

роны. По сравнению с NN-NN ориентацией пластин при NS-NS и NS-SN полярностях рабочие вертикальные компоненты увеличиваются в 2 раза, однако, при этом горизонтальные компоненты, ”ответственные“ за зарастание зазора магнетитом, увеличиваются примерно в 6 раз.

Таким образом, анализ пространственного распределения компонент напряженности поля магнитной системы МГК позволяет сделать вывод о том, что для уменьшения вероятности зарастания пространства между пластинами целесообразно применять одноименную магнитную ориентацию на гранях пластины N-N.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Магнитно-гидравлические аппараты в технологии обогащения железных руд / В.П. Надутый, О. Г. Чельшкіна, К.С. Охрименко, И.А. Темников // Міжнар. наук.-техніч. конф. «Сталій розвиток гірничо-металургійної промисловості». - Кривий Ріг, 18-22 травня 2004 : сб. наук. пр./ Кривий Ріг, 2004.- том 2.-С. 45-48.- Бібліогр.: с.48.
2. Пат. 64100 Україна, МКИ В 03 с 1/00. Магнітний спосіб одержання залізорудного концентрату з низьким вмістом кремнезему / В.П. Надутый, В.В. Чолишкіна, О.О. Усов.; заявник і патентовласник – ІГТМ НАН України.- № 20021210729 ; заявл. 28.12.2002 ; опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9.-3 с. : 1 рис.
3. Построение математической модели к расчету магнитного поля разнесенных пластин и решеток на постоянных магнитах / В.А. Зенин // Геотехническая механика: сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины.- Днепропетровск, 1998.- Вып.7. – С.45– 49.
4. Тозони О.В. Математические модели для расчета электрических и магнитных полей.-Киев: Наукова думка, 1964.-304с.

УДК 621.926.2

В.В. Плахотник, канд.техн.наук,
Е.В. Федоскина (НГУ)

ДИНАМИКА ДРОБИЛКИ В РЕЖИМЕ ВИБРОУДАРНОГО ДРОБЛЕНИЯ

Розглянуто рух вібраційної системи із однією ударною парою протягом усього часового інтервалу, включаючи фазу удару. При розв'язанні задач використовувався метод припасування

DYNAMICS OF CRUSHER IS IN MODE VIBROSHOCK CRUSHING

Motion of the oscillation system is considered with one shock pair during all of period of work, including a phase a blow. For the decision of tasks the method of fitting was used

Одним из направлений ресурсосберегающих технологий является избирательное дробление, обеспечиваемое посредством дозирования виброударного нагружения материала в вибрационной щековой дробилке. Такая дробилка представляет собой систему, в которой реализуется два режима – безударный (контакт между рабочими поверхностями щек отсутствует) и ударный (щеки контактируют между собой непосредственно или через прослойку материала). Оба режима имеют место в процессе дробления материала при неравномерной его подаче в камеру дробления, существенном различии физико-механических

свойств входящих в него компонентов и характеризуются переходом линейной системы к виброударной нелинейной и наоборот

Целью работы является повышение эффективности силового нагружения дробимого материала за счет выбора рациональных эксплуатационных режимов. В работе решается научная задача – получение аналитических зависимостей, описывающих поведение элементов системы дробилки на протяжении периода, включая фазу удара.

Учитывая симметричность конструкции дробилки [1], расчетная схема представлена одной подвижной щекой, установленной в корпусе дробилки, имеющим возможность вертикального перемещения, а в роль второй щеки (или материала) выполняет неподвижный ограничитель (рис.1). На схеме обозначено: M – половина массы корпуса дробилки, M_1, J_1 – масса и момент инерции щеки относительно оси подвеса, m – масса неуравновешенной части дебалансного груза, r – расстояние от центра масс неуравновешенной части дебалансного груза до оси вращения, C_1, μ_1 – коэффициенты жесткости и вязкости опорного амортизатора, C_2, μ_2 – коэффициенты жесткости и вязкости опорного элемента, l_1, l_2, l_3 – соответственно расстояния от оси подвеса до центра масс щеки, места установки упругого элемента, оси вращения дебалансного вала, δ – зазор между щекой и ограничителем в положении статического равновесия системы.

