнесенное к единичному центральному углу:

$$P_F = \frac{F_{\max}}{\varphi_n - \varphi_k}, \quad (21)$$

где  $F_{\max}$  — максимальное действующее на валок усилие, которое возникает при сжатии материала по всей поверхности щеки.

Графики зависимостей (16) и (20) применительно к типичным для шахтных



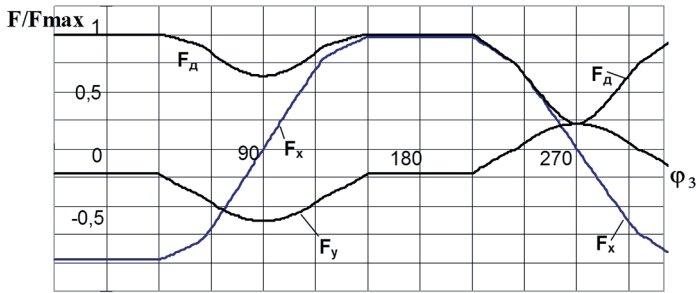


Рис. 4. Кинематические составляющие нагрузок на рабочий валок дробилки  
 Fig. 4. Kinematic components of loads on the work roll of a gyratory crusher

дробилок параметрам представлены на рис. 4. Указанные графики приведены в безразмерной форме, причем нормирование для усилий производилось для моментов — на величину  $M_{\max} = F_{\max} e$ .

Из полученных результатов следует, что кинематические составляющие нагрузок на валок представляют собой периодические функции угла поворота вала. Для удобства анализа эти периодические функции, описывающие внешнюю нагрузку, разложены в ряд Фурье

$$\sum_{i=0}^{N_2} (a_i \sin(i\varphi_3) + b_i \cos(i\varphi_3)),$$

где  $i$  — порядковый номер гармоники;  $N_2$  — количество учитываемых гармоник (как показал анализ, для типичной шахтной дробилки можно принимать  $N_2 = 4$ ).

Следует отметить, что вид графиков зависит от взаиморасположения и размера щек, то есть от углов  $\varphi_n$  и  $\varphi_k$ . Представляет интерес задача выбора таких значений этих углов и эксцентриситета вала, при которых достигались бы минимальные амплитуды кинематических составляющих нагрузки и максимальная производительность дробилки.

Постановка задачи оптимизации параметров дробилки предусматривает выбор и обоснование функций цели (критериев качества), оптимизируемых параметров, ограничений и метода поиска оптимальных решений. В качестве функ-

ций цели принимаем расчетную производительность дробилки  $Q$ , которую требуется максимизировать, и коэффициенты вариации крутящего момента и радиальной силы  $v_m$  и  $v_r$ , требующие минимизации (соответственно,  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$ ). Таким образом, рассматриваемая задача оптимизации является многокритериальной.

В качестве оптимизируемых параметров в рассматриваемой задаче оптимизации целесообразно принимать величины начального угла профиля  $\varphi_n$  и эксцентриситета  $e$  (соответственно,  $P_1$  и  $P_2$ ). На значения оптимизируемых параметров накладываются параметрические ограничения с точки зрения возможности их технической реализации ( $P_{i\min} \leq P_i \leq P_{i\max}$ ). Для рассматриваемых шахтных дробилок важную роль играет функциональное ограничение на значения скорости взаимодействия вала с куском породы по условию фрикционного искрения:

$$v = \frac{e\pi n_e}{30} < v_{\text{дон}}, \quad (22)$$

где  $v_{\text{дон}} = 0,3 - 0,4$  м/с.

Количество уровней факторов (параметров) принималось 8 для начального угла при параметрических ограничениях 40—75° и 5 для эксцентриситета (при ограничениях 0,005—0,025 м).

Числовые значения основных параметров принимались следующими:  $d_{\min} =$

$= 0,07$  м,  $d_{\max} = 0,03$  м,  $R_{\text{в}} = 0,03$  м,  $f_{\text{тр}} = 0,3$ ,  
 $\mu_{\text{р}} = 0,55$ ,  $L_{\text{в}} = 0,82$  м,  $v_{\text{дон}} = 0,3$  м/с.

Полученные математические модели и результаты оптимизации параметров рабочих органов и камеры дробления целесообразно использовать при проектировании одновалковых дробилок, предназначенных для работы в подземных условиях, а также в составе поверхностных передвижных дробильных комплексов. Разработанная методика многокритериальной оптимизации дробилки может быть эффективно использована при решении задач оптимизации параметров и структуры других типов дробильных машин.

