

Л.И. Гендлина, Е.Г. Куликова

О ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ ДЛЯ ВЫПУСКА ГОРНОЙ МАССЫ

На основе анализа существующих математических моделей вибропитателей с упругим рабочим органом разработана численная модель, позволяющая включить в исследовательский процесс динамики этих машин компьютерное моделирование с помощью программных комплексов, разработанных на основе метода конечных элементов. Для этого была составлена расчетная схема вибрационного питателя, приняты необходимые допущения, начальные и граничные условия расчета, установлены условия свободного контактного взаимодействия рабочего органа с упругим основанием. Проанализированы демпфирующие свойства вибросистемы «упругий рабочий орган – вибровозбудитель – упругое основание», и обосновано упрощение матрицы демпфирования в уравнении динамики вибропитателя. Описаны стенд и методика для экспериментального определения коэффициента демпфирования вибросистемы, необходимого при составлении матрицы демпфирования. Используя разработанную математическую модель, получены зависимости амплитуды виброскорости упругого рабочего органа от вынуждающей силы, а также жесткости упругого основания. Установлена адекватность полученных данных результатам физического моделирования. Показано, что использование функции упругого потенциала для описания свойств материала упругого основания дает возможность получить более точные результаты расчета, чем использование модуля упругости.

Ключевые слова: численная модель, упругий рабочий орган, упругое основание, контактное взаимодействие, демпфирование, адекватность, функция упругого потенциала.

В ИГД СО РАН успешно ведутся работы, связанные с созданием вибрационных питателей [1] для выпуска сыпучих материалов из различных емкостей на предприятиях горной, строительной, металлургической и других отраслей промышленности. Они просты в конструктивном исполнении и обслуживании, имеют сравнительно невысокую энергоемкость, надежны в эксплуатации в самых разных условиях. Грузонесущий орган этих машин – тонкий металлический лист, свободно уложенный на основание, совершает упругие (изгибные) колебания. Поэтому при изучении динамики таких виброустройств [2, 3] рассматривается колебательная система с распределенными параметрами, что существенно усложняет построение математической

модели. В расчетных схемах рабочий орган представляется в виде балки, которая размещается на сплошном упругом основании и находится в постоянном контакте с ним по всей длине [4]. В качестве основной характеристики основания принимается коэффициент постели, характеризующий его жесткость. Такое допущение упрощает задачу, но искажает реальную картину взаимодействия рабочего органа и основания.

Современные программные комплексы, в частности ANSYS, позволяют сформировать модель колебаний упругого рабочего органа с учетом его контактного взаимодействия с опорной поверхностью, что дает возможность более точно определять параметры напряженного деформированного состояния.

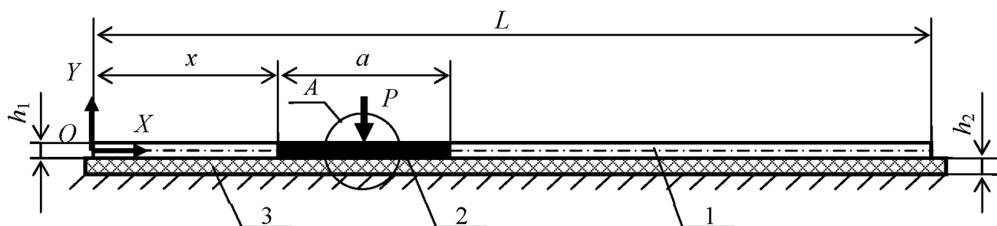


Рис. 1. Расчетная схема вибрационного питателя: 1 – рабочий орган; 2 – площадка крепления вибровозбудителя; 3 – упругое основание

На рис. 1 и 2 приведена расчетная схема, построенная в соответствии с принятыми допущениями:

- рабочий орган представлен в виде упругой балки 1 толщиной h_1 , которая свободно уложена на упругое основание 3 толщиной h_2 , концевые участки балки свободны;
- участок балки 2, соответствующий площадке крепления источника колебаний, принят абсолютно жестким, масса вибровозбудителя равномерно распределена на этом участке и присоединена к его массе;
- вынуждающая сила принята изменяющейся по синусоидальному закону, сосредоточенной в центре площадки 2 и направленной по нормали к ней:

$$P = P_{\max} \sin \omega t,$$

где P_{\max} , ω – амплитуда и круговая частота вынуждающей силы соответственно; t – время;

- основные потери энергии в рассматриваемой вибросистеме связаны

с действием внешнего (сухого) трения на контактных поверхностях, что позволяет пренебречь влиянием внутреннего трения.

