

УДК 621.926.2

Е.В. Федоскина

Государственное высшее учебное заведение „Национальный горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ В БЕЗУДАРНОМ РЕЖИМЕ

Ye.V. Fedoskina

State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnipropetrovsk, Ukraine,

ANALYSIS OF MOTION OF ELEMENTS OF VIBRATION JAW CRUSHER IN UNSTRESSED MODE

Представлена расчетная схема дробилки с наклонной камерой дробления. Рассмотрено влияние на движение элементов дробилки величины массы и момента инерции щеки, положения ее центра масс и вибровозбудителя. Рассмотрено влияние на угол поворота подвижной щеки и корпуса дробилки расположение ее центра масс. Даны рекомендации по рациональному выбору рассмотренных параметров.

Ключевые слова: *вибрационная щековая дробилка, амплитуда колебаний, центр масс, угол установки*

В связи с увеличением числа производств, в которых требуется получение мелкозернистых материалов в сравнительно небольших количествах, возрос интерес к вибрационным щековым дробилкам, как самостоятельному измельчительному агрегату с производительностью от десятков килограмм до нескольких тонн в час. Возможность замены мельниц дробилками особенно актуальна при переработке прочных материалов (искусственных минералов, твердых сплавов, стальной дробы и т.п.), так как позволит снизить энергопотребление и металлоемкость установки, повысить степень дробления за счет реализации высокочастотного ударного характера приложения нагрузки к перерабатываемому материалу.

В настоящее время достаточно полно исследованы и имеют практическое применение вибрационные щековые дробилки с вертикально расположенной камерой дробления [1,2]. Однако, по мере увеличения прочностных характеристик перерабатываемого материала эффективность их использования снижается. При данной конструктивной схеме дробилки имеются ограниченные возможности регулирования скорости движения потока материала, следовательно, количества ударов, наносимых по перерабатываемому материалу в период прохождения им камеры дробления. Несмотря на высокую частоту колебаний щек, при дроблении особопрочных природных и искусственных материалов частица не получает достаточно количества силовых воздействий для ее эффективного разрушения, что приводит к увеличению циркулирующей нагрузки при работе в замкнутом цикле или организации нескольких стадий дробления.

В направлении создания конструкций для дробления особопрочных материалов предпочтительней выглядят дробилки с наклонной камерой дробления, но недостаточный объем аналитических и экспериментальных исследований сдерживает их практическое

применение. В предлагаемой статье рассматривается влияние некоторых параметров дробилки с наклонной камерой дробления на движение ее элементов в безударном режиме. Такой режим не является основным и существует при холостом ходу щек. Он может отсутствовать вообще, если амплитуда колебаний подвижной щеки превосходит ширину разгрузочной щели. Однако, при безударном режиме можно относительно просто выполнить значительный объем исследований, результаты которых использовать на стадии предварительного проектирования при разработке компоновочной схемы и выборе исходных данных. Расчетная схема дробилки представлена на рис. 1.

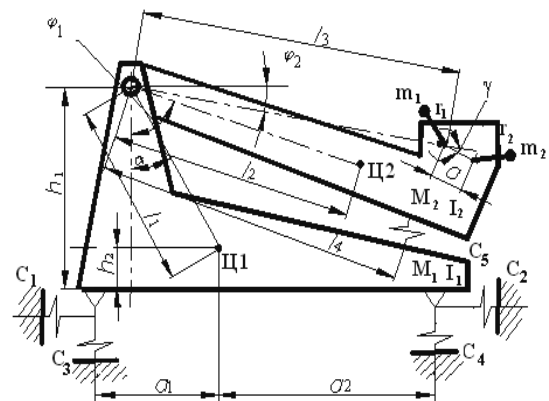


Рис. 1. Расчетная схема дробилки

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 аморти-

заторов до оси подвеса щеки и до центра масс корпуса дробилки; l_1, l_2 – расстояния от оси подвеса щеки до центра масс корпуса ($Ц_1$) и щеки ($Ц_2$) дробилки; l_3 – расстояние от оси подвеса щеки до оси вращения дебалансного груза с неуравновешенной массой m_i ; 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; α, φ_1 – углы положения центров масс корпуса и щеки; φ_2 – угол положения оси вращения дебалансного груза m_i ; γ – угол установки вибровозбудителя; $\dot{\omega}$ – угловая частота вращения дебалансных грузов; $C_{x1}, C_{x2}, C_{y1}, C_{y2}, C_3$ – жесткости опорных амортизаторов и упругого элемента.

