

5. Ниози Дж., Беллон В., Кроу М. Национальные системы нововведений: в поисках рабочей концепции / Основы научно-технической политики: теория и практика. – М., 1993.
6. Окимото Д. Японский опыт государственного вмешательства в функционирование рынка. – М.: АО «Япония сегодня», 1991.
7. Аннотационный отчет о научных исследованиях, проведенных в Украине по выполнению «Межгосударственной программы совместных научных исследований организаций государств-участников Содружества в области чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера на период до 2003 года» // СОПС НАНУ. – Киев: 2003. – 36 с.
8. Качинський А.Б. Концепція ризику у світі екологічної безпеки України. – Київ: 1993. – Вип. 14. – 49 с. (Національний інститут стратегічних досліджень)
9. Махутов Н.А. Научные проблемы безопасности техногенной сферы // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1999. – № 1. – С. 109-116.
10. Техногенні загрози та заходи щодо їх усунення і мінімізації: Аналіз стану області техногенних загроз // Надзвичайна ситуація. – 2001. – №2. – С. 25-36.
11. Програма забезпечення та реагування на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру на 2000-2005 роки // Надзвичайна ситуація. – 2000. – № 11. – С. 27-37.
12. // Закон Украины «О защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций техногенного и природного характера». Принят 2 июня 2000 года, № 1809-III (Извлечения).
13. Белов П.Г. Теоретические основы системной инженерии безопасности. – М: ГНТП «Безопасность», МИБ СТС. – 1996. – 424 с.
14. Проблемы программно-целевого планирования и управления / Под ред. Г.С. Поспелова. – М.: Наука, 1981. – 464 с.
15. Перегудов Ф.И. Введение в системный анализ / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М.: Высшая школа, 1989. – 367 с.
16. ГОСТ 22.0.05-97 (ГОСТ Р 22.0.05-94). Межгосударственный стандарт. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Техногенные чрезвычайные ситуации. Термины и определения. – Введен 01.01.96.
17. ГОСТ 22.0.03-97 (ГОСТ Р 22.0.03-95) Межгосударственный стандарт. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Природные чрезвычайные ситуации. Термины и определения. – Введен 01.07.96.
18. Диментберг Ф.М. Вибрация в технике и человек / Ф.М. Диментберг, К.В. Фролов. – М.: Знание, 1987. – 160 с.
19. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введен 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
20. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинна від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.
21. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. – Київ, 1993.
22. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-оборудованного оборудования. Методы определения; Введен 01.07.2000. – Киев: Держстандарт України. – 39с.
23. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности; Введен 01.07.84. –М.: Из-во стандартов, 1983. –10 с.
24. Агальцов Г.Н. Некоторые направления исследований системы «человек – машина – обрабатываемая среда» // Геотехническая механика. Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск. – 2011. – Вып. 96. – С. 177-186.
25. Справочник по инженерной психологии // Под. ред. Б.Ф. Ломова. – М.: Машиностроение, 1982. – 368 с.
26. Гогіташвілі Г. Ризик менеджмент з охорони праці в умовах трансформаційних перетворень в економіці України / Г. Гогіташвілі, В. Лапін, Р. Увах // Технополіс. – 2004. – Вип. 6. – С. 49-50.

УДК 678.4.06

Агальцов Г.Н.

ВИБРОБЕЗОПАСНОСТЬ ТЯЖЕЛЫХ ГОРНЫХ МАШИН В КОНТЕКСТЕ ОХРАНЫ ТРУДА

Розглядається безпека складних динамічних систем в контексті охорони праці.

VIBRO-SAFETY OF HEAVY MINING MACHINES IN A LABOUR SAFETY CONTEXT

Safety of difficult dynamic systems in a labour safety context is considered.

1 Введение

Сложные технические системы, к которым относятся тяжёлые горные машины, в большинстве случаев являются главным источником техногенного риска. Решение вопроса их безопасного функционирования подчиняется определённой логической схеме, в которой анализ риска должен стать составной частью работ при

проектировании, создании и эксплуатации современных горных машин. Для обеспечения безопасного функционирования сложной технической системы необходимо выполнить следующие условия:

- спроектировать и создать систему максимально безопасной, т.е. обязательным должно быть отсутствие недопустимого риска, связанного с возможностью нанесения ущерба;
- эксплуатация системы должна быть максимально надёжной и безопасной;
- в систему должен быть введён элемент, обеспечивающий механизм снижения или ликвидации аварий.

Таким элементом является введение в схему машин упругих эластомерных элементов (ЭЭ) в виде виброизоляторов различного типа.

2 Безопасность тяжёлых горных машин с учётом риска техногенных аварий

Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: для виброизоляции тяжёлых машин в горно-металлургической и строительной промышленности резиновые элементы являются предпочтительными по сравнению со стальными пружинами и другими типами виброизоляторов. Резина благодаря высокой поглощательной способности, долговечности, надёжности (резиновые элементы обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов (металлы, дерево, пластики и др.).

Критерии вибробезопасности машин и сооружений. Критерии вибробезопасности машин и сооружений должен включать два аспекта: во-первых, обеспечивать эффективность виброзащиты; во-вторых, соответствовать долговечности конкретного объекта.