Задача решалась в плоской постановке.

Упругое основание 3 по одной поверхности свободно контактирует с балкой, а по противоположной – жестко закреплено. В случае отсутствия вынуждающей силы контакт обеспечивается только весом балки.

Основной характеристикой, влияющей на свойства основания, является модуль упругости материала, из которого оно выполнено. Этот параметр определялся на линейном участке экспериментальной зависимости напряжения сжатия σ от относительной деформации ϵ . Кроме того, в системе ANSYS имеется возможность, используя зависимость $\sigma(\epsilon)$, описать свойства основания через функцию упругого потенциала W [5, 6].

Показателем пропорциональности деформации и напряжения при кон-

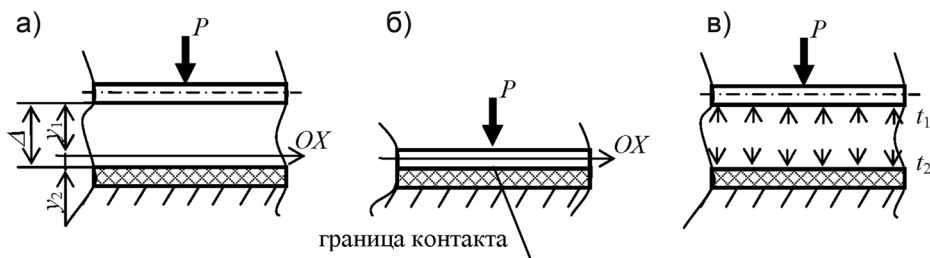


Рис. 2. Вид А на расчетной схеме вибрационного питателя: а), б) отрыв и сближение контактных поверхностей соответственно; в) распределенные нормальные силы на границе контакта

тактном взаимодействии двух тел является коэффициент нормальной контактной жесткости, который находится в виде поправочного коэффициента [7]. В данной работе использован второй вариант.

Система алгебраических уравнений, описывающая динамику вибросистемы «упругий рабочий орган – вибровозбудитель – упругое основание» [8]:

$$[M]\{u''\} + [C]\{u'\} + [K]\{u\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткостей вибросистемы соответственно; $\{F\}$ – вектор нагрузки; $\{u''\}$, $\{u'\}$, $\{u\}$ – векторы узловых ускорений, скоростей и перемещений соответственно.

Согласно гипотезе Релея матрица демпфирования $[C]$ является линейной комбинацией матриц масс и жесткостей:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K],$$

где α , β – константы.

Если матрицу форм колебаний нормировать по отношению к матрице $[M]$ [4], то матрица демпфирования принимает вид:

$$[C] = \alpha[L] + \beta[p^2],$$

где $[L]$ – единичная матрица, $[p^2]$ – диагональная матрица с элементами p_i^2 , p_i – частоты собственных колебаний вибросистемы.

Для i -й формы колебаний имеем

$$C_i = \alpha + \beta p_i^2 = 2\eta_i, \quad \xi_i = \eta_i / p_i, \quad (3)$$

где η_i – постоянная демпфирования по i -й форме, ξ_i – коэффициент демпфирования по i -й форме, $\beta = 0$, так как внутренним трением в моделируемой системе пренебрегаем.

