
Об авторе

Давыдов Сергей Леонидович, ведущий инженер отдела Проблем разрушения горных пород,, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепрпетровск, Украина

About the author

Davydov Sergey Leonidovich, Engineer of Department of Rock Breaking Problems, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine

УДК 628.517.4:621.752

Г.Н. Агальцов, инженер, мл. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ВИХРЕВЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ АГЛОФАБРИК С ПОМОЩЬЮ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация. Рассматривается защита тяжёлых машин от действия вибрационных нагрузок при помощи резиновых элементов.

Ключевые слова: вибрация, вихревой смеситель, виброизолирующая система, электромагнитные силы, виброизолятор

G.N. Agaltsov, Engineer, Junior Researcher
(IGTM NASU)

VIBRATION INSULATION OF WHIRLWIND AMALGAMATORS OF SINTER PLANTS BY MEANS OF RUBBER ELEMENTS

Abstract. The protection of heavy machinery from the action of vibration loads with rubber elements is considered.

Keywords: vibration, whirlwind amalgamator, vibration insulation system, electromagnetic forces, vibro-insulator

1. Введение

Тяжёлые технологические машины, применяемые в горной, металлургической и других отраслях промышленности, характеризуются значительными низкочастотными вибрациями и шумом, что определяется спецификой их работы, вибрационное воздействие машины на опорные конструкции способствует интенсивному износу основных узлов и деталей, тем самым снижается производительность и качество выпуска продукции. Кроме того, высокий уровень вибрации и шума, создаваемый машинами, оказывает вредное воздействие на обслуживающий персонал, ухудшает условия их труда.

Эффективным средством защиты от вибрационного воздействия является виброизоляция машин и оборудования. Защита от вибрационного воздействия обеспечивается устройствами, расположенными между машиной и опорной конструкцией, в качестве таких устройств применяют виброизоляторы, демпферы, динамические гасители. Опыт эксплуатации существующих конструкций виброзащитных систем показывает, что такие конструкции сложны в эксплуатации, требуют больших капитальных затрат, а в некоторых случаях просто не работоспособны, вопросам виброизоляции тяжёлых технологических машин не уделялось должного внимания из-за сложности их эксплуатации и значительных динамических нагрузок, создаваемых этими машинами. Поэтому создание виброизолирующей

системы тяжёлых технологических машин, способных эффективно работать в условиях горнорудных и металлургических предприятий, обеспечивающих полную изоляцию источников вибрации, интенсификацию технологического процесса и повышение производительности, является важной производственной задачей.

Задачами исследования является обоснование параметров и внедрение виброизолирующих систем вихревых смесителей, что позволит создать условия для повышения производительности, интенсификации технологического процесса и повышение качества продукции.

2. Экспериментальные исследования системы виброизоляции вихревых смесителей

Смеситель представляет собой полый металлический цилиндр (рис. 1) в котором вращается ротор со специальными лопатками для перемешивания перерабатываемого сырья; движения ротора осуществляются от электропривода. Вследствие несовершенств изготовления элементов смесителя, неточности их сборки и особенностей технологии процесса смешивания (налипание продукта на лопатки ротора, падение материала с лопаток по случайному закону и т.д.) строгая круговая симметрия движения элементов смесителя относительно оси вращения нарушается, что приводит к возникновению центробежных сил, к появлению динамической неуравновешенности и возникновению вибраций с широкополосным спектром возмущающих сил, которые передаются железобетонному перекрытию.

Такая динамическая неуравновешенность наряду с поворотной симметрией движущихся частей увеличиваются со временем эксплуатации смесителя благодаря изношенности его элементов. При ремонте смесителя некоторые недостатки устраняются путём замены лопаток ротора, очистки ротора от налипшего материала и т.д. Однако устранить полностью эту конструктивную и технологическую неуравновешенность не представляется возможным.

Блок-схема вихревого смесителя с измерительной арматурой показана на рис. 2.

В соответствии с методикой проведения экспериментальных исследований были выполнены записи виброперемещений опорной конструкции и корпуса вихревого смесителя. Характерные осциллограммы виброперемещений опорных конструкций основных узлов и деталей представлены на рис. 3. Результаты обработки осциллограмм – в табл. 1.