Эффективность виброзащиты определяют с помощью методов теории колебаний. Её основной принцип заключается в том, что частота собственных колебаний $\omega_{соб}$ в несколько (3-5) раз отличается от частоты ω_n нижнего порога спектра частот возбуждающих сил. Это условие есть необходимым и достаточным условием предотвращения резонансных явлений, которые обуславливают аварийные ситуации, разрушение машин и сооружений. Математическим выражением этого условия есть

$$\omega_{соб} \leq \omega_{кр}, \quad \omega_{кр} = \omega_n / k, \quad (1)$$

где k – коэффициент, который определяет эффективность виброизоляции с учётом санитарно-гигиенических норм, предназначения объекта и др.

Второй аспект критерия вибробезопасности связан с надёжностью систем вибро- или сейсмозащиты, в частности со сроком эксплуатации систем, несущей способностью и прочностью ЭЭ, их долговечностью.

Таким образом, критерий вибробезопасности, его анализ в разных аспектах позволяет при наличии определённых данных определить частоту собственных колебаний (или коэффициент жёсткости), несущую способность, а также параметры ЭЭ и материала.

Критерии отказа эластомерных элементов систем виброзащиты. Классификация отказов ЭЭ возможная на основе только внешних признаков, или с учётом механизмов разрушения объектов.

Внешний, или феноменологический подход позволяет объединить причины отказов в четыре группы: конструктивные, технологические, или эксплуатационные дефекты, старения (износ). В табл. 1 представлены результаты анализа данных относительно связи причин отказа с причинами разрушения, а также возможными их

следствиями. Данные получены на основе литературных источников, а также долгосрочных стендовых и натурных испытаний [1, 2]. В том случае, когда ЭЭ верно спроектировано, изготовлено, эксплуатируются, согласно установленным техническим требованиям, остаётся одна основная причина отказа: физико-механическое изменение материала, которое проявляется при долгосрочной нагрузке как изменение свойств и параметров ЭЭ, в появлении и развитии магистральных трещин.

Таблица 1 – Классификация причин отказов ЭЭ

Признаки разрушения	Причины разрушения	Причины отказов	Последствия отказов
Быстрый разогрев, появление трещин	Диссипативный разогрев	Конструкционные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Хрупкость резинового массива	Действие внешнего температурного поля, внешней среды	Эксплуатационные, старение	Без последствий; экономический ущерб
Набухание резинового массива	Действие внешней агрессивной среды (масла, щелочи и др.)	Эксплуатационные, старение	Без последствий; экономический ущерб
Разрыв (или вырыв) резинового массива	Перенапряжение, удар	Конструктивные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Изменение формы, выпучивание, потеря устойчивости	Перенапряжение	Конструктивные, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Обособление резинового массива от металлической арматуры	Перенапряжение, повышенный разогрев, недостаточная прочность связи	Конструктивные, технологические, эксплуатационные	Аварии, экономический ущерб
Недопустимое изменение жёсткости	Пере- и недовулканизация, действие внешней агрессивной среды, долгосрочное нагружение	Технологические, эксплуатационные	Без последствий; экономический ущерб
Появление и рост магистральных трещин	Долгосрочная нагрузка, действие внешней агрессивной среды	Старение	Без последствий; экономический ущерб

На практике время безотказной работы ЭЭ определяется вариациями конструктивного качества, качества изготовления, условий эксплуатации и процессов старения.

Классификацию отказов ЭЭ можно продолжить по другим признакам [3]: стойкий (не может быть самоликвидированным); очевидный (разрыв массива, трещины); скрытый (изменение жёсткости); полный, неполный, частичный (по степени влияния на работоспособность), зависимый и независимый (в связи с другими отказами); внезапный и постепенный (по характеру процесса выявления) и др.

Наиболее важными являются постепенные отказы, которые связаны с изменением физико-механических свойств материала (нестабильность во времени). Такие отказы (их часто называют износными) отображают естественные, термодинамически обусловленные процессы разрушения (увеличение энтропии) ЭЭ при их нагрузке и взаимодействии со средой.

Многочисленные испытания [1, 2] позволяют сделать вывод, что трещины при утомительном разрушении, которое соответствует процессам старения, появляются преимущественно на поверхности ЭЭ; значительно позже они прорастают вглубь. Эластомерные элементы с трещинами ещё долго сохраняют свою работоспособность. Это свойство износных отказов является ценным для промышленной эксплуатации, так как исключает внезапный отказ, который приводит к авариям и катастрофам.

Анализ причин и последствий отказов ЭЭ позволяет сформулировать основные причины отказов эластомерных элементов виброзащиты таким образом:

- 1) нарушение целостности резинового массива;
- 2) изменение формы (нарушение устойчивости ЭЭ);
- 3) отрыв (отслоение) массива ЭЭ от арматур;
- 4) выход за допустимые границы нормированных показателей (жёсткости и т.п.).

Названные причины отказов является основой для разработки критериев разрушения эластомерных элементов для систем виброзащиты.

Критерии разрушения эластомерных элементов систем виброзащиты. Рассмотрим критерии разрушения ЭЭ согласно основным типам установленных выше отказов.

Критериями нарушения целостности резинового массива может быть энергетический критерий диссипативного типа. Он учитывает физическую нелинейность материала, зависимость свойств последнего от частоты и температуры, конструктивные и эксплуатационные параметры. Необходимо добавить, что энергетический критерий диссипативного типа имеет силу на стадии проектирования элементов.