Отсюда

$$\alpha = 2\xi_i p_i. \quad (4)$$

Одна из собственных частот p_i и соответствующий ей коэффициент демп-

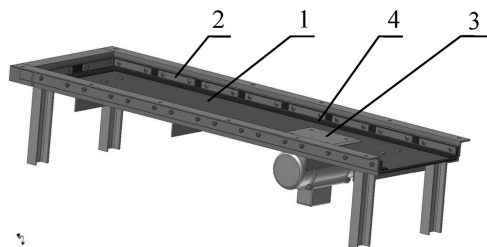


Рис. 3. Модель вибрационного питателя с упругим рабочим органом: 1 – рабочий орган; 2 – рама; 3 – вибровозбудитель; 4 – упругое основание

фирования ξ_i были определены экспериментально.

Эксперимент выполнялся на физической модели вибрационного питателя (рис. 3). Рабочий орган 1 – металлический лист малой толщины, рама 2 – сварная конструкция, обеспечивающая опору рабочему органу по периметру. В местах контакта на раме жестко закреплено основание 4, выполненное из упругого материала (в экспериментах использовано два образца с разными модулями упругости). Вынуждающая сила создавалась инерционным вибровозбудителем 3 и варьировалась за счет изменения частоты колебаний в интервале 10... 25 Гц.

При проведении экспериментов использовался измерительный-вычислительно комплекс, включающий пьезоэлектрические акселерометры и усилители заряда типа 2635 (Briel&Kjaer, Дания), аналого-цифровой преобразователь E-440 (ЗАО L-CARD, Россия) и персональный компьютер с установленным на нем «Программным комплексом автоматизации экспериментальных и технологических установок ACTest©» (ООО «Лаборатория автоматизированных систем (АС)», г. Москва).

Измерения выполнялись в следующей последовательности: к рабочему органу в нормальном направлении прикладывалась ударная нагрузка, после снятия которой записывалась осциллограмма виброскорости механической

системы. По осциллограммам (рис. 4) определяли частоту и логарифмический декремент колебаний:

$$\delta_i = \ln \frac{A_{1i}}{A_{2i}} = nT_i, \quad (5)$$

где A_{1i} , A_{2i} , T_i – максимальные значения виброскорости и интервал времени между ними соответственно.

Используя зависимости (3) и (5), был вычислен коэффициент демпфирования ξ_i колебаний одной из собственных частот, по формуле (4) определена константа α .

В процессе экспериментов измерялась также виброскорость вынужденных колебаний в нескольких точках рабочего органа.

При математическом моделировании контактного взаимодействия балки с упругим основанием выполнялись следующие условия [5]:

1. Условие отсутствия проникновения балки в упругое основание:

$$\Delta = \frac{(\bar{y}_1 - \bar{y}_2)}{\bar{n}} \geq 0,$$

где Δ – нормальный зазор между поверхностями в месте контакта (рис. 2, а);

y_1 , y_2 – радиусы-векторы точек балки и упругого основания, вступающих

в контакт, соответственно; \bar{n} – единичный вектор нормали к контактной поверхности.

Контакт возникает на границе нижней поверхности балки и верхней поверхности упругого основания (рис. 2, б). Нормальный зазор Δ при этом равен нулю. При отрыве балки от основания зазор между ними определяется радиусами-векторами точек контактирующих поверхностей.

2. Распределенные нормальные силы на границе контакта, действующие как на балку, так и на упругое основание, должны быть только сжимающими (рис. 2, в):

$$t_1 = \frac{\bar{t}_1}{\bar{n}} \leq 0, \quad t_2 = \frac{\bar{t}_2}{\bar{n}} \leq 0,$$

где \bar{t}_1, \bar{t}_2 – векторы распределенных контактных сил, действующих на балку и упругое основание соответственно.

Равенство должно выполняться в случае выхода балки из контакта с основанием, а неравенство – при наличии контакта.

В начальный момент времени все перемещения и скорости вибросистемы, а также зазор между рабочим органом и упругим основанием приняты равными нулю.