### Заключение

Рациональный профиль щек рабочей камеры одновалковой дробилки получен путем составления и решения дифференциального уравнения кривой профиля. Рациональный профиль представляет собой отрезок логарифмической спирали, который с приемлемой для практики точностью может быть аппроксимирован дугой окружности.

Получены аналитические выражения для определения рациональной частоты вращения вала и производительности дробилки, используемые в математической модели оптимизации параметров дробилки.

Разработанная математическая модель формирования кинематических составляющих нагрузки позволила установить, что кинематические составляющие нагрузки рабочего органа дробилки представляют собой периодическую функцию угла поворота вала. Разложение этой функции в ряд Фурье позволяет сделать вывод о наличии в составе нагрузки на валок гармоник 1-го, 2-го, 3-го и 4-го порядков. Это необходимо учитывать при динамическом анализе с целью предотвращения резонансных явлений при эксплуатации дробилки.

Была поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации параметров дробилки по критериям максимальной производительности и минимальных кинематических составляющих радиальной нагрузки на валок и момента сил сопротивления в приводе дробилки. Для шахтных дробилок при размере куска раздробленной породы  $d_{\min} = 0,07$  м и размере куска породы питания дробилки  $d_{\max} = 0,3$  м можно рекомендовать в качестве рациональных значения эксцентриситета  $e = 0,01 \dots 0,02$  м. Оптимальная величина центрального угла, соответствующего начальной точке профиля, для типичной шахтной дробилки равна  $45^\circ$ .

За счет оптимального выбора профиля рабочей камеры и угловых координат установки неподвижных щек достигается снижение коэффициентов вариации кинематических составляющих нагрузок на рабочем органе: момента — в 1,67 раза, радиальной нагрузки — в 1,2 раза. При этом следует учитывать, что производительность зависит главным образом от значения эксцентриситета, а амплитуды кинематических составляющих — от начального угла профиля.

Полученные результаты были использованы при проектировании экспериментального образца одновалковой дробилки, испытания которого показали эффективность принятых технических решений.

Необходимо отметить, что используемая при выборе параметров рабочей камеры дробилки математическая модель является приближенной, поскольку в полной мере не учитывает свойства дробимого материала. Поэтому полученные результаты следует рассматривать как первое приближение, которое будет уточняться по мере накопления опыта проектирования и эксплуатации валковых дробилок.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зиновьева О. М., Колесникова Л. А., Меркулова А. М., Смирнова Н. А. К вопросу оценки экологического состояния окружающей среды для достижения устойчивого развития угледобывающих регионов России // Устойчивое развитие горных территорий. — 2023. — Т. 15. — № 1. — С. 35–43. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-35-43.

2. Рыльникова М. В., Ангелов В. А., Туркин И. С. Особенности технологических и конструктивных решений по утилизации отходов добычи и переработки руд в выработанном пространстве рудников // Известия вузов. Горный журнал. — 2015. — № 2. — С. 59–66.

3. Рыбак Я., Хайрутдинов М. М., Конгар-Сюрюн Ч. Б., Тюляева Ю. С. Ресурсосберегающие технологии освоения месторождений полезных ископаемых // Устойчивое развитие горных территорий. — 2021. — Т. 13. — № 3. — С. 406–415. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-3-406-415.

4. Gutarevich V. O., Martyushev N. V., Klyuev R. V., Kukartsev V. A., Kukartsev V. V., Iushkova L. V., Korpacheva L. N. Reducing oscillations in suspension of mine monorail track // Applied Sciences. 2023, vol. 13, no. 8, article 4671. DOI: 10.3390/app13084671.

5. Bosikov I. I., Klyuev R. V., Savchenko I. A., Kukartsev V. V., Kukartsev V. A., Tynchenko Y. A. Modeling and complex analysis of the topology parameters of ventilation networks when ensuring fire safety while developing coal and gas deposits // Fire. 2023, vol. 6, no. 3, article 95. DOI: 10.3390/fire6030095.

6. Malorodov V. G., Mizin V. A., Kondrakhin V. P., Olkhovsky O. V. Single-roll crusher. Patent of Ukraine no. 51700, priority dated 10/13/98, published 12/16/2002, bull. no. 12.

