

**Франчук В.П.  
Федоскина Е.В.  
Национальный  
горный  
университет,  
г.Днепропетровск**

**УДК 622.868:621.926.22**

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

*Приведено дослідження впливу параметрів щіки 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

<b>Класс крупности фракции, мм</b>	<b>Содержание класса в пробе, %</b>	
	<b>Исходный материал</b>	<b>Дробленый материал</b>
+ 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.

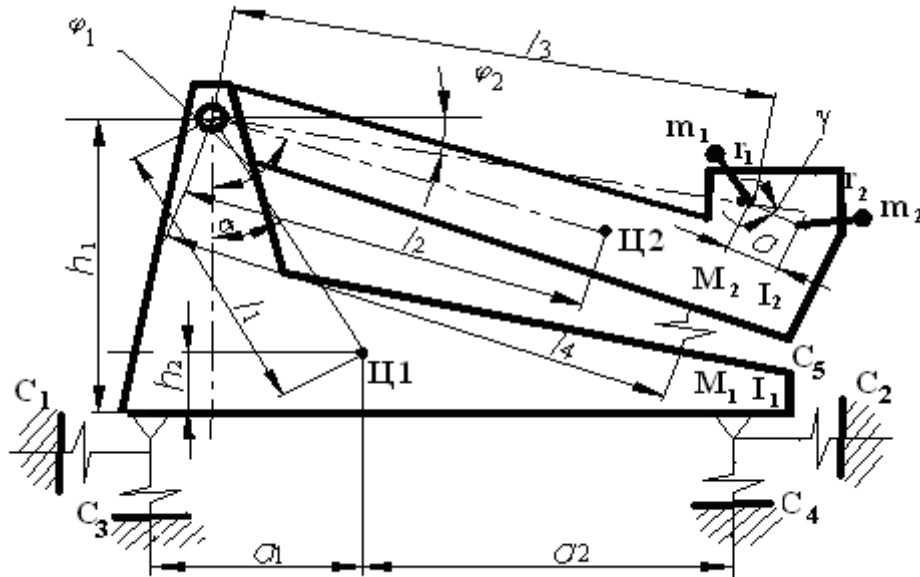


Рис.1 Расчетная схема дробилки

Положение системы может быть определено следующими обобщенными координатами:  $x, y$  – перемещение корпуса дробилки вдоль горизонтальной и вертикальной осей соответственно;  $\varphi_1$  – угол поворота корпуса дробилки;  $\varphi_2$  – 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:

$$x_1 = x - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \varphi_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_1;$$

$$y_1 = y - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \varphi_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_1;$$

$$x_2 = x - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \varphi_2 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_2 - r_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma);$$

$$y_2 = y - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \varphi_2 \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_2 + r_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma);$$

$$x_3 = x - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \varphi_2 \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_3 + r_2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma);$$

$$y_3 = y - \varphi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \varphi_2 \cdot l_5 \cdot \sin \varphi_3 + r_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma);$$

Используя уравнения Лагранжа второго рода и решая систему дифференциальных уравнений, находим

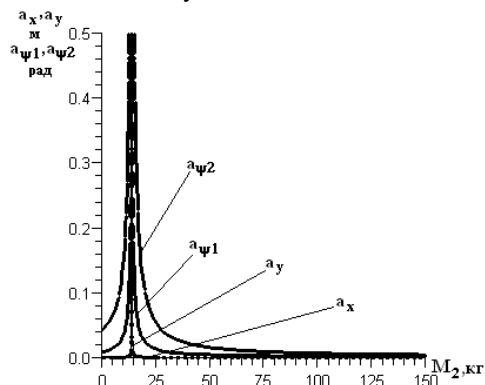
величины амплитуд и фазных углов колебаний элементов дробилки.

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.

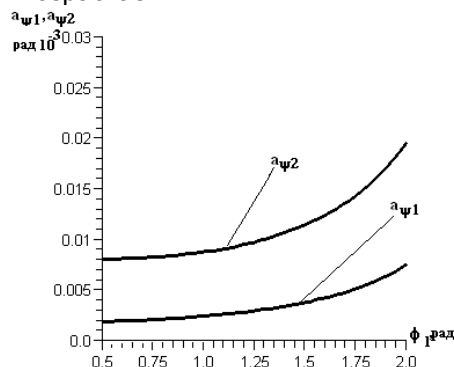
На рис.2 представлена графическая зависимость амплитуды колебаний элементов дробилки от массы щеки. Аналогичная качественная картина характерна и для изменения момента инерции щеки. Имеется определенная величина массы, либо момента инерции, при которой наступает резонанс колебаний щеки и корпуса. Повышение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

приводит к сравнительно быстрой стабилизации амплитудных значений.



**Рис.2**

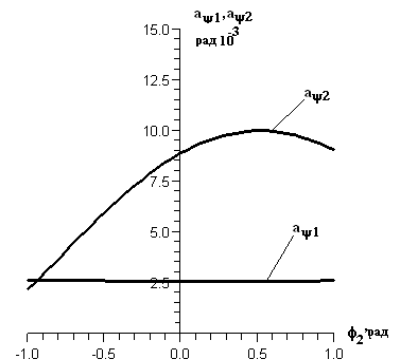
Эти параметры не оказывают существенного влияния на скоростные характеристики движения щеки. Положение центра масс подвижной щеки, при фиксированной величине  $l_2$  определяются углом установки  $\phi_1$ . Его критическая величина может находиться в пределах 0,5..2 рад. График функции  $a_{\psi 1, \psi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



**Рис.3**

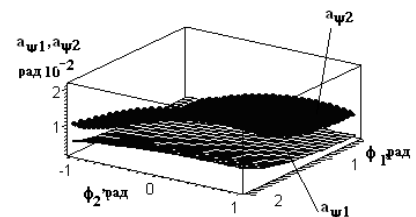
Положение вибровозбудителя определяется углом  $\phi_2$ , который может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Реальная величина угла  $\phi_2$  лежит в пределах -1,0..1,0 рад.

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.



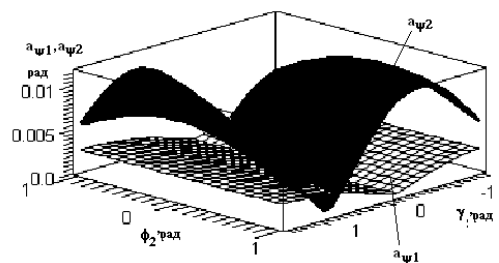
**Рис.4**

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.

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.