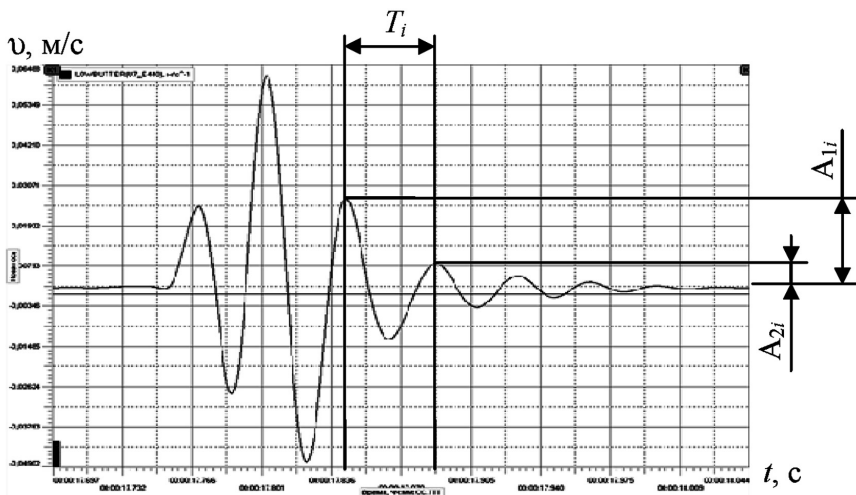


Рис. 4. Осциллограмма виброскорости затухающих колебаний

При использовании программного комплекса ANSYS балка была разбита на двухмерные элементы BEAM 3, упругое основание – на двухмерные 8-узловые элементы PLANE183. Контактные пары формировались с помощью элементов TARGE169 (балка) и CONTA172 (упругое основание).

В качестве исходных данных при вычислениях приняты: размеры балки, длина участка 2 (рис. 1) и координата его размещения, размеры упругого основания, характеристики материала балки (плотность, модуль упругости, коэффициент Пуассона), характеристики материала основания (плотность, коэффициент Пуассона и экспериментальная зависимость $\sigma(\epsilon)$, а также вычисленный на ее основе модуль упругости), масса вибровозбудителя, амплитуда и частота вынуждающей силы, ускорение свободного падения, поправочный коэффициент контактной жесткости FKN, константа демпфирования α .

На рис. 5 представлены осциллограммы виброскорости в двух точках рабочего органа, размещенного на основании, модуль упругости которого равен 49 МПа. Колебания создаются виброисточником с максимальной вынуждающей силой 71 Н и частотой

15 Гц. Кривые 1 относятся к физической модели, 2 и 3 – результаты математического моделирования. Расчетные кривые соответствуют двум вариантам описания характеристик основания: с помощью модуля упругости (кривые 2) и функции упругого потенциала (кривые 3).

Из приведенных осциллограмм следует, что результаты физического и математического моделирования достаточно хорошо совпадают. Причем, использование при расчетах функции упругого потенциала позволяет получить значения виброскорости более близкие к экспериментальным (рис. 5, кривые 1 и 3).

Зависимости амплитуды виброскорости рабочего органа v от вынуждающей силы P в точке ее приложения (рис. 6) получены экспериментально (графики 1) и численным методом (графики 2 и 3). Рис. 6, а соответствует вибросистеме с основанием, модуль упругости которого $E = 49$ МПа, рис. 6, б – $E = 44$ МПа. Как и на рис. 5, кривые 2 и 3 – результаты расчета для двух вариантов описания свойств основания, и, как следует из графиков, выбор варианта существенно влияет на точность расчета (кривая 3 хорошо повторяет

