

УДК 678.4.06

Кобец А.С., д-р наук гос. упр., профессор,
(ДГАЭУ),
Дырда В.И., д-р техн. наук, профессор
(ИГТМ НАН Украины),
Сокол С.П., канд. техн. наук,
Толстенко А.В., канд. техн. наук
(ДГАЭУ)

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ТЯЖЁЛЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ*

Кобець А.С., д-р наук держ. упр., професор
(ДДАЕУ),
Дирда В.І., д-р техн. наук, професор
(ИГТМ НАН України),
Сокол С.П., канд. техн. наук,
Толстенко О.В., канд. техн. наук
(ДДАЕУ)

ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ БЕЗПЕКИ ВАЖКИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛАСТОМЕРНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Kobets A.S., D. Sc. (Public Administration), Professor
(DSAEU)
Dyrda V.I., D. Sc. (Tech.), Professor
(IGTM NAS of Ukraine),
Sokol S.P., Ph. D. (Tech.),
Tolstenko A.V., Ph. D. (Tech.)
(DSAEU)

SOME PROBLEMS OF SAFETY OF VIBRATIVE MACHINES WITH ELASTOMERIC ELEMENTS

Аннотация. Рассматривается безопасное функционирование тяжёлых вибрационных машин с учётом риска техногенных аварий. Такие машины – питатели, грохоты, конвейеры, центрифуги, сита и т.д. – нередко работают при длительных циклических нагрузках, высоких и низких температурах, влиянии агрессивной внешней среды. В статье излагаются методы повышения вибробезопасности машин за счёт использования эластомерных элементов в качестве упругих звеньев, компенсаторов сборки и виброизоляторов. Излагаются основные критерии вибробезопасности машин; такие критерии обеспечивают эффективность виброзащиты и заданную долговечность объекта. Критерии вибробезопасности позволяют при наличии определённых данных вычислить частоту собственных колебаний системы, несущую способность упругой подвески, а также основные параметры эластомерных элементов и физико-механические характеристики эластомера. Рассматриваются критерии отказа эластомерных элементов и критерии их разрушения. В качестве критерия нарушения целостности массива эластомерного элемента рассматривается энергетический критерий диссипативного типа; Критерием разрушения при изменении формы объекта (т.е. выпучивание резины) и потери устойчивости эластомерного элемента из-за старения материала рассматриваются критические деформации.

* © Кобец А.С., Дырда В.И., Сокол С.П., Толстенко А.В., 2017

Статья посвящена 95-летию со дня основания Днепровского государственного аграрно-экономического университета

Построение критериев осуществляется на примере цилиндрического элемента, торцы которого соединены с металлическими пластинами в процессе вулканизации. Из приведенных критериальных уравнений были получены условия поперечной (или горизонтальной) устойчивости эластомерной детали, т.е. условие отсутствия отслоения резины от металла. Вертикальная устойчивость элемента обеспечивается согласно критерию Эйлера.

Ключевые слова: безопасность, эластомерные элементы, критерии вибробезопасности, критерии отказа, критерии разрушения

Введение. Тяжёлые вибрационные машины – питатели, грохоты, конвейеры, центрифуги, сита, смесители и т.д. – зачастую работают в экстремальных условиях, т.е. при стационарных циклических нагрузках и действии активной внешней среды. Решение вопроса их безопасного функционирования подчиняется определённой логической схеме, в которой анализ риска должен стать составной частью работ при проектировании, создании и эксплуатации современных тяжёлых машин. Для обеспечения безопасного функционирования сложной 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 звеньев из эластомеров.

Применение эластомерных деталей в системах защиты машин и сооружений от вредных вибрационных воздействий позволяет [1]: снизить вибрационные и сейсмические силы до определённого уровня; обеспечить низкий уровень ускорений горизонтальных колебаний; предотвратить усиления вертикальных колебаний; содействовать общей стойкости; обеспечить надёжность долгосрочного функционирования; обеспечить лёгкую замену основных элементов в системах защиты.

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 [2]. 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

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

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 эластомерных деталей, 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 эластомерных деталей и материала.

Критерии отказа эластомерных элементов систем виброзащиты. Классификация отказов эластомерных возможна на основе только внешних признаков, или с учётом механизмов разрушения объектов [3].

Внешний, или феноменологический подход позволяет объединить причины отказов в четыре группы: конструктивные, технологические, или эксплуатационные дефекты, старения (износ).

