



Франчук В. П.

Федоскина Е. В.

Национальный  
горный  
университет

УДК 622.868:621.926.22

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЩЕКИ  
НА ДИНАМИКУ  
ВИБРОДРОБИЛКИ С  
НАКЛОННОЙ КАМЕРОЙ  
ДРОБЛЕНИЯ**

*Приведено дослідження впливу параметрів щоки на величину амплітуди коливань елементів дробарки.*

*Researches of influencing of cheek parameters on the size of vibrations amplitude elements of crusher.*

Отличительной особенностью вибрационной щековой дробилки с инерционным приводом является возможность реализации ее работы под завалом, т.е. подача исходного материала равна (либо больше) пропускной способности дробилки [1]. Такой режим характерен для момента запуска дробилки в случае, если ее остановка осуществлялась без прекращения подачи исходного питания. Однако имеются

технологические процессы переработки сырья, в которых необходимо высокочастотное силовое воздействие на материал в безударном исполнении. Тогда режим работы дробилки под завалом может быть принят в качестве рабочего режима. В частности такая задача возникает при подготовке фосфоритов для последующего обогащения. Исходная фракция фосфорита представлена в табл.1.

Класс крупности фракции, мм	Содержание класса в пробе, %	
	Исходный материал	Дробленый материал
+ 6,0	12	0,9
-6..+4	25,1	9,5
-4.. +2	47,3	58,2
-2,0	15,6	31,4

По прочности фосфориты и кварцевые включения имеют существенные отличия. Прочность фосфоритов составляет 2,2-2,8 МПа, включения 6,2-6,6 МПа. Дробилка должна обеспечить разрушение крупных фракций конгломератов фосфорита при сохранении исходной крупности кварцевых включений. В качестве основного был принят режим работы дробилки под завалом, обеспечивающий безударное нагружение материала. Результаты дробления представлены в табл.1, из которой следует, что произошло достаточно эффективное разрушение фракции +4,0..6,0 мм, т.е. разрушение конгломерата фосфорита и выделение кварцевых включений, а также значительное увеличение фракции -2,0 мм, которая содержит наибольшую массовую долю  $P_2O_5$ .

Принимая допущения о безударном характере разрушения материала, расчетная схема будет иметь вид, представленный на

рис.1 [2]. Здесь  $M_1, M_2, I_1, I_2$  – массы и моменты инерции относительно центров масс корпуса и щеки дробилки;  $m_1, m_2$  – массы неуравновешенной части дебалансных грузов;  $a$  – расстояние между осями дебалансных валов вибровозбудителя;  $a_1, a_2$  – расстояния по оси X от центра масс корпуса дробилки до места установки опорных амортизаторов;  $h_1, h_2$  – соответственно, расстояние по оси Y от места установки опорных амортизаторов до оси подвеса щеки и до центра масс корпуса дробилки;  $l_1, l_2$  – расстояния от оси подвеса щеки до центра масс корпуса ( $C_1$ ) и щеки ( $C_2$ ) дробилки;  $l_3$  – расстояние от оси подвеса щеки до оси вращения дебалансного груза с неуравновешенной массой  $m_1$ ;  $l_4$  – расстояние от оси подвеса щеки до места установки упругого элемента;  $r_1, r_2$  – расстояние от центра масс неуравновешенной части дебалансных грузов до их оси вращения;  $\alpha, \varphi_1$  – углы положения центров масс корпуса и щеки;  $\varphi_2$  –



угол положения оси вращения дебалансного груза  $m_1$ ;  $\gamma$  – угол установки вибровозбудителя;  $\omega$  – угловая частота вращения дебалансных

грузов,  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  – жесткости опорных амортизаторов и упругого элемента.