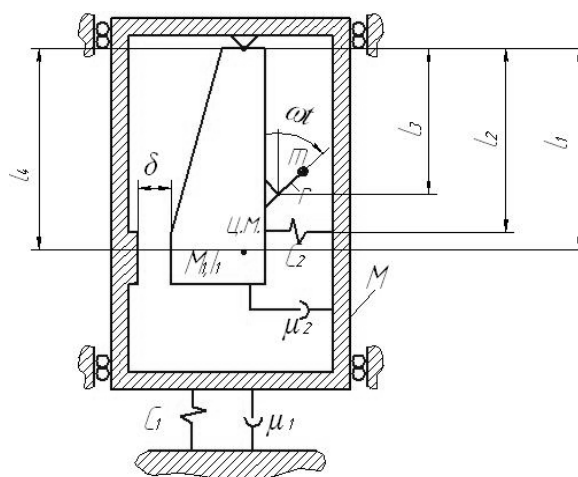


Рис.1 – Расчетная схема

Положение масс системы в каждый момент времени описывается обобщенными координатами : q_1 – перемещение корпуса дробилки, q_2 – угол поворота щеки. Используя уравнения Лагранжа второго рода, после выполнения соответствующих преобразований, получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение элементов дробилки в промежутке между соударениями

$$\begin{aligned} a_1 \ddot{q}_1 + b_1 \dot{q}_1 + k_1 q_1 &= d_1 \cos(\omega t + \gamma) \\ a_2 \ddot{q}_2 + b_2 \dot{q}_2 + k_2 q_2 &= d_2 \sin(\omega t + \gamma) \end{aligned} \quad (1)$$

где $a_1 = M + M_1 + m$; $a_2 = J_1 + M_1 l_1^2 + m l_3^2$; $b_1 = C_1 \mu_1$; $b_2 = C_2 \mu_2 l_2^2$; $k_1 = C_1$; $k_2 = C_2 l_2^2$; $d_1 = m r \omega^2$; $d_2 = m r \omega^2 l_3$.

Решение имеет вид

$$q_j = e^{-n_j t} (Q_j \sin \lambda_j t + F_j \cos \lambda_j t) + A_j \sin(\omega t + \gamma) + B_j \cos(\omega t + \gamma) \quad (2)$$

Длительность периода колебаний системы считаем равной периоду вынуждающей силы. Начало отсчета времени совмещаем с моментом потери контакта соударяющихся элементов. Тогда полученное решение должно удовлетворять условиям в начале и в конце периода движения, а также условиям периодичности и непрерывности движения

$$\begin{aligned} q_1(0) &= q_1\left(\frac{2\pi}{\omega}\right); & \dot{q}_1(0) &= \dot{q}_1\left(\frac{2\pi}{\omega}\right); \\ q_2(0) &= q_2\left(\frac{2\pi}{\omega}\right) = -q_0; & \dot{q}_2(0) &= k\dot{q}_0; & \dot{q}_2\left(\frac{2\pi}{\omega}\right) &= -\dot{q}_0. \end{aligned} \quad (3)$$

где k – коэффициент восстановления скорости при ударе, \dot{q}_0 – абсолютное значение угловой скорости щеки в начале контакта с дробимым материалом, q_0 – значение угла поворота щеки в момент удара. При подстановке решения (2) в условие (3) получим систему алгебраических уравнений, из которых определяется скорость щеки в момент удара.

Для определения параметров системы в фазе удара дифференциальное уравнение щеки представим в виде

$$a_2 \ddot{z} + \psi(z) = 0, \quad (4)$$

где $z = q_2 - q_0$; $\psi(z)$ – функция силового взаимодействия в фазе удара, которую можно представить кусочно-нелинейной функцией, описываемой различными зависимостями на этапе сближения и удаления соударяющихся тел.

На этапе деформации и разрушения материала в камере дробления функцию силового взаимодействия примем в виде

$$\psi(z) = R z^\tau, \quad (5)$$

где R, τ – константы, зависящие от физических свойств частиц измельчаемого материала.