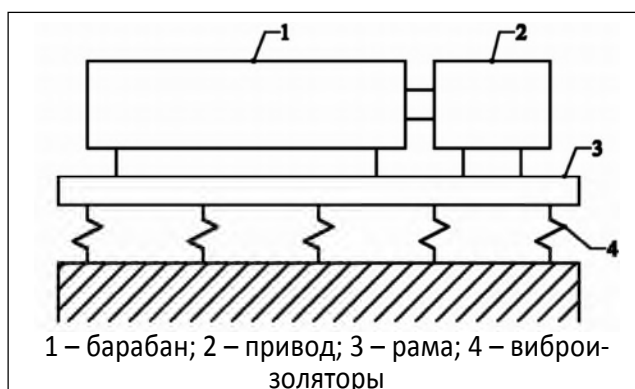


Рис. 1 – Схема смесителя

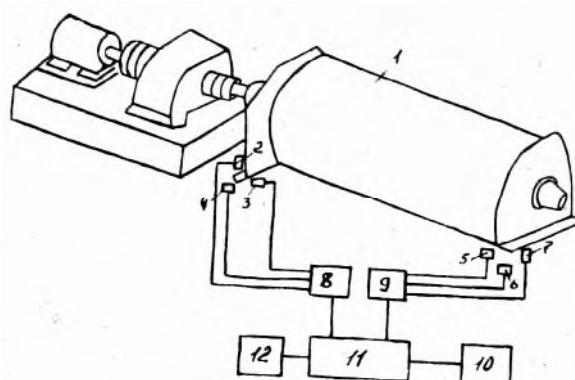


Рис. 2 – Блок-схема измерительной установки

Таблица 1 – Результаты обработки осциллограмм виброперемещений опорной конструкции и корпуса вихревого смесителя ВГ 1.020

Датчики перемещений	Амплитуда колебаний A , мм	Скорость виброперемещений, V , мм/с	Среднеквадратическое значение скорости V_{cp} , мм/с	Частота колебаний f , Гц	Скорость вращения ротора смесителя n , мин ⁻¹	Условия работы вихревого смесителя
Опоры корпуса	0,22	25,3	14,2	12	75	Смеситель жёстко установлен на фундаменте
Корпус	0,17	10,2	7,7	12		
Перекрытие	0,21	23,2	13,5	12		
Опоры корпуса	0,07	7,54	4,83	14	75	Смеситель установлен на виброизоляторах
Корпус	0,035	3,41	2,44	14		
Перекрытие	0,027	2,97	1,17	14		

При жёстком креплении смесителя на железобетонном перекрытии экспериментально полученные параметры вибрации имели следующие значения:

- амплитуда колебаний опорной конструкции смесителя составляла 0,22 мм, частота колебаний 14 Гц;
- амплитуда колебаний корпуса основных узлов смесителя составляла 0,11÷0,17 мм в вертикальной плоскости и 0,05÷0,11 мм в горизонтальной;
- амплитуда колебаний перекрытия между смесителями составляла 0,17÷0,21 мм в вертикальной плоскости и 0,22÷0,27 мм в горизонтальной.
- уровень звукового давления составлял 110 дБ.

Исследования показали, что уровень вибраций и звукового давления превышал санитарные нормы примерно в 1,5 раза. Было отмечено также, что вибрации приводят к интенсивному износу элементов смесителя и к разрушению перекрытия.

После установки смесителя на резиновые виброизоляторы были проведены экспериментальные исследования, которые показали следующее:

- амплитуда колебаний опорной конструкции смесителя составляла 0,07 мм;
- амплитуда колебаний корпуса, основных узлов смесителя в вертикальной плоскости составляла 0,035 мм;
- амплитуда колебаний перекрытия между смесителями в вертикальной плоскости составляла 0,027 мм;
- уровень звукового давления составлял 80 дБ.

Как видно, система виброизоляции смесителя с использованием резинометаллических элементов оказалась довольно эффективной:

- динамические нагрузки на основные элементы смесителя уменьшился в три раза;