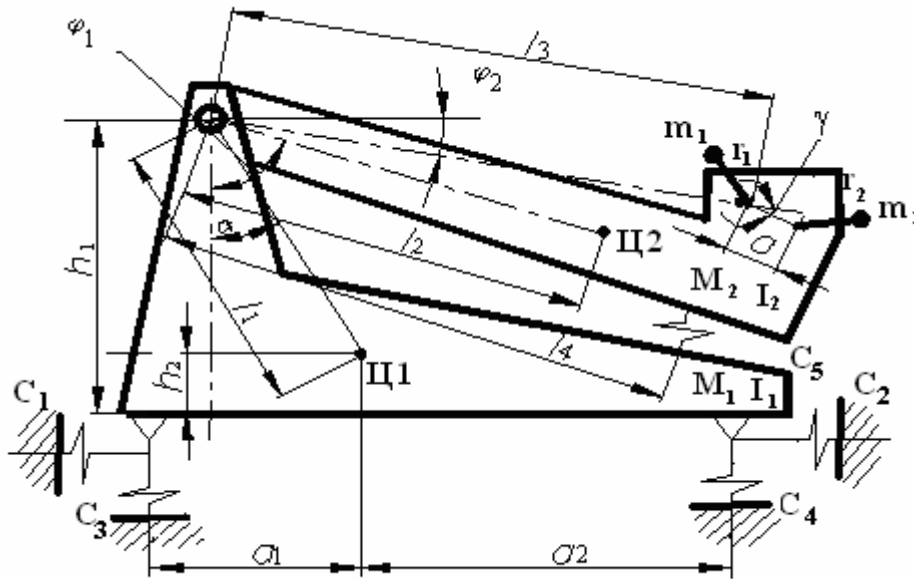


Рис. 1. Расчетная схема дробилки

Положение системы может быть определено следующими обобщенными координатами:  $x, y$  – перемещение корпуса дробилки вдоль горизонтальной и вертикальной осей соответственно;  $\psi_1$  – угол поворота корпуса дробилки;  $\psi_2$  – угол поворота дробящей щеки.

Координаты перемещения центра массы щеки  $x_1, y_1$  и дебалансных грузов  $x_2, x_3, y_2, y_3$  могут быть выражены через обобщенные координаты следующим образом:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_1; \\
 y_1 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_1; \\
 x_2 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_2 - r_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma); \\
 y_2 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_2 + r_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma); \\
 x_3 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_3 + r_2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma); \\
 y_3 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_5 \cdot \sin \varphi_3 + r_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma),
 \end{aligned}$$

Используя уравнения Лагранжа второго рода и решая систему дифференциальных уравнений, находим величины амплитуд и фазных углов колебаний элементов дробилки.

К основным параметрам подвижной щеки можно отнести ее массу и момент инерции, положение центра масс и вибровозбудителя, а также жесткость упругих элементов.

Аналитические исследования проводились при следующих базовых конструктивных параметрах дробилки:  $M_1 = 535$  кг,  $M_2 = 79$  кг,  $I_1 = 30,042$  кг·м<sup>2</sup>,  $I_2 = 3,7$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_1 =$

3,6 кг,  $m_2 = 3,6$  кг,  $a_1 = 0,4$  м,  $a_2 = 0,4$  м,  $l_1 = 0,49$  м,  $l_2 = 0,325$  м,  $l_3 = 0,275$  м,  $l_4 = 0,525$  м,  $r_1 = 0,032$  м,  $r_2 = 0,032$  м,  $h_1 = 0,78$  м,  $h_2 = 0,3$  м,  $\alpha = 0,19$  рад,  $\varphi_1 = 1,048$  рад,  $\varphi_2 = 0,01745$  рад,  $C_1 = 150000$  Н/м,  $C_3 = 50000$  Н/м,  $C_2 = 500000$  Н/м,  $C_4 = 150000$  Н/м,  $C_5 = 50000$  Н/м.

На рис.2 представлена графическая зависимость амплитуды колебаний элементов дробилки от массы щеки. Аналогичная качественная картина характерна и для изменения момента инерции щеки. Имеется определенная величина массы, либо момента инерции, при которой наступает резонанс колебаний щеки и корпуса. Повышение этих величин приводит к сравнительно быстрой стабилизации амплитудных значений.

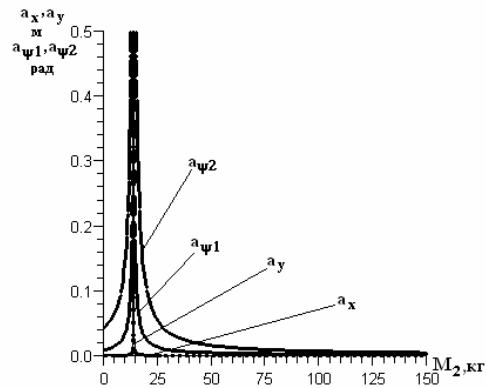


Рис. 2



Эти параметры не оказывают существенно влияния на скоростные характеристики движения щек. Положение центра масс подвижной щеки, при фиксированной величине  $l_2$  определяются углом установки  $\phi_1$ . Его критическая величина может находиться в пределах 0,5..2 рад. График функции  $a_{\psi 1, \psi 2} = f(\phi_1)$  (рис.3) носит нелинейный характер. При этом с увеличением угла  $\phi_1$  скорость изменения функции возрастает.

