



УДК 621.926.2

ДИНАМИЧЕСКИЙ ДИСБАЛАНС РОТОРА УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ДРОБИЛОК И УСЛОВИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВО

К.А. Зиборов¹, А.А. Логинова²

¹кандидат технических наук, заведующий кафедрой основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, Украина, e-mail: ziborov@nmu.org.ua

²аспирант, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, Украина, e-mail: logan-ne@ukr.net

Аннотация. В работе систематизированы причины возникновения дисбалансов рабочего органа ударно-центробежных дробилок, а также условия, обеспечивающие его динамическое совершенство. Приведены зависимости определяющие взаимосвязи некоторых кинематических и силовых характеристик дробилок ударно-центробежного типа.

Ключевые слова: дисбаланс, ударно-центробежная дробилка, самоуравновешивание, дробление.

THE DYNAMIC ROTOR DISBALANCE OF PERCUSSION GRINDERS AND WAYS TO INCREASE ITS DYNAMIC PERFORMANCE

K.A. Ziborov¹, A. Loginova²

¹Ph.D., Head of Machinery Design Bases Department, State Higher Educational Institution “National Mining University”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: ziborov@nmu.org.ua

²Postgraduate, State Higher Educational Institution “National Mining University”, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: logan-ne@ukr.net

Abstract. This article considered the theoretical study and the establishment of the causes of dynamic imbalances working body of percussion grinders, as well as the conditions for the manifestation of factors causing it self-balance.

Keywords: imbalance, percussion grinder, self-balancing, crushing.

Введение. Ударно-центробежные дробилки, разрушающие материал «свободным ударом» в поле центробежных сил, позволяют получать продукт более высокого качества при меньшем количестве стадий дробления (измельчения), чем в случае использования дробилок раздавливающего или истирающего действия.

Основными факторами, ограничивающими широкое применение ударно-центробежных дробилок, являются динамические дисбалансы ра-



бочего органа конструктивного и технологического характеров, что приводит к преждевременному износу рабочего органа и его опор [1, 2, 3].

Цель работы. Систематизировать причины возникновения дисбалансов рабочего органа ударно-центробежных дробилок, а также условия, обеспечивающие его динамическое совершенство.

Материал и результаты исследований.

В процессе эксплуатации рабочий орган ударно-центробежной дробилки (далее ротор) испытывает следующие виды нагрузок, вызывающие нестационарный режим работы [4]:

1) нагрузки, вызываемые центробежными силами, возникающими вследствие дисбаланса. Суммарная величина дисбаланса определяется дисбалансом корпуса ротора, допущенного при изготовлении, неравномерностью залегания футерующего материала в каналах ротора и разницей в весе разгонных лопаток;

2) нагрузки, возникающие при загрузке, а также вызванные ударами кусков дробимого материала по ротору, которые зависят от величины ударного импульса, действующего на ротор, и жесткости упругой системы: разгонных лопаток, корпуса ротора, вала и его опор;

3) нагрузки, возникающие вследствие разгона находящегося в роторе материала, и зависящие от величины центробежной силы, силы трения куска по поверхности ротора, о направляющее ребро (последняя возникает в результате действия силы, вызванной кориолисовой составляющей ускорения).

Если нагрузки 1-го рода являются почти постоянными по величине и являются причиной возникновения так называемых конструктивных дисбалансов, то нагрузки 2-го и 3-го рода являются переменными (значительно превышают нагрузки 1-го рода по величине) и являются причиной технологических дисбалансов ротора. Основной причиной их возникновения является загрузка и разгон материала с широким диапазоном крупности частиц, при этом на противоположные разгонные лопатки могут попадать куски разных размеров и, следовательно, разных масс. Возникающий при этом технологический дисбаланс в общем виде равен:

$$D = (m_1 - m_2)(r_1 - r_2) \quad (1)$$

где $(m_1 - m_2)$ – разность масс материала, находящегося на противоположных разгонных лопатках;

$(r_1 - r_2)$ – разность расстояний центров этих масс от оси вращения.

Сила инерции при этом равна:

$$P = D \cdot \omega^2 \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора дробилки.



Это приводит к возникновению колебаний динамической системы с амплитудой:

$$A = \frac{D}{M + m_1 + m_2} \quad (3)$$

где M – масса ротора.