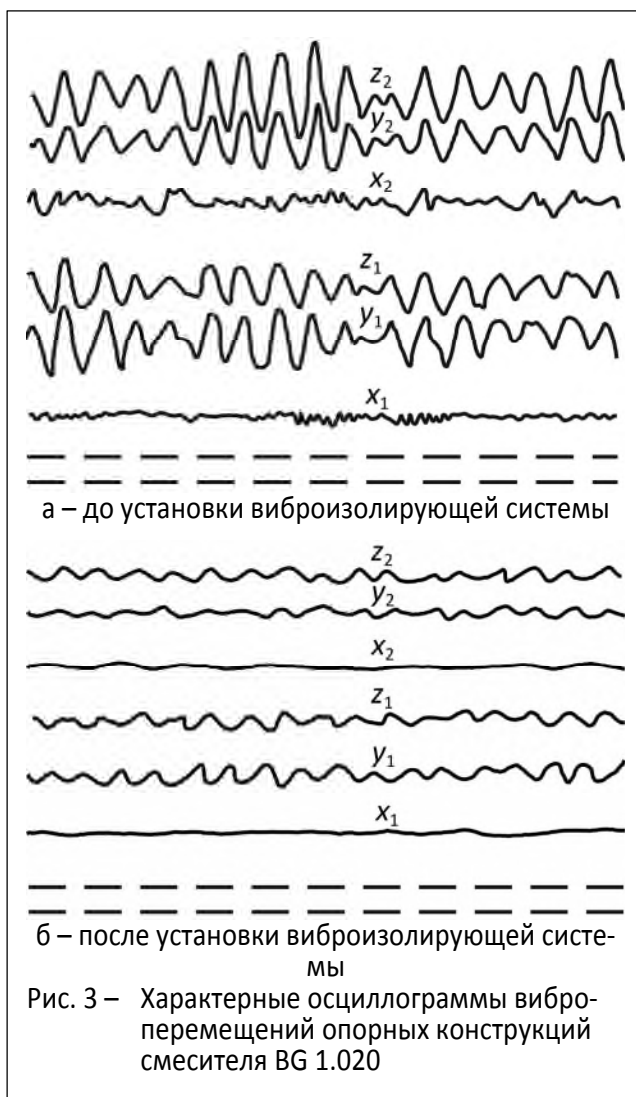


Рис. 3 – Характерные осциллограммы виброперемещений опорных конструкций смесителя ВГ 1.020

- эффективность виброизолирующей системы по снижению вибраций, передаваемых на перекрытие, составила 85 %;
- уровень вибрации на перекрытие и звуковое давление снижены до санитарных норм.

Система виброизоляции оставалась эффективной в течение примерно 9 лет. Вследствие старения резины вертикальная жёсткость резиновых виброизоляторов увеличилась в среднем на (60÷65) %, коэффициент диссипации энергии уменьшился в 4-5 раз. Все это привело к выходу жесткостных и диссипативных характеристик виброизолирующей системы за допустимые пределы изменения параметров, и система стала неэффективной.

Ранее КП «Харьковский Промстройпроект» [5] провёл круг экспериментальных исследований смесительного отделения ЦПО-2 по оценке влияния на несущие строительные конструкции динамических воздействий от работы технологического оборудования. Эти исследования в первую очередь были вызваны последствиями аварии: в результате динамических воздействий от работы оборудования было разрушено 6000 м² крыши здания. Исследованиями было установлено, что наибольшие вибрации строительных конструкций наблюдались в зоне расположения приводных станций конвейеров; для окомкователей, вибропитателей и вихревых смесителей в точках опирания их на перекрытие [5].

Для смесителей АГ 1.019 и АГ 1.020 вибрация измерялась с помощью сейсмодатчиков типа К-001 в комплекте с самописцем типа ЭК-М2 [5]. Наибольшие вертикальные колебания от работы двух виброизолированных (виброизоляция 1986 года) смесителей были зафиксированы в месте выгрузки концентрата из барабана – величина колебаний на перекрытии составила (0,17÷0,33) мм. При частоте (14÷15) Гц это намного превосходит не только строительные нормы равные 0,03 мм, но и в несколько раз превосходит предельные колебания для строительных конструкций, равные 0,067 [5]; уровень горизонтальных колебаний перекрытия был равным 0,16 мм, что также превосходит предельные колебания для строительных конструкций, при этом для части балок наблюдался резонансный режим. Исследования показали также, что на колебания с частотой вращения двигателя (14÷15) Гц накладываются колебания от вращения ротора с частотой 1,2 Гц; причина таких колебаний – сброс концентрата с лопаток ротора [5].

Были проведены комплексные экспериментальные исследования вихревых смесителей со старой и новой виброизолирующей подвеской (конструкция элементов подвески оставалась одинаковой – резинометаллические элементы типа ВРМ-903М).

Экспериментальные исследования показали, что вихревые смесители относятся к системам с широкополосным спектром возмущающих сил, вызванных периодическими составляющими инерционных сил от движущихся элементов машины: двигатель, редуктор, ротор смесителя; ударное взаимодействие частей (зубья шестерён редуктора, лопатки смесителя с концентратом и т.д.); электромагнитное взаимодействие статора и ротора приводного двигателя.

Расположение основных возмущающих сил на частотной оси и их соотношение, полученные при экспериментальных исследованиях, показаны на рис. 4.

Периодические составляющие возмущающих сил в диапазоне частот (16÷30) Гц вызывались ударами лопаток смесителя о перемешиваемый материал и инерционными силами ротора двигателя и первой степени редуктора. Широкополосное возбуждение в диапазоне частот (500÷2000) Гц – ударным взаимодействием

виєм зубьев редуктора и электромагнитными силами взаимодействия статора и ротора приводного двигателя.

Жёсткая установка вихревого смесителя на опорные элементы перекрытия привела к возбуждению интенсивных колебаний перекрытия. Уровни вибрационной скорости в диапазоне октавной полосы со среднегеометрической частотой 16 Гц составили 108 дБ.