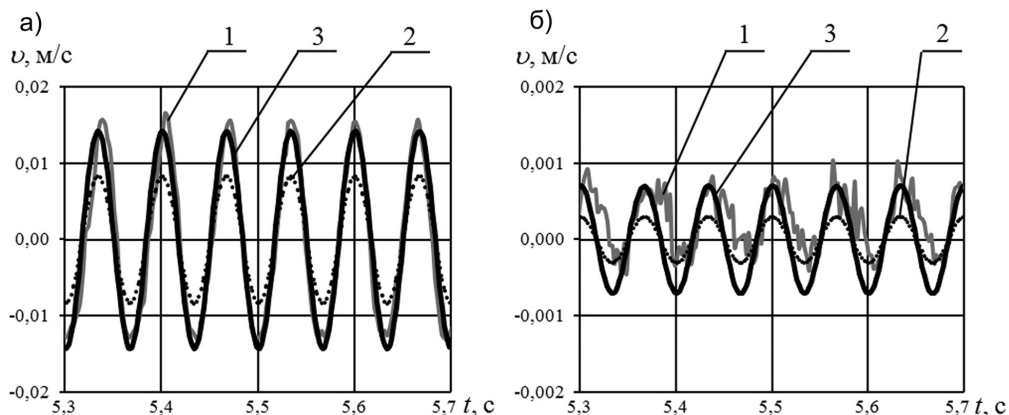


Рис. 5. Осциллограммы виброскорости рабочего органа в точке приложения вынуждающей силы (а) и на расстоянии 0,9 м от нее (б): 1 – экспериментальные результаты; 2, 3 – результаты расчета

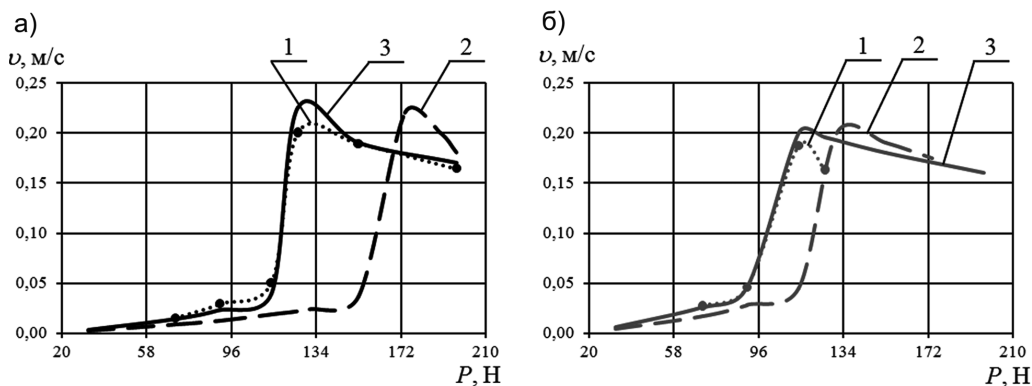


Рис. 6. Зависимость амплитуды виброскорости рабочего органа от вынуждающей силы в точке ее приложения: 1 – экспериментальные результаты; 2, 3 – результаты расчета

экспериментальный результат, представленный кривой 1).

Резкое кратковременное увеличение амплитуды виброскорости объясняется эффектом резонанса. Частота источника вибрации совпала с одной из собственных частот вибросистемы, которая, как следует из графиков, зависит от жесткости основания. Для системы с коэффициентом упругости основания $E = 49$ МПа резонансная частота $f_p = 20$ Гц, а для системы с $E = 44$ МПа – $f_p = 19$ Гц. Эти данные

с большой точностью подтверждаются экспериментом (графики 1 и 3, рис. 6).

Выводы

Показано, что результаты расчетов динамики вибропитателя с использованием разработанной математической модели, которая позволяет учесть ватны результатам, полученным экспериментально. Точность расчетов существенно увеличивается, если для описания свойств основания используется функция упругого потенциала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гендлина Л.И., Еременко Ю.И., Куликова Е.Г., Левенсон С.Я. Совершенствование процесса вибрационного выпуска связанных материалов из емкости // Горное оборудование и электромеханика – 2006. – № 7. – С. 42–45.
2. Гендлина Л.И. Исследование и разработка вибрационных транспортирующих устройств с упругим рабочим органом и самосинхронизирующимися вибровозбудителями: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.05.06; Ин-т горного дела СО АН СССР. – Новосибирск, 1981. – 22 с.
3. Левенсон С.Я. Разработка вибрационного питателя для перегрузочных пунктов