Положение системы может быть определено следующими обобщенными координатами: x, y – перемещение корпуса дробилки вдоль горизонтальной и вертикальной осей соответственно; ψ_1 – угол поворота корпуса дробилки; ψ_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

$$\begin{aligned} x_1 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_1; \\ y_1 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_1; \\ x_2 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_2 - r_1 \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma); \\ y_2 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_2 + r_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \gamma); \\ x_3 &= x - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \cos \varphi_3 + r_2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \gamma); \\ y_3 &= y - \psi_1 \cdot l_1 \cdot \sin \alpha + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \sin \varphi_3 + r_2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \gamma). \end{aligned}$$

Используя уравнения Лагранжа второго рода и решая систему дифференциальных уравнений, находим величины амплитуд и фазных углов колебаний элементов дробилки [3].

Аналитические исследования проводились при следующих базовых конструктивных параметрах дробилки: $M_1 = 535$ кг; $M_2 = 79$ кг; $I_1 = 30,042$ кг·м²; $I_2 = 3,7$ кг·м²; $m_1 = 3,6$ 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; $C_{x1} = 150000$ Н/м; $C_{x2} = 50000$ Н/м; $C_{y1} = 500000$ Н/м; $C_{y2} = 150000$ Н/м; $C_3 = 50000$ Н/м.

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

Из представленного на рис. 2 графика видно, что одновременное уменьшение массы и момента инерции щеки увеличивают ее амплитуду колебаний. Однако этот режим является неустойчивым, так как приближается к резонансной зоне. Одновременное увеличение массы и момента инерции щеки ведет к стабилизации амплитуды колебаний щеки. Проведенные исследования показывают, что изменение массы щеки и ее момента инерции не оказывают существенного влияния на скоростные характеристики движения щек

и при проектировании должны приниматься на основе силового взаимодействия щеки с материалом.

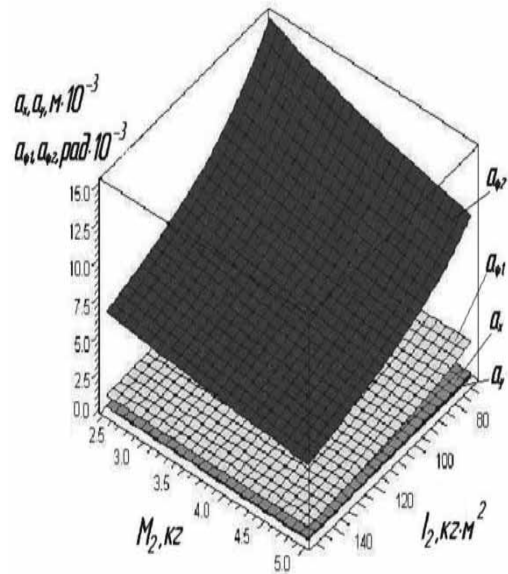


Рис. 2. Влияние изменения массы M_2 и момента инерции щеки I_2 на амплитуду колебаний элементов дробилки

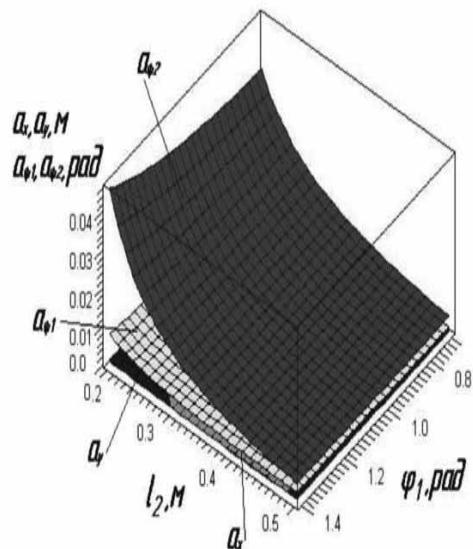


Рис. 3. Влияние изменения положения центра масс щеки (расстояние l_2 и угол установки φ_1) на амплитуду колебаний элементов дробилки

Положение центра масс щеки определяется двумя координатами: l_2 – расстояние от оси подвеса щеки; φ_1 – угол установки щеки. Рассмотрим влияние этих параметров на движение элементов дробилки. При выборе угла установки щеки φ_1 можно ограничиться значениями φ_1 в пределах 0,5.. 1,6 рад, что соответст-

вует реальним величинам. Исходя из рациональных значений длины камеры дробления при получении мелкозернистых материалов, расстояние от оси подвеса до центра масс подвижной щеки достаточно принять в пределах 0,2..0,5 м. На рис. 3 представлено поле амплитудных значений перемещений элементов дробилки при изменении положения центра масс щеки.

С позиций энергетической оценки движения щеки целесообразно размещать ее центр масс ближе к оси подвеса. Однако при этом уменьшается момент инерции щеки относительно оси подвеса, что приводит к уменьшению кинетической энергии щеки. Кроме того, возникновение при дроблении материала жесткого удара предопределяет выбор параметра l_2 осуществлять с учетом силового взаимодействия щеки с дробимым материалом. Полученная качественная картина показывает наличие выбора либо корректировки имеющихся величин l_2 и φ_1 для получения требуемой величины амплитуд колебаний элементов дробилки.

