



Надутый В. П.

Лапшин Е. С.

Хмеленко И. П.

*Институт
геотехнической
механики
им. Н. С. Полякова
НАН Украины*

УДК 622.74:621.928.235

АНАЛИЗ ВИБРОУДАРНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ПРОСЕИВАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ГРОХОТА

У статті запропоновано математичну модель віброударного руху сита грохота з урахуванням дисипації енергії. Приведено метод чисельного розрахунку параметрів грохочення.

The mathematical model of vibration blow motion of the screen sieve taking into account dissipation of energy is offered in the article. The method for numeral calculation of screening parameters is represented.

Вибрационные грохоты с эластичной динамически активной рабочей поверхностью и установленным над ней классифицирующим ситом позволили расширить диапазон применения вибрационного грохочения в сторону снижения толщины классификации. В настоящее время виброгрохоты такой конструкции позволяют с достаточно высокой эффективностью (60-70 %) классифицировать угольную пульпу, рудный концентрат или отсеб нерудных материалов по крупности 40-50 микрон и выше. Именно виброударный режим позволяет преодолеть силы трения или силы вязкого сопротивления при сухом и мокром тонком грохочении.

Конструкция грохота с виброударным режимом грохочения и опыт его использования представлены в работах [1, 2]. Обоснование кинетической схемы и определение динамических параметров такого грохота представлены в работе [3] и начаты теоретические исследования по решению задачи о виброударном движении сита. В этом решении потери энергии в системе учитывались только в момент удара, что приводит к существенной погрешности при грохочении толстого слоя массы на сите, когда велики силы сопротивления (особенно для влажного мелкого сырья). В последующей работе [4] разработана математическая модель такого грохота, которая описывает виброударное движение сита с учетом диссипации энергии на этапе свободного движения и при ударе. Разработанная модель на основе численного моделирования позволяет определить амплитуду и частоту вибровозбуждения, при которых реализуется

виброударный режим движения с определяемым коэффициентом передачи энергии. Эта модель положена в основу дальнейших исследований.

Целью работы является определение параметров рассматриваемой системы, при которых будут получены требуемые коэффициенты передачи энергии, путем анализа виброударного режима движения просеивающей поверхности на основе полученной ранее математической модели виброударного движения сита виброгрохота.

Анализируемая расчетная схема (рис. 1) в виде модели с сосредоточенными параметрами остается такой же, как предложенная ранее в работе [4], поэтому полученные уравнения движения масс m_1 и m_2 в общем решении имеют вид:

$$y_1 = N - \frac{1}{\Gamma \xi_1^2} + C_1 \exp\left(\left(-\frac{\delta_1}{\omega} + Q_1\right)\tau\right) + C_2 \exp\left(\left(-\frac{\delta_1}{\omega} - Q_1\right)\tau\right) + \frac{\xi_1^2 - 1}{W_1} \sin(\tau + \varphi) - \frac{2\delta_1}{W_1 \omega} \cos(\tau + \varphi) \quad ; \quad (1)$$

$$y_2 = -NX - \frac{1}{\Gamma \xi_2^2} + C_3 \exp\left(\left(-\frac{\delta_2}{\omega} + Q_2\right)\tau\right) + C_4 \exp\left(\left(-\frac{\delta_2}{\omega} - Q_2\right)\tau\right) + \frac{\xi_2^2 - 1}{W_2} \sin(\tau + \varphi) - \frac{2\delta_2}{W_2 \omega} \cos(\tau + \varphi) \quad ; \quad (2)$$