Критериями разрушения при изменении формы (выпучивание резины, потеря устойчивости из-за старения резины) и отрыве массива ЭЭ от арматур можно считать критические деформации. Общий вид этого критерия в математической форме есть

$$\frac{\Delta h}{H_0} \leq \Delta h_{кр}, \quad (2)$$

где Δh – деформация ЭЭ в направлении действия усилий;

$\Delta h_{кр}$ – критическое значение деформации ЭЭ, превышение которого ведёт к снижению функциональных параметров ЭЭ;

H_0 – высота ЭЭ в недеформированном состоянии.

Построение критерия проводится на примере цилиндрического элемента (H_0, R_0 – высота и радиус в недеформированном состоянии), параллельные торцы которого прочно, без проскальзывания, соединены с металлическими пластинами. При сжатии цилиндра внешней силой F имеет место изменение высоты его на величину Δh и выпучивание боковой поверхности. Выпучивание обусловлено тем, что для резины модуль сдвига $G = 1$ МПа, а модуль одностороннего сжатия $B \approx 3000$ МПа. Если первая величина обусловлена энтропийной природой эластичного деформирования каучуковой сетки, то вторая – силами Ван-Дер-Ваальса между молекулами разных высокомолекулярных соединений. Под нагрузкой высота резинового массива равняется $H = H_0 - \Delta h$, при этом радиус цилиндра приобретает значение в зависимости от высоты

$$R(h, \Delta h) = R_0 + a(h, \Delta h), \quad (3)$$

где h, a – координаты изменения высоты и радиуса.

Выражение $a(h, \Delta h)$ описывает закон деформирования внешнего предельного слоя резины при сжатии цилиндра на величину Δh , которая отвечает очевидным условиям

$$\begin{cases} a(H - h, \Delta h) = a(h, \Delta h), & 0 \leq h \leq H; \\ a(H, \Delta h) = a(0, \Delta h) - a. \end{cases} \quad (4)$$

Известно, что напряжения сдвига, которые возникают в единичном объёме резины при простом сдвиге с углом θ_0 , определяются линейной зависимостью [4]

$$\sigma = G \operatorname{tg} \theta_0, \quad (5)$$

где G – модуль сдвига резины.

Максимум деформаций сдвига находится на внешней поверхности резинового массива, где

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} = \frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h}. \quad (6)$$

Отслоение резины от металла, или разрыв граничного слоя резины имеет место, когда нагрузка $\sigma(h, \Delta h)$ превышает известную характеристику прочности $\sigma_{кр}^*$, т.е. $\sigma(h, \Delta h) > \sigma_{кр}$. Если принять во внимание выражения (5) и (6), то можно записать такое критериальное уравнение

$$\frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h} \geq \frac{\sigma_{кр}}{G}. \quad (7)$$

Условие (7) можно конкретизировать с использованием основных принципов механики деформированного твёрдого тела.

При условии несжимаемости (коэффициент Пуассона $\nu = \text{const}$) имеем

$$R_0^2 H_0 = \int_0^H R^2(h) dh. \quad (8)$$

Согласно (7), принимая во внимание условие $a(h, \Delta h) \ll R_0$, получаем

$$\begin{cases} \int_0^H B(h, \Delta h) dh = 1, \\ a(h, \Delta h) = 0,5 R_0 \Delta h B(h, \Delta h). \end{cases} \quad (9)$$

Теперь задача свелась к определению вида функции $B = B(h, \Delta h)$. С этой целью воспользуемся физическим принципом минимума запасённой упругой энергии. Т.е., необходимо рассчитать упругую энергию цилиндра при деформировании и, воспользовавшись вариационным принципом, установить конкретный вид зависимости $B = B(h, \Delta h)$ при котором величина упругой энергии будет минимальной.

Полная упругая энергия цилиндра состоит из двух основных частей: $W = W_1 + W_2$. Энергия W_1 обусловлена одноосным сжатием, энергия W_2 – деформированием сдвига элементов объёма.

Значение W_1 не зависит от функции B :

$$W_1 = 0,5 E \frac{\pi R_0}{H_0} \Delta h^2, \quad E = 3G. \quad (10)$$

Энергия W_2 существенно зависит от B .

Согласно [4] можно получить для W_2 такое математическое приближение

$$dW_2 = \frac{\pi G}{4} \left[R(h, \Delta h) \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} \right]^2 dh. \quad (11)$$

Отбрасывая величины второго порядка, переходя к функции $\varepsilon(x, \Delta h) = 2Hb(h, \Delta h)$ при $x = h/H$, $0 < x < 1$, окончательно для (9) имеем

$$\left\{ \begin{array}{l} dW_2 = \frac{\pi G}{64} R_0^4 \frac{\Delta h}{H} \left[\frac{\partial \varepsilon(h, \Delta h)}{\partial x} \right]^2 dh, \\ \int_0^{0,5} \varepsilon(x, \Delta h) dx = 1, \quad \varepsilon(0,5+x, \Delta h) = \varepsilon(0,5-x, \Delta h), \\ \varepsilon(0, \Delta h) = \varepsilon(1, \Delta h) = 0, \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right|_{x=0,5} = 0, \quad 0 \leq x \leq 1. \end{array} \right. \quad (12)$$

Для функции $\varepsilon(x, \Delta h)$ воспользуемся преобразованием Фурье, которое учитывает граничные условия и симметрию

$$\varepsilon(x, \Delta h) = \pi \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) \sin[(2n+1)\pi x]. \quad (13)$$

Согласно (11) и (13) имеем

$$W_2(\Delta h) = \frac{\pi^5 G R_0^4 \Delta h^2}{32 H^3} \cdot \int_0^{0,5} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) (2n+1) \cos[(2n+1)\pi x] \right\}^2 dx. \quad (14)$$

Задача поиска минимума упругой энергии сводится, таким образом, к отысканию минимума функции $\sum_{n=0}^{\infty} a_n^2(\Delta h) (2n+1)^2$ при учёте условия $\sum_{n=0}^{\infty} \frac{a_n(\Delta h)}{2n+1} = 1$.