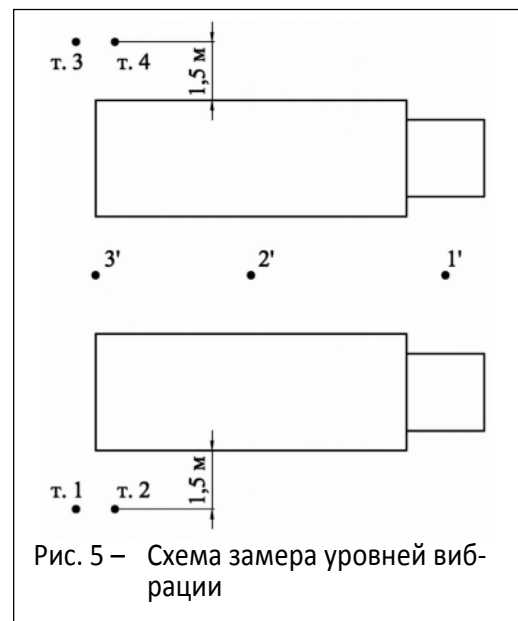
Разработанные институтом геотехнической механики НАН Украины виброизоляторы типа ВРМ-903М были использованы для снижения вибраций, передающихся на элементы здания аглофабрик. Результаты измерений показали, что в диапазоне частот 16 Гц уровни вибрационной скорости находились в пределах (90÷92) дБ.

На втором этапе, после более чем 16-летней эксплуатации разработанных виброизоляторов, проведены исследования по оценке виброакустической активности вихревых смесителей и их влияние на наиболее чувствительный элемент здания – перекрытие, представляющей собой систему с распределёнными параметрами и многомодовом отклике на динамическое воздействие.

При исследованиях использован комплект аппаратуры, включающей измеритель шума и вибрации типа ВШВ-003 М2 совместно с конденсаторным микрофоном типа М101 и пьезокристаллическим вибродатчиком типа ДН-3М.

Измерения вибраций элементов вихревого смесителя и опорной рамы выполнены с использованием магнитного основания, а перекрытия – при помощи переходной платформы согласно требованиям [6]. Помимо этого, при исследованиях использовалась аппаратура фирм «Брюль и Кьер» и «Роботрон», включающая виброметры, широкополосные усилители, фильтры и вибродатчики.

Схема расположения точек измерения на втором этапе исследований показана на рис. 5 (1', 2', 3' – для измерения уровней вибрационной скорости; 2' и 3' – для измерения уровней инфразвука и уровней звукового давления). Результаты измерений приведены в табл. 2. Установлено, что смесители являются источником повышенного изучения инфразвуковых колебаний в диапазоне (11÷22) Гц с уровнями



(102÷104) дБ, а также уровней частот (125÷1000) Гц. Уровни вибрационной скорости в диапазоне частот (11÷22) Гц достигают 93 дБ на железобетонном перекрытии между приводами вихревых смесителей и до 104 дБ у разгрузочной части смесителей.

Как видно, после 16 лет эксплуатации уровни виброскорости на перекрытии в диапазоне частот (11÷22) Гц повысились от 90 до 104 дБ. Экспериментально установлено также, что максимальные уровни инфразвука в полосе частот 16 Гц достигают 104 дБ (при норме 105 дБ), и максимальные уровни звукового давления в полосах частот (250÷500) Гц достигают 92-96 дБ (при норме соответственно 82-78 дБ).

За время эксплуатации в результате старения резиновых элементов системы виброизоляции амплитуд колебаний перекрытия увеличилась практически в 9 раз (от первоначального значения $A = 0,027$ мм до $A = 0,21$ мм). Величина амплитуды $A = 0,21$ мм практически совпадала с величиной амплитуды колебаний ($A = (0,17÷0,33)$ мм), полученными КП «Харьковский Промстройпроект».

Таблица 2 – Виброакустическая характеристика смесителей после длительной (16 лет) эксплуатации системы виброизоляции

Частота, Гц	Уровни инфразвука, дБ		Уровни звукового давления, дБ		Уровни вибрационной скорости, дБ		
	Точки измерений		Точки измерений		Точки измерений		
	2'	3'	2'	3'	1'	2'	3'
2	75	80	–	–	80	83	90
4	75	80	–	–	83	85	92
8	84	85	–	–	85	88	96
16	102	104	–	–	93	99	104
31,5	–	–	87	88	85	85	90
63	–	–	81	82	78	84	90
125	–	–	92	93	–	–	–
250	–	–	92	93	–	–	–
500	–	–	93	94	–	–	–
1000	–	–	89	88	–	–	–
2000	–	–	82	83	–	–	–
4000	–	–	84	85	–	–	–
8000	–	–	75	74	–	–	–

На третьем этапе исследований, после замены виброизоляторов смесителей № 19 и № 20 уровни инфразвука и уровни звукового давления смесителей практически не изменялись (табл. 3). Уровни инфразвука достигали 104 дБ на частоте 16 Гц, а уровни звукового давления (90÷94) дБ в диапазоне (125÷1000) Гц. Уровни вибрационной скорости на площадках привода достигали (90÷92) дБ, а со стороны разгрузочных устройств смесителя – (94÷98) дБ. Амплитуда колебаний перекрытия составляла 0,034 мм (при частоте 16 Гц).