7. Абрамкин Н. И., Мансуров П. А., Кузина А. В., Левкин Ю. М. Обоснование параметров расчета валковой дробилки с учетом применения шпальтовых просеивающих поверхностей // Устойчивое развитие горных территорий. — 2023. — Т. 15. — № 2. — С. 473–481. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-2-473-481.

Литературу с п. 8 по п. 21 смотри в REFERENCES.

22. Дмитрак Ю. В., Атрушкевич В. А., Кубрин С. С., Адамова Л. С. Определение энергии ударных импульсов в процессе измельчения горных пород для мельниц различных типов // Устойчивое развитие горных территорий. — 2022. — Т. 14. — № 3. — С. 468–478. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-3-468-478.

23. Минасян Д. Г., Елоева А. С., Назаров С. Г., Скворцов П. А. Сравнение моделей движения измельчаемого материала в корпусе центробежной мельницы вертикального типа // Устойчивое развитие горных территорий. — 2021. — Т. 13. — № 1. — С. 119–124. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-1-119-124.

Литературу с п. 24 по п. 36 смотри в REFERENCES. **ПЛАЭ**

## REFERENCES

1. Zinovieva O. M., Kolesnikova L. A., Merkulova A. M., Smirnova N. A. On the issue of assessing the ecological condition of the environment to achieve sustainable development of coal-mining regions of Russia. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2023, vol. 15, no. 1, pp. 35–43. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-1-35-43.

2. Rylnikova M. V., Angelov V. A., Turkin I. S. Distinctive features of technological and design solutions on disposal of waste of ore mining and processing in a worked-out area. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal*. 2015, no. 2, pp. 59–66. [In Russ].

3. Rybak Ya., Khairutdinov M. M., Kongar-Suryun Ch. B., Tyulyaeva Yu. S. Resource-saving technologies for development of mineral deposits. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2021, vol. 13, no. 3, pp. 406–415. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-3-406-415.

4. Gutarevich V. O., Martyushev N. V., Klyuev R. V., Kukartsev V. A., Kukartsev V. V., Iushkova L. V., Korpacheva L. N. Reducing oscillations in suspension of mine monorail track. *Applied Sciences*. 2023, vol. 13, no. 8, article 4671. DOI: 10.3390/app13084671.