Решение дифференциального уравнения (4) позволяет определить максимальную деформацию z_{\max} взаимодействующих тел из условия $\dot{z} = 0$

$$z_{\max} = \left[\frac{\dot{q}_0^2 (\tau + 1) a_2}{2R} \right]^{\frac{1}{1+\tau}}, \quad (6)$$

и соответствующее значение контактной силы

$$\psi(z_{\max}) = R \left[\frac{\dot{q}_0^2 (\tau + 1) a_2}{2R} \right]^{\frac{\tau}{\tau+1}}. \quad (7)$$

На этапе удаления тел, образующих ударную пару, считаем что функция силового взаимодействия описывается зависимостью Герца

$$\psi(z) = \Delta (z - z_*)^{\frac{3}{2}}, \quad (8)$$

где Δ - постоянная, зависящая от свойств материала соударяющихся тел и начальной кривизны их поверхностей в месте контакта, z^* - остаточная деформация. После подстановки зависимости (8) для $\psi(z)$ в уравнение (4) и решения получаем выражение, связывающее коэффициент восстановления скорости k и скорость в момент удара

$$k = -5^{\frac{1}{2}} \Delta^{-\frac{1}{3}} \left\{ 2^{6+\tau} \left(\frac{\dot{q}_0^2}{a_2} \right)^{2\tau-3} R^5 (\tau + 1)^{5\tau} \right\}^{\frac{1}{6(1+\tau)}}. \quad (9)$$

Выражения (2) и (6) совместно с (8) позволяют определить закон движения элементов машины за период, включая фазу удара, на всем диапазоне изменения частот вынуждающей силы.

Однако не все полученные решения описывают реальные движения машины. Поэтому из множества решений выбираются те, которые удовлетворяют следующим условиям существования

$$J \cdot m \cdot \dot{q}_0 = 0; \quad \dot{q}_0 > 0; \quad q_2 \geq -q_0.$$

В качестве объекта исследования рассматривалась вибрационная щековая дробилка с параметрами: $M=41,9\text{кг}$; $M_1=19,32\text{кг}$; $J_1=0,299\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $m=1,3\text{кг}$; $z=0,03\text{м}$; $C_1=150,6\text{кН/м}$; $\mu_1=0,01$; $C_2=40\text{кН/м}$; $\mu_2=0,001$; $l_1=0,25\text{м}$; $l_2=0,325\text{м}$; $l_3=0,25\text{м}$; $l_4=0,25\text{м}$.

На рис.2 представлена амплитудно-частотная характеристика поворотных колебаний щеки в ударном (кривая 1) и безударном (кривая 2) режиме.

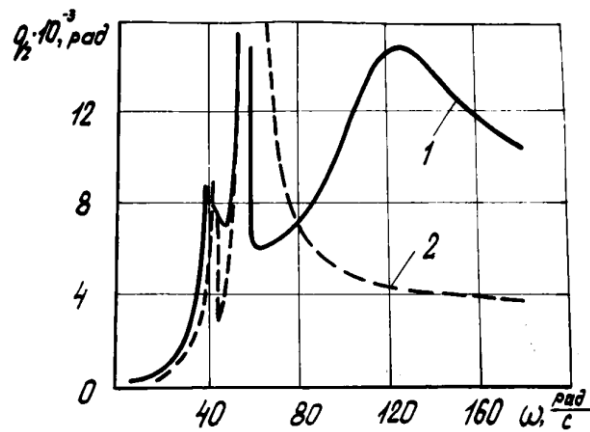


Рис.2 - Амплитудно-частотная характеристика поворотных колебаний щеки.

Существенная нелинейность системы, работающей в режиме соударений, проявляется в том, что в зарезонансном режиме амплитуды колебаний по всем обобщенным координатам увеличиваются в 1,5-2,5 раза по отношению к соответствующим значениям амплитуд в безударном режиме работы. Кроме того, в режиме с соударениями при наличии максимальных значений амплитуд при резонансных частотах $p_1=42,4$ 1/с; $p_2=56$ 1/с имеет место максимальное значение амплитуд при частоте $\omega^*=117$ 1/с, расположенной в зарезонансной зоне. Появление такого максимума амплитуд характерно для всех координат, несмотря на то, что непосредственно с ограничителем контактирует только одна масса системы.