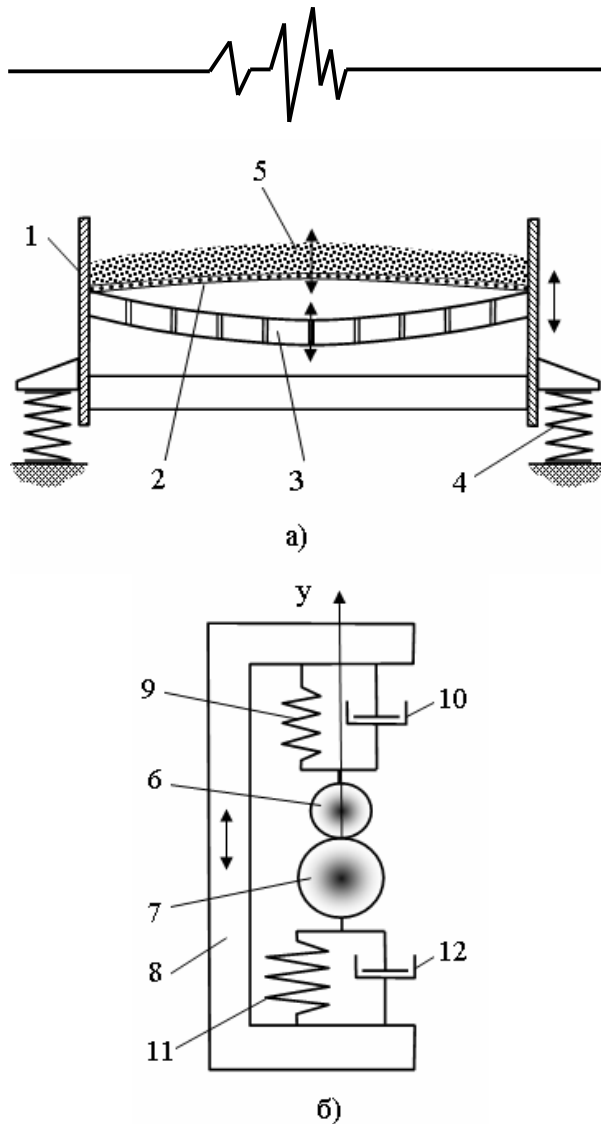


Рис. 1. Расчетная схема грохота

а) – поперечное сечение грохота;

б) – модель с сосредоточенными параметрами;

1 – бортовина; 2 – сито; 3 – ленты-струны; 4 – упругие связи; 5 – грохотимое сырье; 6 и 7 – сосредоточенные массы; 8 – подвижная рама; 9 и 11 – пружины; 10 и 12 – демпферы; двойными стрелками показаны перемещения

где: $N = \frac{S}{1+\chi}$; $Q_1 = \sqrt{\frac{\delta_1^2}{\omega^2} - \xi_1^2}$; $Q_2 = \sqrt{\frac{\delta_2^2}{\omega^2} - \xi_2^2}$;

$W_1 = \frac{4\delta_1^2}{\omega^2} + \xi_1^4 - 2\xi_1^2 + 1$; $W_2 = \frac{4\delta_2^2}{\omega^2} + \xi_2^4 - 2\xi_2^2 + 1$;

φ – фазовый сдвиг колебаний корпуса по отношению к моменту соударения масс; ω – частота колебаний корпуса; S – величина зазора между сетками ($0 < S > 0$); $\chi = \frac{k_1}{k_2}$; k_1 и k_2 – жесткости сит; δ_1 и δ_2 – коэффициенты

демпфирования; $\Gamma \frac{A\omega^2}{8}$ – коэффициент

режима; y_1 и y_2 – перемещение масс m_1 и m_2 ; m_1 – масса просеивающей поверхности с присоединенной массой грохотимого материала; m_2 – масса лент-струн.

Величина коэффициента передачи энергии на грохотимое сырье при виброударном воздействии анализировалась на основании отношения [4]:

$$\varepsilon = \frac{E_u}{E_k}, \quad (3)$$

где E_u – кинетическая энергия массы m_1 после удара; E_k – кинетическая энергия массы m_1 , если она движется с амплитудным значением скорости корпуса грохота. В рассматриваемой конструкции грохота движение просеивающей поверхности зависит от десяти параметров: массы m_1 просеивающей поверхности с грохотимым сырьем и лент-струн m_2 , их собственных частот ω_1 и ω_2 , коэффициентов демпфирования δ_1 и δ_2 , зазора S между просеивающей поверхностью и ленточно-струнным ситом, коэффициента восстановления скорости R , амплитуды A и частоты ω вибровозбуждения. Поэтому, несмотря на простую конструкцию грохота, выбор необходимого виброударного режима значительно облегчается путем компьютерного анализа системы. По сравнению с режимами, которые удается установить с учетом ограничения по периодичности и принятых ограничений для определения величин C_1, C_2, C_3, C_4 и φ , как показано в работе [4], численный метод позволяет выявить режимы, обеспечивающие увеличение передачи энергии грохотимому сырью, а также выявить режимы, при которых, в силу уменьшения передачи энергии, эффективность грохочения снижается.