3. Расчёт параметров виброизолирующей системы

Для резины, как вязкоупругого материала с наследственностью, наиболее подходящими являются следующие теории: теории вязкого трения Кельвина-Фохта и Максвелла, и теория наследственности Больцмана-Вольтерра. Первые две используют гипотезу о пропорциональности внутреннего трения скорости нагружения и приводят к общеизвестным уравнениям колебательных систем. Для случая стационарных колебаний и эллиптической петли гистерезиса уравнение колебаний одномассной системы с учётом внутреннего трения имеет вид

Таблица 3 – Виброакустическая характеристика смесителей после установки новых резиновых элементов системы виброизоляции

Частота, Гц	Уровни инфразвука, дБ		Уровни звукового давления, дБ		Уровни вибрационной скорости, дБ	
	Точки измерений		Точки измерений		Точки измерений	
	2'	3'	2'	3'	1', 2'	1, 2, 3', 4
2	72	74	–	–	–	–
4	72	76	–	–	–	–
8	90	92	–	–	–	–
16	104	104	–	–	90÷92	94÷98
31,5	–	–	96	97	–	–
63	–	–	96	98	–	–
125	–	–	90	94	–	–
250	–	–	95	98	–	–
500	–	–	94	95	–	–
1000	–	–	89	90	–	–
2000	–	–	82	83	–	–
4000	–	–	79	80	–	–
8000	–	–	80	81	–	–

$$\ddot{y} + p^2 y + \varepsilon f(y) = \varepsilon \frac{P}{m} \sin \omega t; \tag{1}$$

$$f(y_0) = \pm \frac{bA^n}{m} \sqrt{1 - \left(\frac{y_0}{A}\right)^2}; \tag{2}$$

$$A = \frac{P}{\sqrt{m^2(\omega^2 - p^2)^2 + b^2 A^{2n-2}}}; \tag{3}$$

$$\left(\frac{p}{\omega}\right)^2 = 1 - \frac{P}{m\omega^2 A} \cos \varphi; \tag{4}$$

$$\sin \varphi = \frac{bA^n}{P}, \tag{5}$$

где $f(y)$ – нелинейная функция трения гистерезисного типа;
 p – собственная частота системы;
 ω – частота возбуждающей силы;
 m – масса системы;
 P – возмущающая сила;
 ε – малый параметр.

Наследственная теория Больцмана-Вольтерра учитывает весь спектр релаксации системы и приводит к интегро-дифференциальным уравнениям типа:

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t; \tag{6}$$

$$C_t = C_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)];$$

$$\mathcal{E}_\alpha^*(-\beta) \varepsilon(t) = \int_0^t \mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau; \tag{7}$$

$$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t-\tau) = (t-\tau)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t-\tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}; \tag{8}$$

$$\psi = 2\pi B(\omega); \tag{9}$$

$$\frac{G(\omega)}{G_0} = 1 - A(\omega), \quad (10)$$

где C_t – оператор жёсткости упругой подвески системы;
 C_0 – мгновенное значение жёсткости подвески;
 $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau)$ – экспоненциальная функция Ю. Работнова;
 Γ – гамма-функция;
 G_0 – мгновенное значение модуля сдвига резины;
 G – модуль сдвига резины;
 ψ – коэффициент диссипации резины;
 A и B – реологические характеристики резины;
 α, β – реологические параметры резины;
 q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.

Уравнения (1) и (6) позволяют получать выражения для основных параметров системы виброизоляции в виде:
 для коэффициента виброизоляции

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}; \quad Z = \frac{\omega}{p}; \quad (11)$$

или с учётом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi B^2(\omega)}}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi^2 B^2(\omega)}}}; \quad (12)$$

для коэффициента динамичности

$$K_\delta = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}; \quad (13)$$

или с учётом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$K_\delta = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\pi B^2(\omega) Z^2}; \quad (14)$$

для коэффициента эффективности виброизоляции

$$\mathcal{E} = (1 - \eta) 100\%. \quad (15)$$

или

$$\mathcal{E} = \left(1 - \frac{1}{K_\delta}\right) 100\%. \quad (16)$$

Уравнения (1) и (6) или их упрощённые варианты получили наиболее широкое распространение в инженерной практике при расчёте систем виброизоляции машин и сооружений. Анализ учёта внутреннего трения в этих уравнениях свидетельствует о следующем:

- при эллиптической петле гистерезиса (линейная жесткостная характеристика упругой системы) внутреннее трение практически не изменяет собственной частоты колебаний системы;

- форма петли гистерезиса мало влияет на величину амплитуды колебаний системы; она влияет на частоту и на положение резонансного пика относительно вертикали $p/\omega = 1$;
- в существующих математических моделях колебаний упругих систем метод учёта внутреннего трения позволяет выявить его влияние только в области резонанса; при стационарных колебаниях влияние внутреннего трения незначительно.

Все эти соображения будут учтены при расчётах конкретной системы виброизоляции вихревых смесителей.

Расчёт системы виброизоляции вихревого смесителя без учёта старения резины. Данные для расчёта.