Используя метод неопределённых множителей Лагранжа для функции $a(h, \Delta h)$, имеем выражение

$$a(h, \Delta h) = \frac{24 R_0 \Delta h}{\pi h} f(y), \quad (15)$$

где $f(y) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin[(2n+1)y]}{(2n+1)^3}$, $0 \leq y \leq \pi$, $y = \pi x$.

Определяя функцию $f(x, y)$ уравнением

$$f(y) = \frac{\pi}{8} (\pi - y)y \quad \text{или} \quad f(x) = \frac{\pi}{8} x(1-x), \quad (16)$$

окончательно имеем

$$a(h, \Delta h) = \frac{3R_0 \Delta h h (H-h)}{H^3}, \quad (17)$$

а критериальное уравнение принимает вид

$$\frac{\sigma R_0 \Delta h}{H^3} \left| \frac{H}{2} - h \right| \geq \frac{\sigma^*}{G}. \quad (18)$$

Относительно допустимых деформаций критерий разрушения имеет вид

$$\frac{\Delta h}{H_0} \leq 1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 \sigma}}} = \frac{3R_0 G}{4\sigma^* H_0} \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right). \quad (19)$$

Относительно допустимых нагрузок критерий разрушения есть

$$F < F^* \equiv 3 \left[1 + 0,5 \left(\frac{R_0}{H_0} \right)^2 G \pi R_0^2 \left(1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}}} \right) \right]. \quad (20)$$

С учётом эффектов объёмного сжатия, согласно (15) уравнение (20) перепишем таким образом

$$F < F^* \equiv \frac{9 \left[1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 \right]}{\left[1 + 3 \left[1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 (1 - 2\nu) \right] \right]} \cdot \frac{G^2 \pi R_0^3}{4\sigma^* H_0} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right)^2, \quad (21)$$

где $\nu = 0,4998$ – коэффициент Пуассона резины.

Значение σ^* зависит как от типа резины, так и от технологии крепления резины с металлом. Его можно определить путём эксперимента для каждой партии резинометаллических виброисоляторов. Необходимо отметить, что значения σ^* является довольно чувствительным к наличию различных дефектов, которые возникают как в процессе изготовления, так и в процессе длительной эксплуатации.

Уравнение (20) можно также обобщить

$$P < P^* \equiv 3 \left[1 + 0,5 \left(\frac{R_0}{H_0} \right)^2 \right] G \pi R_0^2 (1 - \lambda), \quad (22)$$

где λ – наибольший корень уравнения

$$A^2 \lambda^3 + 2A \lambda^3 + \frac{11}{5} \lambda - \frac{11}{5} = 0,$$

$$A = \sigma^* H_0 / 5GR_0.$$

Таким образом критериальные уравнения (19)-(22) дают условия поперечной или горизонтальной устойчивости ЭЭ (отсутствует отслоение резины от металла).

Вертикальная устойчивость обеспечивается согласно критерию Эйлера (16), что связывает действующие силы с конструктивными параметрами резины, или с учётом условия устойчивости ЭЭ.

$$H \leq \alpha D, \quad (23)$$

где H – полная высота ЭЭ;

D – диаметр;

α – коэффициент устойчивости.

Последнее условие необходимо учитывать в общем алгоритме выбора параметров ЭЭ.

3 Виброизоляция фундаментов под кузнечные молоты

Конструкция виброизолированного фундамента представлена на рис. 1.

Исходные данные на проектирование виброизолированного фундамента взяты из технической характеристики молота ковочного пневматического МД-4131:

1. Масса шабота – 3000 кг, масса молота – 4900 кг, масса падающих частей – 250 ± 20 % кг;

2. Число ударов молота в 1 мин – $162 \pm$

3. Энергия удара – 6,45 кДж.

Фундамент под молот выполняется в виде железобетонного блока. Толщина фундаментного блока под шаботом должна быть не менее указанной в табл. 2.

Допускаемая амплитуда колебаний a_1 фундаментного блока молотов с массой падающих частей до 5 т принимается равной $3 \cdot 10^{-3}$ м.

Во избежание отрыва фундаментной конструкции от виброизоляторов статическая осадка виброизоляторов от веса молота и фундаментной конструкции должна не менее чем на 20 % превышать амплитуду колебаний фундаментной конструкции.