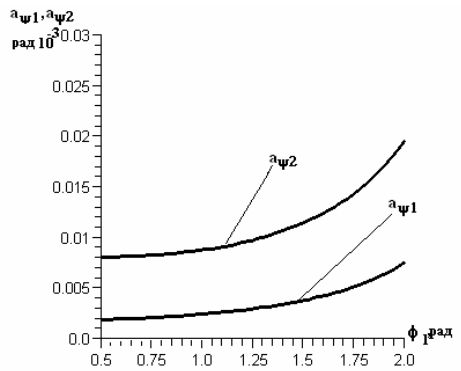


Рис. 3

Положение вибровозбудителя определяется углом  $\phi_2$ , который может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Реальная величина угла  $\phi_2$  лежит в пределах -1,0..1,0 рад.

Кривая изменения амплитуды колебаний подвижной щеки  $a_{\psi 2}$  (рис.4) имеет максимум при  $\phi_2 = 0,5$  рад, в то время как амплитуда колебаний корпуса дробилки практически не изменяется.

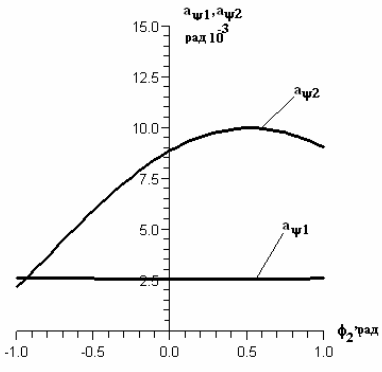


Рис. 4

Неоднозначный характер изменений амплитуд колебаний подвижной щеки и корпуса позволяет на стадии проектирования задать величины  $\phi_1$  и  $\phi_2$ , обеспечивающие требуемое соотношение между  $a_{\psi 1}$  и  $a_{\psi 2}$ , что видно также из графика, представленного на рис.5 С технологических позиций это позволяет задать режим, при котором, например, скорость

движения материала в камере дробления будет минимальная, а величина амплитуды колебаний подвижной щеки – максимальная, что рационально при дроблении крепких материалов.

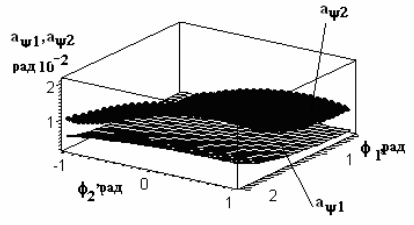


Рис. 5

Конструктивным параметром, принимаемым на стадии предварительного проектирования, является также положение вибровозбудителя, определенное углом наклона  $\gamma$ .

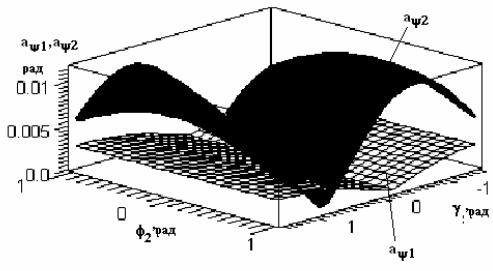


Рис. 6

На рис.6 представлена зависимость изменения  $a_{\psi 1}$ ,  $a_{\psi 2}$  при изменении  $\gamma$  и  $\phi_2$  имеет довольно сложный вид, характеризующийся наличием явно выраженных максимумов и минимумов амплитуд колебаний подвижной щеки и корпуса, что позволяет варьировать величинами  $a_{\psi 1}$  и  $a_{\psi 2}$  в широких пределах.

Таким образом, на стадии предварительного проектирования правильным выбором конструктивных параметров можно существенно влиять на динамические параметры дробилки.

**Литература**

1. Ревнивцев В.И., Денисов Г.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационная дезинтеграция твердых материалов – М.: Недра, 1982.-430 с.
2. Нагаев Р.Ф., Архипов М.И., Туркин В.Я. Динамика безударного режима вибрационной щековой дробилки – Записки СПбГГИ им.Г.В.Плеханова. т.141., 1995.

Рекомендовано до публікації  
д.т.н. В.П.Надутим 02.08.2009р.