1. Масса виброизолирующей системы $m = 35000$ кг.
2. Частота вынужденных колебаний $\omega = 14$ Гц.
3. Максимальная амплитуда колебаний корпуса смесителя (экспериментальные данные) $A = 0,22$ мм.
4. Скорость вращения ротора $n_1 = 75$ об/мин.

Расчёт системы виброизоляции будем вести согласно уравнению (1); уравнение (6) даёт поправку лишь в области резонанса, что хорошо видно из сравнения амплитудно-частотных характеристик, показанных на рис. 6.

Последовательность расчёта системы виброизоляции следующая.

1. Определяем вертикальную нагрузку от смесителя на фундамент: $P = mg = 343,3$ кН.

2. Принимаем коэффициент динамичности $K_d = 5$.

3. Определяем собственную частоту колебаний смесителя: $p = 37,5$ с⁻¹.

4. Выбираем для элементов системы виброизоляции резину 2959 со следующими параметрами: условно-равновесный модуль Юнга $E_\infty = 3,7$ МПа, динамический модуль $E_d = 4,8$ МПа, коэффициент диссипации энергии $\psi = 0,31$, коэффициент динамичности $K_d = 1,3$.

5. Определяем динамическую жёсткость системы

$$C_d = p^2 \cdot m = 49,0 \text{ МН/м.}$$

6. Определяем статическую жёсткость системы

$$C_{ст} = \frac{C_d}{1,3} = 38,0 \text{ МН/м.}$$

7. Из конструктивных соображений выбираем число опорных виброизоляторов $i = 26$ шт. и число упорных (для исключения раскачки смесителя в горизонтальном направлении $k = 8$ шт.). Статическая жёсткость одного виброизолятора

$$C'_{ст} = \frac{C_{ст}}{26} = 1,46 \text{ МН/м.}$$

8. Выбираем виброизоляторы типа ВРМ-903М, представляющие собой сплошной цилиндр с привулканизованными по торцам металлическими пластинами; наружный диаметр $D = 180$ мм, высота $h = 100$ мм.

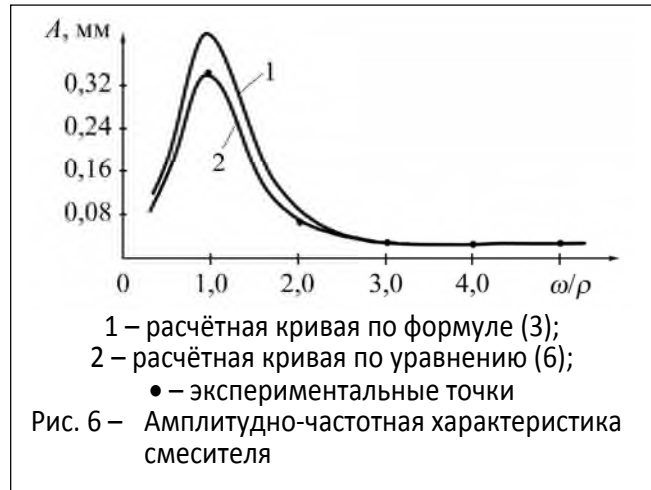


Рис. 6 – Амплитудно-частотная характеристика смесителя

9. Определяем относительную деформацию резинового элемента при статическом сжатии $\varepsilon_{ст} = 0,09$.

10. По формулам (11) или (12) определяем коэффициент виброизоляции системы $\eta = 0,21$.

11. Уточняем значение коэффициента динамичности по формулам (13) или (14) $K_d = 4,54$.

12. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции по формулам (15) или (16) $\varepsilon = 0,79$.

Как отмечалось выше, такая система виброизоляции оказалась довольно эффективной: на практике коэффициент эффективности составил 0,85 (85 %), амплитуда колебаний корпуса смесителя $A = 0,035$ мм (против 0,22 мм до виброизоляции). Система оставалась эффективной примерно 9 лет.

Расчёт системы виброизоляции вихревого смесителя с учётом старения резины. Данные по старению резины 2959 могут быть аппроксимированы следующими уравнениями.

Экспоненциальная зависимость динамического модуля Юнга $E_d(t)$ может быть описана соотношением

$$E_d(t) = E_{дн} + (E_{дк} - E_{дн}) \exp(k_E t), \quad (17)$$

где $E_{дн}$ и $E_{дк}$ – начальные и конечные значения динамического модуля;
 k_E – константа скорости.

Линейная зависимость коэффициента диссипации энергии $\psi(t)$ может быть описана соотношением

$$\psi(t) = \psi_0 - k_\psi t, \quad (18)$$

где ψ_0 – начальное значение коэффициента поглощения;
 k_ψ – константа скорости.

Для исследуемых виброизоляторов ВРМ-903М: $\psi_0 = 0,31$; $E_{дн} = 48,0$ МПа;
 $E_{дк} = 81,6$ МПа; $k_\psi = 0,083 \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$; $k_E = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$.