Собственная частота вертикальных колебаний фундаментной конструкции ковочных и штамповочных молотов f_z должна быть не более 6 Гц при номинальной массе падающих частей до 10 т, и не более 4 Гц при номинальной массе падающих частей свыше 10 т. Для молотов, у которых число ударов в минуту N постоянно и более 100, собственная частота колебаний фундаментной конструкции f_z должна, кроме того, удовлетворять условию

$$f_z = \frac{N}{60}(j + 0,5) \text{ Гц}, \quad (24)$$

где j выбирается последовательно из ряда чисел: 0, 1, 2, 3, 4, 5.

$$f_z = \frac{167}{60}(j + 0,5) = 1,39; 4,17; 6,96; 9,74; 15,3.$$

Принимаем $f_z = 4,17$ Гц.

Таблица 2

Номинальная масса падающих частей, т	До 1	2	3	4	Более 5
Минимальная толщина фундаментного блока под шаботом, м	1	1,25	1,5	2,15	3,2

Общая жёсткость виброизоляторов определяется по формуле

$$K_z = m\omega_z^2, \quad (25)$$

где $\omega_z = 2\pi f_z$;

m – масса виброизолированной установки; $m = m_f + m_{an} + m_b$,

m_f – масса фундаментного блока;

m_{an} – масса шабота;

m_b – масса молота.

Масса фундамента m_f определяется по формуле

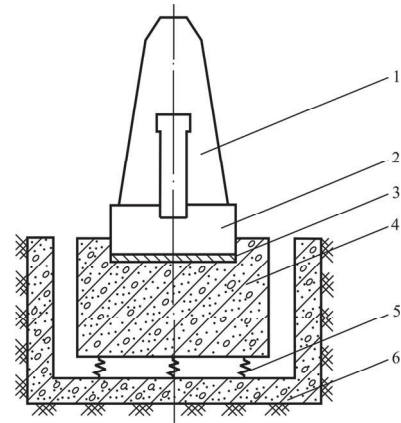
$$m_f = \frac{S}{a_f \omega_z} \beta - m_{an} - m_b, \quad (26)$$

где S – величина импульса, кг·м/с;

$$S = (1 + \nu) m_0 V_0, \quad (27)$$

ν – коэффициент восстановления скорости при ударе, для ковочных молотов принимается равным 0,25;

V_0 – скорость падающих частей молота в момент удара;



1 – станина молота; 2 – шабот; 3 – подшаботная прокладка; 4 – фундаментный блок; 5 – виброизоляторы; 6 – поддерживающая конструкция (подфундаментный короб)

Рис. 1 – Схема виброизолированного фундамента под штамповочный молот с фундаментным блоком

$$V_0 = \sqrt{\frac{2E_{sh}}{m_0}}, \quad (28)$$

E_{sh} – энергия удара, Дж.

По табл. 3 определяем коэффициент b , значение которого для резиновых виброизоляторов для молотов с постоянной частотой ударов находим по графе $n_k \geq 8$, n_k – наименьшее целое число, большее, чем $60f_z/N_{max}$; N_{max} – максимально возможное число ударов молота в 1 мин.

Таблица 3

γ_b	n_k							$n_k \geq 8$
	1	2	3	4	5	6	7	
0,1	3,42	1,97	1,51	1,29	1,16	1,09	1,03	0,92
0,14	2,5	1,52	1,21	1,07	1,00	0,96	0,93	0,89
0,18	1,99	1,27	1,05	0,96	0,91	0,89	0,87	0,86
0,22	1,66	1,10	0,95	0,88	0,85	0,84	0,83	0,83
0,26	1,42	0,99	0,87	0,83	0,81	0,80	0,79	0,79
0,3	1,25	0,90	0,81	0,78	0,77	0,77	0,76	0,76
0,34	1,12	0,83	0,76	0,74	0,74	0,73	0,73	0,73
0,38	1,01	0,77	0,72	0,71	0,71	0,70	0,70	

Виброизоляторы изготовлены из резины марки 2959, для неё коэффициент потерь $\gamma_b = 0,14$.

Из табл. 3 $b = 0,89$.

По формулам (26)-(28):

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 6,45 \cdot 10^3}{250}} = 7,18 \text{ м/с};$$

$$S = (1 + 0,25) \cdot 250 \cdot 7,18 = 2243,75 \text{ кг} \cdot \text{м/с};$$

$$m_f = \frac{2243,75}{3 \cdot 10^{-3} (4,17 \cdot 2\pi)} \cdot 0,89 - 3000 - 4900 = 20659,9 \text{ кг};$$

$$m = 20659,9 + 3000 + 4900 = 28560 \text{ кг}.$$

Жёсткость виброизолирующей системы определяется по формуле (25):

$$K_z = 28560 (4,17 \cdot 2\pi)^2 = 19,59 \text{ МН/м}.$$

Из конструктивных условий выбираем виброизолятор ВР-903М с жёсткостью $K_{z1} = (1,2 \div 1,5) \text{ МН/м}$ с диаметром $D = 180 \text{ мм}$, высотой $H = 113 \text{ мм}$.

Количество виброизоляторов $n = K_z / K_{z1} = 14$ шт.