5. Bosikov I. I., Klyuev R. V., Savchenko I. A., Kukartsev V. V., Kukartsev V. A., Tynchenko Y. A. Modeling and complex analysis of the topology parameters of ventilation networks when ensuring fire safety while developing coal and gas deposits. *Fire*. 2023, vol. 6, no. 3, article 95. DOI: 10.3390/fire6030095.
6. Malorodov V. G., Mizin V. A., Kondrakhin V. P., Olkhovsky O. V. Single-roll crusher. *Patent of Ukraine no. 51700*, priority dated 10/13/98, published 12/16/2002, bull. no. 12.
7. Abramkin N. I., Mansurov P. A., Kuzina A. V., Levkin Yu. M. Justification of the roll crusher calculation parameters, taking into account the use of spar screen surface. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2023, vol. 15, no. 2, pp. 473–481. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2023-15-2-473-481.
8. Kondrakhin V. P., Martyushev N. V., Klyuev R. V., Sorokova S. N., Efremenkov E. A., Valuev D. V., Mengxu Q. Mathematical modeling and multi-criteria optimization of design parameters for the gyratory crusher. *Mathematics*. 2023, vol. 11, article 2345. DOI: 10.3390/math11102345.
9. Djokoto S. S., Karimi H. R. Modeling and simulation of a High-Pressure Roller Crusher for silicon carbide production. *Proceeding of the International Conference on Electrical Power Quality and Utilisation (EPQU)*. 2011, pp. 1–6. DOI: 10.1109/EPQU.2011.6128963.
10. Johansson M., Evertsson M. A time dynamic model of a high-pressure grinding rolls crusher. *Minerals Engineering*. 2019, vol. 132, pp. 27–38. DOI: 10.1016/j.mineng.2018.12.008.
11. Efremenkov E. A., Shanin S. A., Martyushev N. V. Development of an algorithm for computing the force and stress parameters of a cycloid reducer. *Mathematics*. 2023, vol. 11, article 993. DOI: 10.3390/math11040993.
12. Lieberwirth H., Hillmann P., Hesse M. Dynamics in double roll crushers. *Minerals Engineering*. 2017, vol. 103, pp. 60–66. DOI: 10.1016/j.mineng.2016.08.009.
13. Bello S., Bajela G., Lamidi S., Oshinlaja S. Design and fabrication of pneumatic can crushing machine. *International Journal of Advances in Scientific Research and Engineering*. 2020, vol. 6, pp. 154–161. DOI: 10.31695/IJASRE.2020.33914.
14. Chakule R., Patil S., Talmale P. Design and development of can crushing machine. *Asian Journal of Engineering and Applied Technology*. 2020, vol. 9, pp. 25–28. DOI: 10.51983/ajeat-2020.9.1.1082.
15. Bahre K., Krohm R. *Continuous operation crushing machine, 2023*. Retrieved from: [https://www.researchgate.net/publication/255043528\\_Continuous-operation\\_crushing\\_machine](https://www.researchgate.net/publication/255043528_Continuous-operation_crushing_machine).
16. Kurbanov X., Yadgarov S., Turdiev A., Amanov Z. Development of a technological image of a stone crushing machine. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2020, no. 9, pp. 313–315. DOI: 10.35940/ijitee.E2197.039520.
17. Pacana A., Siwec D., Bednarova L., Sofranko M., Vegsoova O., Cvoliga M. Influence of natural aggregate crushing process on crushing strength index. *Sustainability*. 2021, vol. 13, article 8353. DOI: 10.3390/su13158353.
18. Rajan B., Singh D. Understanding influence of crushers on shape characteristics of fine aggregates based on digital image and conventional techniques. *Construction and Building Materials*. 2017, vol. 150, pp. 833–843.
19. Bengtsson M., Hulthen E., Evertsson C. M. Size and shape simulation in a tertiary crushing stage, a multi objective perspective. *Minerals Engineering*. 2015, vol. 77, pp. 72–77. DOI: 10.1016/j.mineng.2015.02.015.
20. Ostroukh A., Surkova N., Varlamov O., Chernenky V., Baldin A. Automated process control system of mobile crushing and screening plant. *Journal of Applied Engineering Science*. 2018, vol. 16, pp. 343–348.
21. Cleary P. W., Sinnott M. D., Morrison R. D., Cummins S., Delaney G. W. Analysis of cone crusher performance with changes in material properties and operating conditions using DEM. *Minerals Engineering*. 2017, vol. 100, pp. 49–70. DOI: 10.1016/j.mineng.2016.10.005.
22. Dmitrak Yu. V., Atrushkevich V. A., Kubrin S. S., Adamova L. S. Evaluation of shock pulses energy in the grinding rocks process for various types of mills. *Sustainable Development*

of Mountain Territories. 2022, vol. 14, no. 3, pp. 468–478. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-3-468-478.

23. Minasyan D. G., Eloeva A. S., Nazarov S. G., Skvortsov P. A. Comparison of the crushed material movement model in the body of vertical centrifugal mill. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2021, vol. 13, no. 1, pp. 119–124. [In Russ]. DOI: 10.21177/1998-4502-2021-13-1-119-124.

24. Adigamov R. R., Baraboshkin K. A., Mishnev P. A. Development of rolling procedures for pipes of K55 strength class at the laboratorial mill. *CIS Iron and Steel Review*. 2022, vol. 24, pp. 60–66. DOI 10.17580/cislr.2022.02.09.

25. Koken E., Ozarslan A. New testing methodology for the quantification of rock crushability: Compressive crushing value. *International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials*. 2018, no. 25, pp. 1227–1236. DOI: 10.1007/s12613-018-1675-7.

26. Ershov V. A., Kondratiev V. V., Karlina A. I., Kolosov A. D., Sysoev I. A. Selection of control system parameters for production of nanostructures concentrates. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018, vol. 1118, no. 1, article 012014. DOI: 10.1088/1742-6596/1118/1/012014.

27. Kondratiev V. V., Govorkov A. S., Kolosov A. D., Gorovoy V. O., Karlina A. I. The development of a test stand for developing technological operation «flotation and separation of MD2. The deposition of nanostructures MD1» produce nanostructures with desired properties. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2017, vol. 12, no. 22, pp. 12373–12377.

28. Zykova A., Skeebe V., Zadkov D., Kuzkin A. Influence of W addition on microstructure and mechanical properties of Al-12% Si alloys. *Materials*. 2019, vol. 12, article 981. DOI: 10.3390/ma12060981.

29. Ivashutenko A., Vidayev I., Kostikov K. Influence of technological factors on structure and properties of alumina-zirconia ceramics. *Advanced Materials Research*. 2014, vol. 1040, pp. 845–849. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1040.845.