В качестве примера рассмотрим выбор режима при работе грохота с параметрами: $A = 5$ мм, $m_1 = 16$ кг, $m_2 = 15$ кг, $\omega_1 = 30$ 1/с, $\omega_2 = 125$ 1/с, $\delta_1 = 125$ 1/с, $\delta_2 = 71$ 1/с, $R = 0,45$, $S = 0$. Основываясь на этих параметрах покажем, что варьирование частоты ω вибровозбуждения влияет на движение массы m_1 . Уравнения (1) и (2) решались с помощью программы "Грохот" при следующих начальных условиях: $y_1 = y_2 = 0$; $v_1 = 1,5$ и $v_2 = -1,5$.

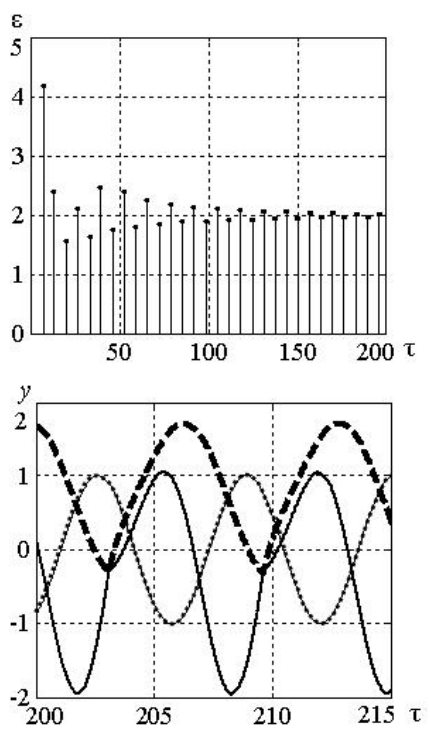


Рис. 2. Изменения коэффициента передачи энергии и перемещений во времени при частоте вибровозбуждения $\omega = 100$ 1/с

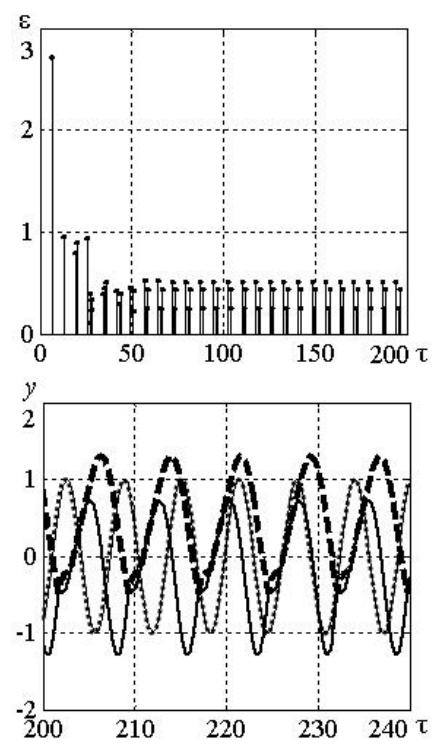


Рис. 4. Изменения коэффициента передачи энергии и перемещений во времени при частоте вибровозбуждения $\omega = 90$ 1/с