Статическая осадка виброизоляторов:

$$\Delta = \frac{mg}{K_z} = \frac{28560 \cdot 10}{19,59 \cdot 10^6} = 0,0146 \text{ м} \approx 15 \text{ мм}.$$

Относительная деформация сжатия виброизолятора

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{H} = \frac{15}{113} = 0,13.$$

Амплитуду колебаний a_d подфундаментного короба определяем по формуле

$$a_d = (\omega_z \cdot S) / (\alpha \cdot A_d \cdot C_z) \quad (29)$$

где C_z – коэффициент упругого равномерного сжатия грунта в основании, кН/м^3 , для суглинка $C_z = 48 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^3$; коэффициент α для $3 \text{ Гц} \leq f_z \leq 6 \text{ Гц}$ определяется по формуле

$$\varepsilon = 0,5 + 0,2 f_z = 0,5 + 0,2 \cdot 4,17 = 1,334.$$

A_d – площадь дна подфундаментного короба, $A_d = 2,6 \cdot 4,7 = 12,22 \text{ м}^2$.

По формуле (29):

$$a_d = \frac{2\pi \cdot 4,17 \cdot 2243,75}{1,334 \cdot 12,22 \cdot 48 \cdot 10^6} \cdot 0,89 = 0,067 \cdot 10^{-3} \text{ м} < (0,15-0,4) \text{ мм}.$$

Система виброизоляции молота МД-4131 изготовлена в соответствии с технической документацией, разработанной НПК «Автоматика и машиностроение» и оснащена в соответствии с расчётом ИГТМ НАН Украины экспериментальными образцами виброизоляторов типа ВР-903М в количестве 14 штук.

Произведены замеры параметров вибрации в четырёх точках пола (по углам фундаментного короба) и амплитуда колебаний фундаментного блока (см. рис. 2). Измерения выполнены ручным вибрографом типа ВР-1 и измерителем шума и вибрации типа ВШВ003 №2435 с вибропреобразователем ДНЗ №390.

Результаты измерений сведены в табл. 4.

Гранично-допустимые нормы для обслуживающего персонала: виброперемещение – 0,0282 мм; виброускорения – 0,14 м/с² (2 Гц); 0,1 м/с² (4 Гц); 0,11 м/с² (8 Гц); 0,2 м/с² (16 Гц); 0,4 м/с² (31,5 Гц); 0,8 м/с² (63 Гц). Заданное расчётом допустимое виброперемещение фундаментного блока – 3 мм.

В результате испытаний установлено:

- виброизолирующая система молота выполнена в соответствии с технической документацией;
- уровень амплитуд виброперемещений и виброускорений на опорных конструкциях ниже нормативных значений для обслуживающего персонала и строительных конструкций согласно ДСН 3.3.6.039-99, ГОСТ 12.1.012-90 и СНиП 2.02.05-87.

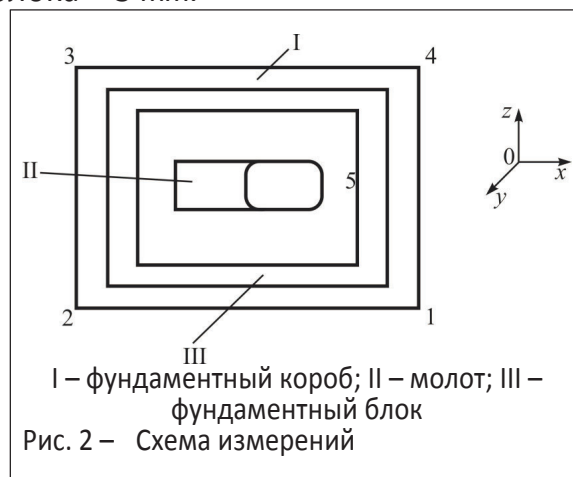


Таблица 4

Холостой ход						
№ точки измерения	Ось измерения	Виброперемещения, мм	Общий уровень	Виброускорение, м/с ²		
				Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц		
				16	31,5	63
1	Oz	0	0,062	0,050	0,0025	0,001
2	Oz	0	0,031	0,012	0,0025	0,002
3	Oz	0	0,043	0,012	0,004	0,001
4	Oz	0	0,082	0,012	0,007	0,006
5	Oz	–	–	–	–	–
При ковке						
1	Oz	0	0,068	0,045	0,05	0,035
2	Oz	0	0,055	0,048	0,042	0,038
3	Oz	0	0,056	0,046	0,04	0,036
4	Oz	0	0,06	0,05	0,045	0,03
5	Oz	$\frac{0,625^*}{1,2 \div 1,25}$	–	–	–	–

*В числителе – виброперемещения фундаментного блока при последовательных (4 удара в сек.) ударах молота; в знаменателе – при одиночных ударах

4 Виброизоляция вихревых смесителей

Для резины, как вязко-упругого 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 будет иметь вид

$$\ddot{y} + p^2 y + \varepsilon f(y) = \varepsilon \frac{P}{m} \sin \omega t; \quad (30)$$

$$f(y_0) = \pm \frac{bA^n}{m} \sqrt{1 - \left(\frac{y_0}{A}\right)^2}; \quad (31)$$

$$A = \frac{P}{\sqrt{m^2(\omega^2 - p^2)^2 + b^2 A^{2n-2}}}; \quad (32)$$

$$\left(\frac{p}{\omega}\right)^2 = 1 - \frac{P}{m\omega^2 A} \cos \phi; \quad (33)$$

$$\sin \phi = \frac{bA^n}{P}, \quad (34)$$

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:

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t; \quad (35)$$

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

$$\mathcal{E}_\alpha^*(-\beta) \varepsilon(t) = \int_0^t \mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau; \quad (36)$$

$$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau) = (t - \tau)^2 \sum_{n \rightarrow 0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}; \quad (37)$$

$$\psi = 2\pi B(\omega); \quad (38)$$

$$\frac{G(\omega)}{G_0} = 1 - A(\omega), \quad (39)$$

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

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}; \quad Z = \frac{\omega}{p}; \quad (40)$$

или с учётом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi B^2(\omega)}}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi B^2(\omega)}}}; \quad (41)$$

для коэффициента динамичности

$$K_a = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}; \quad (42)$$

или с учётом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$K_a = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\pi B^2(\omega) Z^2}; \quad (43)$$

для коэффициента эффективности виброизоляции

$$\varepsilon = (1 - \eta)100\%. \quad (44)$$

или

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{1}{K_a}\right)100\%. \quad (45)$$

Уравнения (30) и (35) 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.