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

Анализ причин и последствий отказов эластомерных деталей позволяет сформулировать основные причины отказов эластомерных элементов виброзащиты таким образом: нарушение целостности резинового массива; изменение формы (нарушение устойчивости); отрыв (отслоение) массива от арматур; 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. 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. Довольно подробно этот критерий изложен в работах [4].

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

$$\Delta h / H_0 \leq \Delta h_{кр}, \quad (1)$$

где Δh – деформация эластомерной детали в направлении действия усилий; $\Delta h_{кр}$ – критическое значение деформации эластомерной детали, превышение которого ведёт к снижению его функциональных параметров; H_0 – высота эластомерной детали 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

$$R(h, \Delta h) = R_0 + a(h, \Delta h), \quad (2)$$

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

$$\begin{cases} a(H - h, \Delta h) = a(h, \Delta h), & 0 \leq h \leq H; \\ a(H, \Delta h) = a(0, \Delta h) - a. \end{cases} \quad (3)$$

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

$$\sigma = G \operatorname{tg} \theta_0, \quad (4)$$

где G – модуль сдвига резины.

Максимум деформаций сдвига находится на внешней поверхности резинового массива, где

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} = \frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h}. \quad (5)$$

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 (4) и (5), то можно записать такое критериальное уравнение

$$\frac{\partial a(h, \Delta h)}{\partial h} \geq \frac{\sigma_{кр}}{G}. \quad (6)$$

Условие (6) можно конкретизировать с использованием основных принципов механики деформированного твёрдого тела.

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

$$R_0^2 H_0 = \int_0^H R^2(h) dh. \quad (7)$$

Согласно (6), принимая во внимание условие $a(h, \Delta h) \ll R_0$, получаем

$$\begin{cases} \int_0^H R(h, \Delta h) dh = 1, \\ a(h, \Delta h) = 0,5 R_0 \Delta h R(h, \Delta h). \end{cases} \quad (8)$$

Теперь задача свелась к определению вида функции $R = R(h, \Delta h)$. 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 $R = R(h, \Delta h)$ 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 R :

$$W_1 = 0,5 E \pi R_0 \Delta h^2 / H_0, \quad E = 3G. \quad (9)$$

Энергия W_2 существенно зависит от $R = R(h, \Delta h)$.

Согласно [5] можно получить для W_2 такое математическое приближение

$$dW_2 = \frac{\pi G}{4} \left[R(h, \Delta h) \frac{\partial R(h, \Delta h)}{\partial h} \right]^2 dh. \quad (10)$$

Отбрасывая величины второго порядка, переходя к функции $\varepsilon(x, \Delta h) = 2HR(h, \Delta h)$ при $x = h/H$, $0 < x < 1$, окончательно для (10) имеем

$$\begin{cases} dW_2 = \frac{\pi G}{64} R_0^4 \frac{\Delta h}{H} \left[\frac{\partial \varepsilon(h, \Delta h)}{\partial x} \right]^2 dh, \\ \int_0^{0,5} \varepsilon(x, \Delta h) dx = 1, \quad \varepsilon(0,5 + x, \Delta h) = \varepsilon(0,5 - x, \Delta h), \\ \varepsilon(0, \Delta h) = \varepsilon(1, \Delta h) = 0, \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right|_{x=0,5} = 0, \quad 0 \leq x \leq 1. \end{cases} \quad (11)$$

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

$$\varepsilon(x, \Delta h) = \pi \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) \sin[(2n+1)\pi x]. \quad (12)$$

Согласно (10) и (12) имеем

$$W_2(\Delta h) = \frac{\pi^5 G R_0^4 \Delta h^2}{32 H^3} \cdot \int_0^{0,5} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\Delta h) (2n+1) \cos[(2n+1)\pi x] \right\}^2 dx. \quad (13)$$

Задача поиска минимума упругой энергии сведена, 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

$$a(h, \Delta h) = \frac{24 R_0 \Delta h}{\pi h} f(y), \quad (14)$$

где

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

Определяя функцию $f(x, y)$ уравнением

$$f(y) = \pi(\pi - y)y/8 \quad \text{или} \quad f(x) = \pi x(1-x)/8, \quad (15)$$