Подставляя соотношения (17) и (18) в уравнения (3) и (15) получим временные зависимости амплитуды колебаний смесителя (рис. 7) и коэффициента эффективности виброизоляции (рис. 8).

Обсуждение результатов. 1. Несмотря на многообразие методов учёта

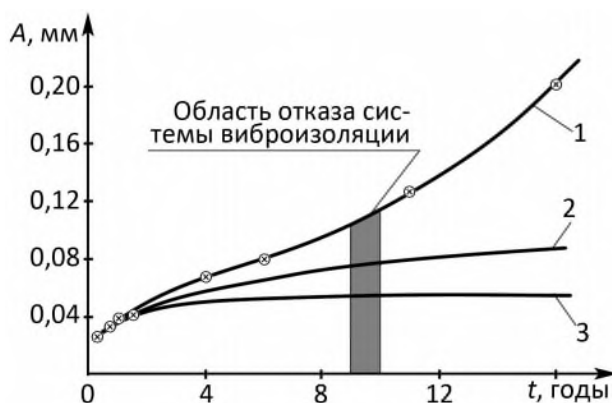


Рис. 7 – Временная зависимость амплитуды колебаний корпуса смесителя

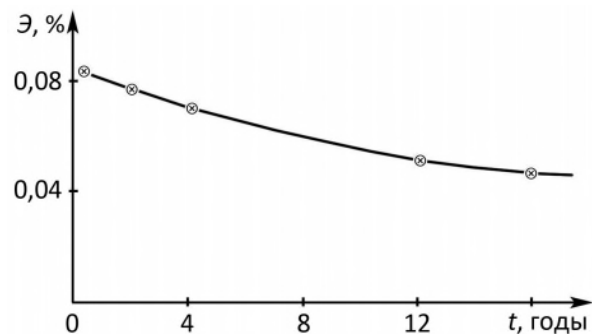


Рис. 8 – Временная зависимость коэффициента эффективности виброизоляции

внутреннего трения при колебаниях механических систем, современные математические модели в целом недостаточно полно учитывают вязко-упругие эффекты (в основном диссипацию энергии), сопровождающие деформирование резины. При построении амплитудно-частотных характеристик системы (рис. 6) согласно уравнениям (1) и (6) и при определении коэффициента виброизоляции по формулам (11) и (12) величины A и η мало зависят от коэффициента диссипации энергии ψ ; их величины определяются в основном соотношением частот ω/p . Поэтому при влиянии на динамику смесителя старения резины большую роль играют изменения жесткостных характеристик, т.к. именно они определяют собственную частоту колебаний системы; изменения коэффициента диссипации энергии в 6 раз мало изменяет коэффициент виброизоляции, что хорошо видно из анализа формулы (12).

2. Увеличение динамической жёсткости (см. рис. 7, кривая 3) упругой подвески системы на (60÷70) % (16 лет эксплуатации) даёт расчётное приращение амплитуды колебаний на (20÷25) % согласно уравнению (1) и (16); уравнение (6) более точно учитывает вязкоупругие эффекты (см. рис. 7, кривая 2), однако совпадение с экспериментом (рис. 7, кривая 1) наблюдается исключительно в первые 3-4 года эксплуатации. Такие значительные расхождения между теоретическими кривыми и экспериментом вызваны следующими обстоятельствами: при расчётах величина силы инерции на единицу массы смесителя принималась постоянной. Вместе с тем, для большинства горно-металлургических машин в процессе эксплуатации изменяются не только параметры упругой подвески; вследствие износа движущихся элементов изменяется также степень их неуравновешенности, что приводит к увеличению силы инерции на единицу массы. Безусловно, ремонт машины приводит к уменьшению этой силы, однако в межремонтный период она может существенно увеличиться (например, за счёт налипания концентрата на лопатки, неравномерного износа лопаток, износа деталей редуктора и т.д.).

Все это, как следует из рис. 7, должно учитываться при проектировании и расчёте системы виброизоляции; она должна быть выполнена с определённым запасом, позволяющим на протяжении заданного времени не выходить за пределы допустимых значений даже при отклонении от заданных параметров смесителя (например, при изменении массы или возмущающей силы). Для этого коэффициент динамичности должен быть в пределах 4,5÷5,0. Рассматриваемая система виброизоляции смесителя спроектирована именно таким образом и при изменении жёсткости виброизоляторов на (60÷70) % и возмущающей силы (за счёт изношенности элементов смесителя), она находилась в пределах санитарных норм и технологических требований около 9 лет.

3. Диссипация энергии практически не влияет на амплитуду колебаний смесителя; она влияет на частоту и на положение резонансного пика относительно вертикали $p/\omega = 1$. Старение резины увеличивает амплитуду колебаний смесителя (см. рис. 7), изменяет собственную частоту колебаний системы и сдвигает в сторону величины p/ω положение резонансного пика.