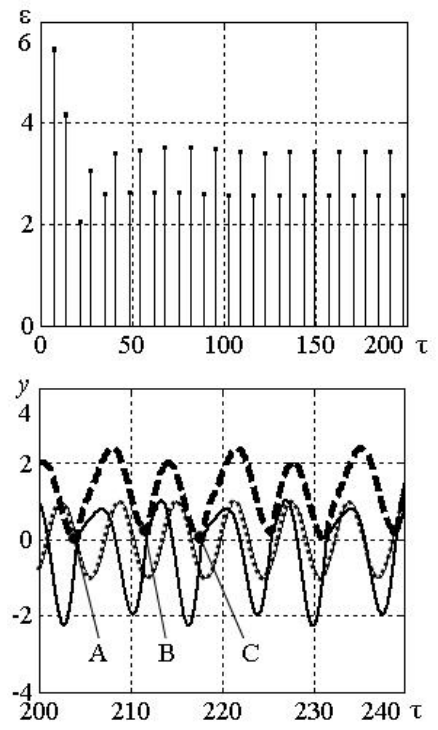
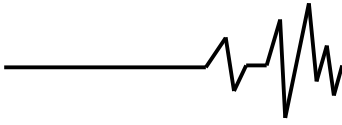


Рис. 3. Изменения коэффициента передачи энергии и перемещений во времени при частоте вибровозбуждения $\omega = 110$ 1/с

На рис. 2, 3, 4 приведены изменения во времени коэффициента передачи энергии и перемещения масс. На рисунках введены обозначения: — — перемещение массы m_1 , — — перемещение массы m_2 , перемещение коробка грохота.

По изменению коэффициента передачи энергии ε можно сделать вывод, что начиная с $\tau = 150$ сек движение стабилизируется, происходит "забывание" начального возмущения. Выход на стационарный режим удобнее анализировать по $\varepsilon(\tau)$, а не по $y(\tau)$, поскольку при большом интервале времени детали перемещения на графике практически теряются и только при стабилизации режима следует переходить к интервалу времени, который соизмерим с периодом колебаний. При круговой частоте 100 1/с этап полета массы m_1 равен периоду вибровозбуждения. Коэффициент передачи энергии равен 2. Задав частоту 110 1/с, получаем виброударное движение с периодом (отрезок AC), равным двум периодам вибровозбуждения. При этом в точке B происходит дополнительный удар. Коэффициент передачи энергии составляет 3,37 и 2,53. По сравнению с предыдущим



режимом коэффициент передачи энергии вырос на 68,5 % и 26,5 %.

Если же частота вибровозбуждения равна 90 1/с, то происходит гашение кинетической энергии – коэффициент передачи энергии меньше единицы. Такой режим использовать нерационально.

Используя разработанную математическую модель на основе численного моделирования, произведен расчет параметров грохочения (амплитуды и частоты вибровозбуждения), при которых реализуется виброударный режим движения с требуемым коэффициентом передачи энергии.

Вывод

Таким образом, выполненный анализ виброударного режима движения просеивающей поверхности виброгрохота показал, что вычисленные параметры перемещения и коэффициента передачи энергии просеивающей поверхности позволяют определить параметры грохота, обеспечивающего виброударный режим движения с требуемым коэффициентом передачи энергии. В исследуемом случае рекомендуется наиболее эффективная частота возмущений – 110 1/сек.

Литература

1. Надутый В.П. Реализация виброударного взаимодействия рабочих поверхностей грохота при тонкой классификации материалов / В.П. Надутый, В.П. Краснопер // Всеукр. науч.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях" – Вінниця. – 2003. – Вып. 1(27). – С. 83-85.
2. Надутый В.П. Опыт использования виброгрохотов новой конструкции для тонкой классификации минерального сырья / В.П. Надутый, В.П. Краснопер // Всеукр. науч.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях" – Вінниця. – 2004. – Вып. 2(34). – С. 50-52.
3. Надутый В.П. Определение динамических параметров грохота с виброударным возбуждением просеивающей поверхности / В.П. Надутый, Е.С. Лапшин, Краснопер В.П. // Науч.-техн. журнал НГА Украины "Науковий вісник" – Днепропетровск. – 1998. – Вып. № 3. – С. 73-75.
4. Надутый В.П. Математическое моделирование виброударного движения сита грохота / В.П. Надутый, Е.С. Лапшин, И.П. Хмеленко // Всеукр. науч.-техн. журнал "Вібрації в техніці та технологіях" – Вінниця. – 2009. – Вып. № 1(53). – С. 43-47.