30. Zeren Chen, Guoqiang Wang, Duomei Xue, Da Cui. Simulation and optimization of crushing chamber of gyratory crusher based on the DEM and GA. *Powder Technology*. 2021, vol. 384, pp. 36–50. DOI: 10.1016/j.powtec.2021.02.003.

31. Konyuhov V. Y., Konstantinova M. V., Gladkih A. M. Determination of restored units spectrum of equipment and development of the assembly unit repair method at industrial enterprises. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019, vol. 1353, no. 1, article 012047. DOI: 10.1088/1742-6596/1353/1/012047.

32. Johansson M., Bengtsson M., Evertsson C. M., Hulthén E. A fundamental model of an industrial-scale jaw crusher. *Minerals Engineering*. 2017, vol. 105, pp. 69–78. DOI: 10.1016/j.mineng.2017.01.012.

33. Kondrat'ev V. V., Govorkov A. S., Lavrent'eva M. V., Sysoev I. A. Description of the heat exchanger unit construction, created in IRNITU. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016, vol. 11, no. 19, pp. 9979–9983.

34. Balanovsky A. E., Shtayger M. G. Plasma-arc surface modification of metals in a liquid medium. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 411, no. 1, article 012013. DOI: 10.1088/1757-899X/411/1/012013.

35. Sakawa M. *Fuzzy sets and interactive multiobjective optimization*. New York, Plenum Press, 1993. DOI: 10.1007/978-1-4899-1633-4.

36. Konyukhov V. Y., Permyakova D. N., Oparina T. A. Perspective for the use of industrial waste in lubricating compositions to reduce wear in friction pairs. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021, vol. 2061, no. 1, article 012046. DOI: 10.1088/1742-6596/2061/1/012046.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кондрахин Виталий Петрович – научный отдел,  
Комплексный научно-исследовательский институт  
им. Х.И. Ибрагимова РАН, e-mail: vkondrakhin52@mail.ru,

*Конюхов Владимир Юрьевич* — канд. техн. наук, профессор, доцент, Иркутский национальный исследовательский технический университет, e-mail: konyukhov\_vyu@mail.ru,

*Полякова Анастасия Сергеевна*<sup>1</sup> — канд. техн. наук, старший преподаватель, e-mail: Polyakova\_nasty@mail.ru, ORCID ID: 0000-0003-1035-4403,

*Моисеева Елена Евгеньевна*<sup>1</sup> — канд. экон. наук, доцент, зав. кафедрой, e-mail: mee.05@mail.ru, *Бойко Андрей Анатольевич*<sup>1</sup> — канд. экон. наук, доцент ВАК, доцент, e-mail: boiko@sibsau.ru,

Сибирский федеральный университет, НОЦ Технологии искусственного интеллекта, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана ORCID ID: 0000-0001-7185-2890,

<sup>1</sup> Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва.

**Для контактов:** Кондрахин В.П., e-mail: vkondrakhin52@mail.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*V.P. Kondrakhin*, Scientific Department, Kh. Ibragimov Complex Institute of Russian Academy of Sciences, 364906, Grozny, Russia, e-mail: vkondrakhin52@mail.ru,

*V.Yu. Konyukhov*, Cand. Sci. (Eng.), Professor, Assistant Professor, Irkutsk National Research Technical University, 664074, Irkutsk, Russia,

e-mail: konyukhov\_vyu@mail.ru, *A.S. Polyakova*<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Senior Lecturer, e-mail: Polyakova\_nasty@mail.ru, ORCID ID: 0000-0003-1035-4403,

*E.E. Moiseeva*<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Econ.), Assistant Professor, Head of Chair, e-mail: mee.05@mail.ru,

*A.A. Boyko*<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Econ.), Assistant Professor, e-mail: boiko@sibsau.ru, Siberian Federal University, 660041, Krasnoyarsk, Russia,

Artificial Intelligence Technology Scientific and Education Center, Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russia, ORCID ID: 0000-0001-7185-2890,

<sup>1</sup> Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, 660037, Krasnoyarsk, Russia.

**Corresponding author:** V.P. Kondrakhin, e-mail: vkondrakhin52@mail.ru.

Получена редакцией 06.07.2023; получена после рецензии 24.08.2023; принята к печати 10.10.2023.  
Received by the editors 06.07.2023; received after the review 24.08.2023; accepted for printing 10.10.2023.