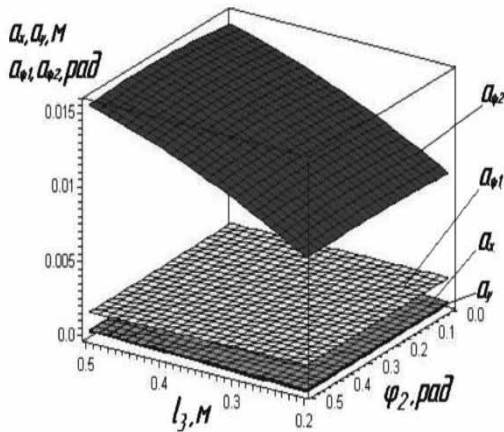


Рис. 4. Влияние угловой координаты положения дебалансного вала φ_2 и смещения привода l_3 на амплитуду колебаний элементов дробилки

Положение вибровозбудителя определяется расстоянием от оси подвеса щеки до дебалансного вала (l_3) и углом установки φ_2 , который реально может принимать значения от 0^0 до 30^0 . Положение вектора возмущающей силы вибровозбудителя определяется расстоянием (a) между дебалансными валами и углом γ , обеспечиваемым установкой вибровозбудителя. Расстояние (a) может принимать нулевое значение, что соответствует расположению дебалансных валов перпендикулярно оси подвеса щеки. Из представленного на рис. 4 графика видно, что при увеличении угловой координаты положения дебалансного вала (φ_2) и увеличении смещения привода (l_3) от оси подвеса щеки наблюдается увеличение амплитуды колебаний щеки $a_{\psi 2}$.

При фиксированных параметрах установки вибровозбудителя, рассмотренных выше, изменение величины амплитуды колебаний элементов дробилки может выполняться путем выбора расстояния между деба-

лансными валами, причем изменение его практически не оказывает никакого влияния на колебания корпуса дробилки, но существенно, по линейной зависимости, изменяет амплитуду колебаний щеки $a_{\psi 2}$. Изменение направления вектора возмущающей силы (изменение γ) характерно наличием максимума кривой, определяющей поведение $a_{\psi 2}$ и влиянием на поворотные колебания корпуса дробилки, значение амплитуды которых $a_{\psi 1}$ уменьшается с увеличением угла γ .

Характер поверхностей, определяющих величины амплитудных значений $a_{\psi 1}$ и $a_{\psi 2}$ (рис. 5), показывает возможность выбора рационального соотношения $a_{\psi 1}/a_{\psi 2}$, варьируя величиной межосевого расстояния привода и углом возмущающей силы.

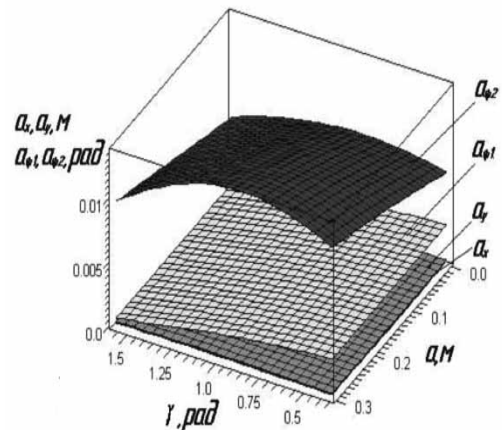


Рис. 5. Влияние межосевого расстояния привода a и угла возмущающей силы γ на амплитуду колебаний элементов дробилки

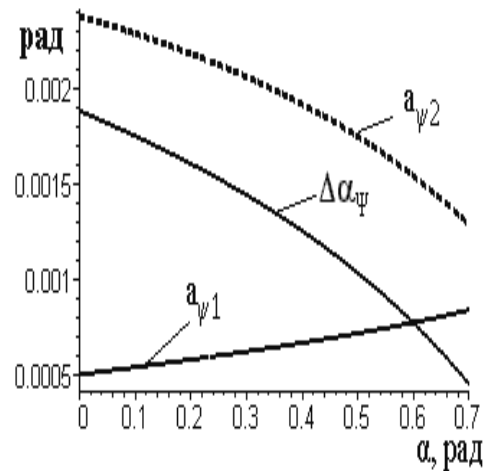


Рис. 6. Зависимость изменения угла поворота корпуса $a_{\psi 1}$ и щеки $a_{\psi 2}$ от положения центра тяжести корпуса на оси X. При смещении центра масс корпуса от нулевого значения уг-

на рис. 6 приведена графическая зависимость изменения угла поворота корпуса $a_{\psi 1}$ и щеки $a_{\psi 2}$ от положения центра тяжести корпуса на оси X. При смещении центра масс корпуса от нулевого значения уг-