- бункерного типа: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.05.06; Ин-т горного дела СО АН СССР. – Новосибирск, 1987. – 19 с.
4. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
5. Коробейников С.Н. Нелинейное деформирование твердых тел. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2000. – 262 с.
6. Лурье А.В. Нелинейная теория упругости. – М.: Наука, 1980. – 512 с.
7. Решение контактных задач в ANSYS 6.1. – М.: Cadfem, 2003 – 138 с.
8. Секулович М. Метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1993. – 663 с. **ПДАБ**

Гендлина Людмила Ивановна – кандидат технических наук,
старший научный сотрудник,

Куликова Евгения Григорьевна – кандидат технических наук, научный сотрудник,
Институт горного дела им. Н.А. Чинакала Сибирского отделения РАН,
e-mail: shevchyk@ngs.ru, lev@misd.nsc.ru.

UDC 622.646

ABOUT NUMERICAL MODELING OF DYNAMICS OF A VIBRATION FEEDER FOR ROCK MASS RELEASE

Gendlina L.I.¹, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher,

Kulikova E.G.¹, Candidate of Technical Sciences, Researcher,

¹ Institute of Mining of Siberian Branch of Russian Academy of Sciences,

630091, Novosibirsk, Russia,

e-mail: shevchyk@ngs.ru, lev@misd.nsc.ru.

On the basis of the analysis of the vibration feeder with elastic working body existing mathematical models the numerical model allowing to include in research process of these machines dynamics computer modeling by means of the program complexes using a method of final elements for calculation is developed. The rated scheme of a vibration feeder was made, necessary assumptions, entry and boundary conditions of calculation are accepted, conditions of free contact interaction of working body with the elastic basis are established. The damping properties of vibrosystem «elastic working body – the vibroexciter – the elastic basis» are analyzed, and simplification of a damping matrix in the vibrofeeder dynamics equation is proved. The stand and a technique for experimental determination of vibrosystem damping coefficient necessary at drawing up a matrix of damping are described. The results of the solution of the vibrating working body of a feeder with the elastic basis a interaction contact task received by means of the program Ansys are presented and analyzed. Dependences of the elastic working body amplitude of vibrovelocity from the force and rigidity of the elastic basis are received. Adequacy of the obtained data to results of physical modeling is established. It is shown that use of function of elastic potential for the description of properties of material of the elastic basis gives the chance to receive more exact results of calculation, than use of the elastic module.

Key words: numerical model, elastic working body, elastic basis, contact interaction, damping, adequacy, function of elastic potential.

REFERENCES

1. Gendlina L.I., Eremenko Yu.I., Kulikova E.G., Levenson S.Ya. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2006, no 7, pp. 42–45.

2. Gendlina L.I. *Issledovanie i razrabotka vibratsionnykh transportiruyushchikh ustroystv s uprugim rabochim organom i samosinkhroniziruyushchimysya vibrovobuditelnyami* (Research and development of the vibration transporting devices with elastic working body and the self-synchronized vibroexciter), Candidate's thesis, Novosibirsk, IGD SO AN SSSR, 1981, 22 p.

3. Levenson S.Ya. *Razrabotka vibratsionnogo pitatelya dlya peregruzochnykh punktov bunkernogo tipa* (Development of a vibration feeder for reloading points of bunker type), Candidate's thesis, Novosibirsk, IGD SO AN SSSR, 1987, 19 p.

4. Timoshenko S.P., Yang D.Kh., Uiver U. *Kolebaniya v inzhenernom dele* (Vibration problems in engineering), Moscow, Mashinostroenie, 1985, 472 p.

5. Korobeynikov S.N. *Nelineynoe deformirovanie tverdykh tel* (Nonlinear deformation of solid bodies), Novosibirsk, Izd-vo SO RAN, 2000, 262 p.

6. Lur'e A.V. *Nelineynaya teoriya uprugosti* (Nonlinear theory of elasticity), Moscow, Nauka, 1980, 512 p.

7. *Reshenie kontaktnykh zadach v ANSYS 6.1* (Ansys contact. Technology guide. ANSYS release 6.1), Moscow, Cadfem, 2003, 138 p.

8. Sekulovich M. *Metod konechnykh elementov* (Metod of final elements), Moscow, Stroyizdat, 1993, 663 p.