4. Диссипация энергии незначительно влияет на коэффициент виброизоляции η ; старение резины существенно увеличивает η в основном за счёт изменения соотношения частот ω/p ; соответственно уменьшается и эффективность виброизоляции (рис. 8).

4. Выводы

1. При расчётах систем виброизоляции смесителя или аналогичных машин, работающих в технологических линиях круглосуточно и в течение длительного времени следует учитывать старение резины, а также неизбежное увеличение со временем возмущающей силы.

2. Система виброизоляции смесителя должно быть «мягкой», чтобы уменьшить собственную частоту колебаний, это достигается подбором оптимальных параметров виброизолятора и выбором подходящей марки резины.

3. Система виброизоляции с применением металлорезиновых виброизоляторов ВРМ-903М является эффективной, долговечной и надёжной; применение системы виброизоляции позволило эксплуатировать смесители в рамках санитарных норм на вибрационную безопасность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат, А.Ф. Прикладная механика упруго-наследственных сред. В 3-х томах / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – К.: Наук. думка, 2011. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров. – 2011. – 463 с.
2. Булат, А.Ф. Прикладная механика упругонаследственных сред. В 3-х томах / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – К.: Наук. думка, 2012. – Т. 2. Методы расчёта эластомерных деталей. – 2012. – 616 с.
3. Костецкий, В.И. Надёжность и долговечность машин / В.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский. – Киев: Техника, 1975. – 400 с.
4. Дырда, В.И. Прогнозирование надёжности металлорезиновых виброизоляторов машин при длительных циклических нагружениях / В.И. Дырда, М.К. Шолин, Т.Е. Твердохлеб // Геотехническая механика. – 2003. – Вып. 45. – С. 92-131.
5. Заключение о техническом состоянии строительных конструкций, рекомендации и технические решения по усилению повреждённых конструкций, паспорт технического состояния корпуса обжига и окомкования ЦПО-2 ОАО «Сев.ГОК», г. Кривой Рог: Отчет о НИР (заключительный) / КП «Харьковский Промстройпроект». – Харьков. – 2000. – Том 2 (договор № 2911 от 15.12.1999 г.).
6. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введен 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.

Об авторе

Агальцов Геннадий Николаевич, инженер, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

About the author

Agaltsov Gennady Nikolaevich, Engineer, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine

А.Ф. Булат, акад. НАНУ, д-р техн. наук, профессор,
В.В. Круковская, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
В.В. Зберовский, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

СРАВНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СВЯЗАННЫХ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ НДС И ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ И ГАЗА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ НАГНЕТЕНИЯ ВОДЫ В УГОЛЬНЫЙ ПЛАСТ

Аннотация. Наведено результати чисельного моделювання зв'язаних нестационарних процесів зміни НДС гірського масиву і двохфазної фільтрації рідини та газу. Показано розподіли значень геомеханічних і фільтраційних параметрів в різні моменти часу гідродіяння на вугільний пласт у вибої гірничої виробки.

Ключевые слова: импульсный и статический режимы гидрорыхления угольного пласта, связанные процессы, численное моделирование

A.F. Bulat, Acad. NASU, D. Sc. (Tech.), Professor,
V.V. Krukovskaya, Ph. D. (Tech.), Senior Researcher,
V.V. Zberovsky, Ph. D. (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NASU)

COMPARISON OF PARAMETERS OF COUPLED PROCESSES MODE OF MASSIF DEFORMATION CHANGE AND FLUID FILTRATION IN DIFFERENT MODES OF WATER INFUSION IN COAL SEAMS

Abstract. The results of numerical simulation of the coupled nonstationary processes of stress-strain state change of rock massif and two-phase filtration of liquid and gas are presented. Distributions of values of geomechanical and filtration parameters in different time moments of water infusion in coal seam in mine face are shown.

Keywords: water infusion in the static and pulsed mode into the coal seam, coupled processes, numerical simulation

В условиях больших глубин способы предотвращения газодинамических явлений (ГДЯ) в забоях выработок на неразгруженных горными работами угольных пластах стали недостаточно эффективными. Анализ применения наиболее распространённого способа гидрорыхления выбросоопасных пластов [1] показывает, что возможности повышения его эффективности исчерпаны [2]. Снижение эффективности профилактических мероприятий в забоях подготовительных выработок приводит к необходимости применения буровзрывных работ в режиме сотрясательного взрывания, снижению темпов проведения и, как следствие, к увеличению затрат.

Повышение эффективности гидрорыхления и других способов, основанных на нагнетании жидкости, возможно путём перехода от статического режима нагнетания к импульсному. В работе [3] авторами приведены результаты исследования влияния гидроимпульсного воздействия на краевую часть угольного пласта путём моделирования процессов изменения напряжённо-деформированного состояния (НДС) массива горных пород и двухфазной фильтрации жидкости и газа.

Целью данной работы является сопоставление результатов численного моделирования связанных процессов изменения напряжённого состояния массива и