Из формулы (3) видно, что снижение амплитуды возможно путём повышения массы ротора, однако такое решение не всегда экономически обоснованно, так как вызывает повышение металлоёмкости, потребляемой мощности (особенно в переходные режимы работы).

Оценочные расчёты показывают, что величина дисбаланса ротора при производительности до 10 т/ч и крупности питания до 100 мм может достигать $1 \div 2$ кгм [5].

Учитывая описанные выше особенности формирования сил и моментов, приложенных к звеньям ударно-центробежной дробилки, будем считать их функционально зависящими как от перемещения, так и от скорости. Приведенный момент инерции механизма также есть величина переменная $J_{\Sigma} = \text{var}$. Тогда определить закон движения механизма можно, используя уравнения движения в энергетической форме [6]:

$$\frac{J_{\Sigma} \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma_{нач}} \omega_{нач}^2}{2} = \sum A \quad (4)$$

Однако математический аппарат, позволяющий использовать научно-обоснованный подход при выборе параметров звеньев ударно-центробежной дробилки, на сегодняшний момент еще недостаточно разработан. В частности, отсутствует корректный подход к определению параметров и характера распределения дробимого продукта с учетом неравномерности загрузки и свойств материала, мало исследованы процессы взаимодействия материала с рабочими элементами дробилки.

Поэтому при расчёте конструктивных параметров ротора и проектировании опорных узлов используют инженерные методы и подходы, которые являются обобщёнными, и в недостаточной мере учитывают вышеизложенные особенности рабочего процесса дробилок данного класса, вследствие чего в процессе эксплуатации возникают нестационарные режимы работы.

В некоторых случаях уменьшение интенсивности колебаний ударно-центробежной дробилки достигается за счёт применения оригинальных конструкций демпфирующих подвесок или опор, позволяющих эффективно компенсировать конструктивные и технологические дисбалансы ротора. Конструкции, достоинства и недостатки таких опор подробно описаны в работе [2].



Вывод. Повышение срока службы рабочего органа и опорного узла дробилок ударно-центробежного типа наряду с существующими преимуществами (широкий диапазон дробления, высокая энергоэффективность) значительно повысит её конкурентоспособность на рынке дробильного оборудования.

Для этого необходимо решить задачу повышения динамической уравновешенности её рабочего органа в частности используя при этом для выбора параметров научно-обоснованный подход, учитывающий системное воздействие на эксплуатационные характеристики дробилок данного класса дисбалансов конструктивного и технологического характеров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сокур Н.И. Центробежные дробилки [Текст] : монография / Н.И. Сокур, И.Н. Сокур, Л.М. Сокур. – Кременчуг: КДПУ, 2009. – 202 с.
2. Зіборов К.А., Трубіцин М.М., Логінова А.О., Аналіз особливостей робочого процесу та конструкцій опорного вузла ударно-відцентрових дробарок з вертикальним валом робочого органу/ Гірнична електромеханіка і автоматика №91, – Дніпропетровськ, 2013. – С. 131-136.
3. Зіборов К.А., Логінова А.О., Порівняльний аналіз машин дроблення на середній і дрібній стадіях дроблення // Молодь: наука та інновації: тези допов. перша всеукраїнська науково-технічна конференція студентів, аспірантів і молодих учених, – Дніпропетровськ, 2013.
4. Роторные дробилки. Под ред В.А. Баумана. М., Машиностроение, 1973.
5. Разработка, испытание и внедрение нового центробежного аппарата для дезинтеграции руд чёрных металлов: Отчёт о НИР/Механобрчермет, – Кривой Рог, 1990.
6. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов.- 2-е изд.- М.: Наука, 1990. – 592 с.

УДК 622.625.28

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТНЫХ БЛОКОВ МАГНИТОРЕЛЬСОВЫХ СИСТЕМ ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ

А.В. Новицкий¹

¹кандидат технических наук, доцент кафедры управления на транспорте, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: novitsk_a@mail.ru

Аннотация. В работе представлены результаты теоретических исследований эффективности магниторельсовых систем с магнитными блоками различной компоновки, при работе в горных выработках с геометрическими несовершенствами рельсового пути.