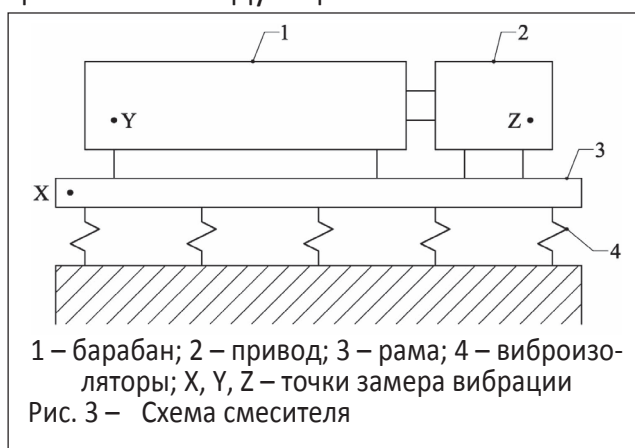
Все эти соображения будут учтены при расчётах конкретной системы виброизоляции вихревых смесителей.

Экспериментальные исследования. Смеситель представляет собой полый металлический цилиндр (рис. 3) 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.

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 уменьшались в три раза;

- 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 AG 1.019 и AG 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

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.

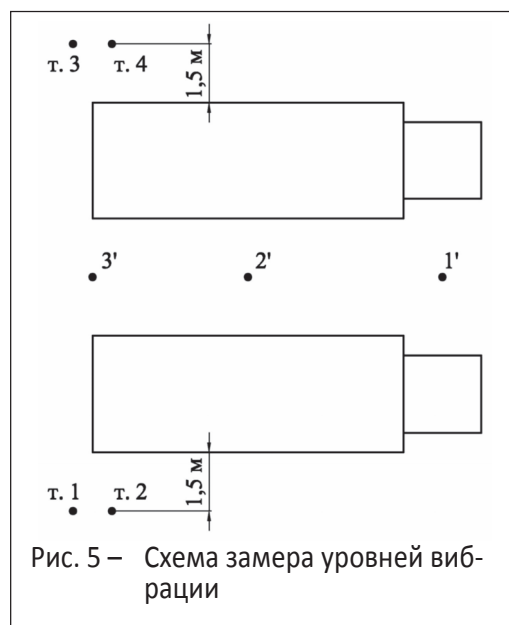
Разработанные институтом геотехнической механики НАН Украины виброизоляторы типа ВРМ-903М были использованы для снижения вибраций, передающихся на элементы здания аглофабрик. Результаты измерений показали, что в диапазоне частот 16 Гц уровни вибрационной скорости находились в пределах 90÷92 дБ.

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. 5. Установлено, что смесители являются источником повышенного излучения 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.

Таблица 5 – 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	–	–	–

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».

На третьем этапе исследований, после замены виброизоляторов смесителей № 19 и № 20 уровни инфразвука и уровни звукового давления смесителей практически не изменялись (табл. 6). 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).

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 (30); уравнение (35) даёт поправку лишь в области резонанса, что хорошо видно из сравнения амплитудно-частотных характеристик, показанных на рис. 6.

Таблица 6 – 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	–	–

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 $E_\delta = 4,8$ МПа, коэффициент диссипации энергии $\psi = 0,31$, коэффициент динамичности $K_\delta = 1,3$.

5. Определяем динамическую жёсткость системы

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

6. Определяем статическую жёсткость системы

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

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

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

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.

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

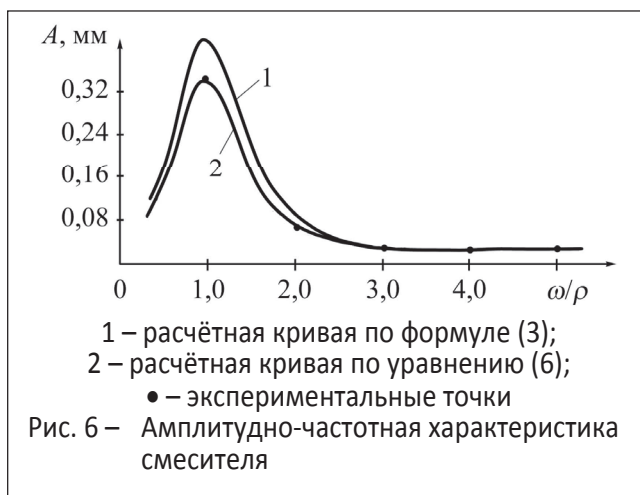


Рис. 6 – Амплитудно-частотная характеристика смесителя

10. По формулам (40) или (41) определяем коэффициент виброизоляции системы $\eta = 0,21$.