Величина скорости щеки \dot{q}_0 в момент удара является наиболее важной характеристикой, поскольку определяет энергию, передающуюся дробимому материалу. Из ударно-частотной характеристики (рис.3) видно существование максимального значения скорости щеки в момент удара ($\omega^*=117$ 1/с). При этом значение коэффициента отстройки χ , равное отношению ω^* к собственной частоте p_2 исполнительного органа составляет $\chi=\omega^*/p_2=1,9$, что согласуется с результатами, полученными для одномассных систем [2]. Следствием такого вида зависимости ударной скорости щеки от частоты вынуждающей силы есть наличие двух частот вынуждающей силы, которые обеспечивают одну и ту же ударную скорость. Это дает возможность управлять технологическим процессом, т.е. позволяет при выбранной ударной скорости обеспечить изменение количества ударов по материалу в единицу времени.

Существенная нелинейность виброударных систем проявляется в том, что их динамические характеристики зависят от начальных условий движения. Одним из таких параметров для дробилки является зазор δ между рабочей поверхностью исполнительного органа и технологической нагрузкой. Изменение зазора может происходить в связи с перемещением частицы материала вниз (уменьшение зазора) и уменьшением размера самой частицы вследствие разрушения (увеличение зазора). При увеличении зазора (рис.4) УДХ становятся более крутыми, диапазон рабочих частот – более узким, максимальное значение ударной скорости снижается.

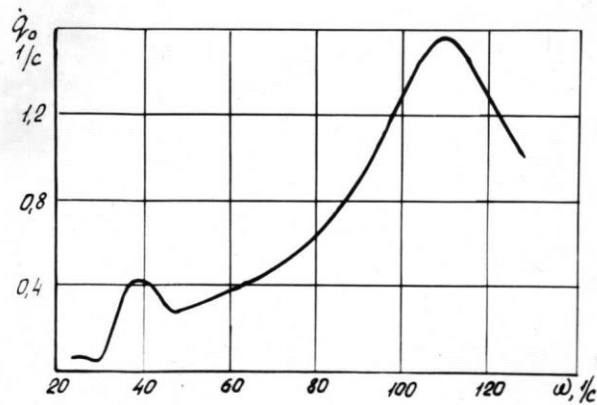


Рис.3 – Ударно-частотная характеристика

В связи с этим встает задача выбора режима, при котором изменение величины зазора в некоторых пределах не приводит к изменению ударной скорости. Приведенные на рис.4 УДХ показывают наличие таких режимов. Например, ударная скорость остается постоянной ($\dot{q}_0 = 1,04$ 1/с) при $\omega = 104$ 1/с, если изменение значений величины зазора не превышает 1 мм.

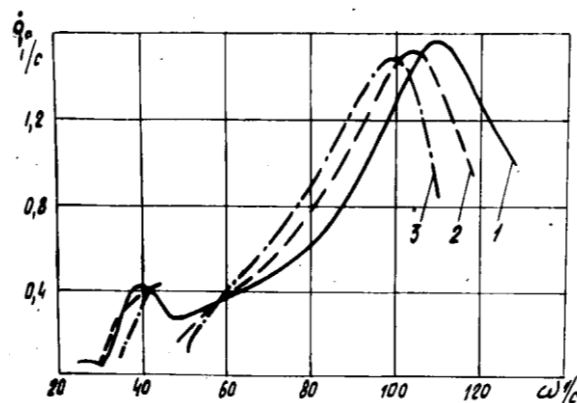


Рис.4 - Зависимость ударно-частотной характеристики от величины зазора.
(кривая 1 – при $\delta=0$ мм, кривая 2 – при $\delta=1$ мм, кривая 3 – при $\delta=2$ мм)

Таким образом, полученные зависимости элементов движения дробилки позволяют определять рациональные параметры виброударного режима ее работы в зависимости от физико-механических свойств перерабатываемого материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.Плахотник В.В., Федоскин В.А. Некоторые пути повышения эффективности работы вибрационной щековой дробилки, // Вибрации в технике и технологиях. – 2002.- №1.- с.54-57.
- 2.Османов С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. – Л.: Стройиздат, 1976. – 126 с.