11. Уточняем значение коэффициента динамичности по формулам (42) или (43) $K_d = 4,54$.

12. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции по формулам (44) или (45) $\varepsilon = 0,79$.

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

$$E_d(t) = E_{дн} + (E_{дк} - E_{дн}) \exp(k_E t), \quad (46)$$

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

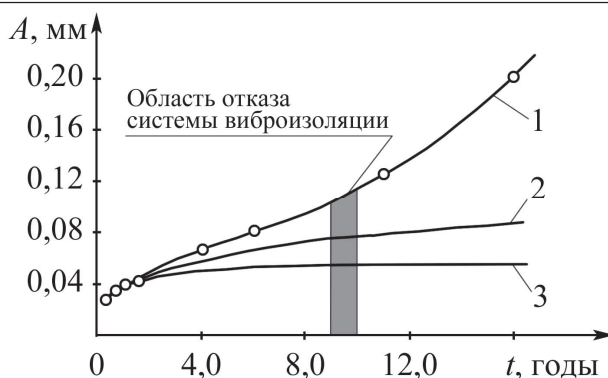
$$\psi(t) = \psi_0 - k_\psi t, \quad (47)$$

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 (46) и (47) в уравнения (32) и (44) получим временные зависимости амплитуды колебаний смесителя (рис. 7) и коэффициента эффективности виброизоляции (рис. 8).

Обсуждение результатов. 1. Несмотря на многообразие методов учёта 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 по-



1 – экспериментальная кривая с учётом износа элементов смесителя; 2 – расчёт по уравнению (6); 3 – расчёт по уравнению (1)

Рис. 7 – Временная зависимость амплитуды колебаний корпуса смесителя

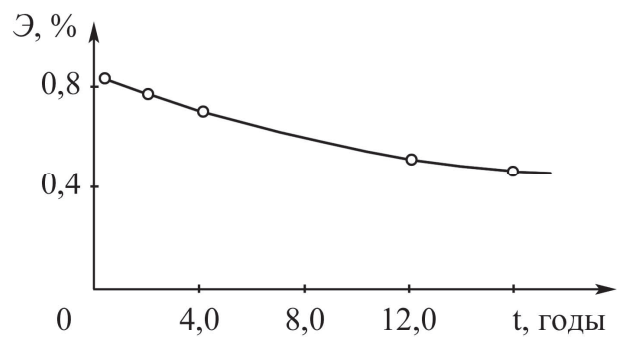


Рис. 8 – Временная зависимость коэффициента эффективности виброизоляции

строении амплитудно-частотных характеристик системы (рис. 6) согласно уравнениям (30) и (35) и при определении коэффициента виброизоляции по формулам (40) и (41) 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 (41).

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 (30) и (45); уравнение (35) 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 допускаемых 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).

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., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. Прикладная механика упруго-наследственных сред. В 3-х томах. – К.: Наук. думка, 2011. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров. – 2011. – 463 с.
2. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. Прикладная механика упругонаследственных сред. В 3-х томах. – 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: Техніка, 1975. – 400 с.
4. Дырда В.И., Шолин М.К., Твердохлеб Т.Е. Прогнозирование надёжности металлорезиновых виброизоляторов машин при длительных циклических нагрузениях // Геотехническая механика. – 2003. – Вып. 45. – С. 92-131.
5. Заключение о техническом состоянии строительных конструкций, рекомендации и технические решения по усилению поврежденных конструкций, паспорт технического состояния корпуса обжиги 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.

УДК 678.4.06:621.81

Кобец А.С., Дырда В.И., Калганков Е.В., Цаниди И.Н.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИЗНОСА АНТИФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Наведено методику та результати визначення ступеня зносу матеріалу за енергетичним критерієм руйнування. Обчислено енергію руйнування в одиниці об'єму матеріалу. Пропонується отримані дані використовувати в розрахунку довговічності матеріалів.

POWER ESTIMATION OF WEAR OF ANTI-FRICTION MATERIALS

The methodology and results of estimation of material wear by using the destruction energy criterion are presented. The destruction energy in the unit of material volume is calculated. It is offered to use received data for determination of materials' operating life.

В данной ситуации одним из важнейших вопросов является создание теории износа (абразивно-усталостного разрушения резиновых футеровок).

Проблеме трения и износа твёрдых тел посвящена многочисленная литература. В разное время этой проблемой занимались: И.В. Крагельский, М.М. Резниковский, Г.М. Бартенев, Д.Н. Гаркунов, В.Ф. Евстратов, Н.С. Пенкин, В.Г. Копченков, Е.Ф. Непомнящий, П.А. Ковалёв, М.М. Хрущов и другие; из зарубежных исследователей: Шалламах, Мур, Палмгрен, Нильсон, Утияма, Грош и другие [1-11].

Первые работы по исследованию трения и износа полимеров и резины относятся к первой половине XX века. В 1941 году вышла книга И.В. Крагельского «Трение волокнистых веществ», в которой дан обзор работ до 1940 г., приведены зависимости, связывающие коэффициент трения со скоростью износа, давлением, твёрдостью и модулем упругости резины [12, 13]. В 1972 году вышла обзорная статья [14] того же автора, в которой рассматриваются различные теории трения и изнашивания материалов. При этом автор, отмечая общность механизмов внешнего трения и изнашивания, предлагает рассматривать их отдельно.