окончательно имеем

$$a(h, \Delta h) = 3R_0 \Delta h h(H-h)/H^3, \quad (16)$$

а критериальное уравнение принимает вид

$$\frac{\sigma R_0 \Delta h}{H^3} \left| \frac{H}{2} - h \right| \geq \frac{\sigma^*}{G}. \quad (17)$$

Относительно допустимых деформаций критерий разрушения имеет вид

$$\frac{\Delta h}{H_0} \leq 1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 \sigma}}} = \frac{3R_0 G}{4\sigma^* H_0} \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right). \quad (18)$$

Относительно допустимых нагрузок критерий разрушения есть

$$F < F^* \equiv 3 \left[1 + 0,5 \left(\frac{R_0}{H_0} \right)^2 G \pi R_0^2 \left(1 - \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}}} \right) \right]. \quad (19)$$

С учётом эффектов объёмного сжатия, согласно (14) уравнение (19) перепишем таким образом

$$F < F^* \equiv \frac{9 \left[1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 \right]}{\left[1 + 3 \left[1 + 0,5 (R_0 H^{-1})^2 (1 - 2\nu) \right] \right]} \cdot \frac{G^2 \pi R_0^3}{4\sigma^* H_0} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{4\sigma^* H_0}{3R_0 G}} - 1 \right)^2, \quad (20)$$

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 вибросейсмоизоляторов. 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 (19) можно также обобщить

$$P < P^* \equiv 3 \left[1 + 0,5 \left(R_0 / H_0 \right)^2 \right] G \pi R_0^2 (1 - \lambda), \quad (21)$$

где λ – наибольший корень уравнения

$$A^2 \lambda^3 + 2A\lambda^3 + 11\lambda/5 - 11/5 = 0,$$

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

Таким образом, критериальные уравнения (18)-(21) дают условия поперечной или горизонтальной устойчивости эластомерной детали (отсутствует отслоение резины от металла).

Вертикальная устойчивость обеспечивается согласно критерию Эйлера (15), что связывает действующие силы с конструктивными параметрами резины, или с учётом условия устойчивости детали.

$$H \leq \alpha D, \quad (22)$$

где H – полная высота эластомерных деталей; D – диаметр; α – коэффициент устойчивости.

Последнее условие необходимо учитывать в общем алгоритме выбора параметров эластомерных деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика упругонаследственных сред / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – Киев: Наук. думка, 2012. – Т. 2. Методы расчета эластомерных деталей. – 2012. – 616 с.
2. Вибрация в технике: В 6 т. / Под ред. В.К. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
3. Виброизоляция тяжелых машин с помощью резиновых элементов / В.И. Дырда, Г.Н. Агальцов, Ю.Г. Козуб, С.В. Рошупкин // Геотехническая механика. – 2010. – Вып. 86. – С. 171-195.
4. Дырда, В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях / В.И. Дырда. – Киев: Наук. думка, 1988. – 232 с.
5. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М., 1959. – 440 с.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zviagilskii, E.L. and Kobets, A.S. (2012), *Prikladnaya mekhanika uprugonasledstvennykh sred. Tom 2. Metody rascheta elastomernykh detalei* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 2. Design techniques of elastomeric parts], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Frolov, V.K. (ed.) (1981), *Vibratsiya v tekhnike* [Vibration in engineering], Mashinostroyeniye, Moscow, USSR.
3. Dyrda, V.I., Agaltsov, G.N., Kozub, Yu.G. and Roshchupkin, S.V. (2010), "Vibration isolation of heavy machinery with rubber elements", *Geo-Technical Mechanics*, no. 86, pp. 171-195.
4. Dyrda, V.I. (1988), *Prochnost' i razrusheniye elastomernykh konstruksiy v ekstremal'nykh usloviyakh* [Strength and destruction of elastomeric structures in extreme conditions], Naukova dumka, Kiev, USSR.
5. Timoshenko, S.P. (1959), *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Fluctuations in engineering], Moscow, USSR.

Об авторах

Кобец Анатолий Степанович, доктор наук по государственному управлению, профессор, ректор, Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет (ДГАЭУ), Днепр, Украина, info@dsau.ua

Дырда Виталий Илларионович, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

Сокол Сергей Петрович, канд. техн. наук, старший преподаватель Днепропетровского государственного аграрно-экономического университета (ДГАЭУ), Днепр, Украина, info@dsau.dp.ua

Толстенко Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Надежность и ремонт машин», Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, Украина, info@dsau.dp.ua

About the authors

Kobets Anatoliy Stepanovych, Doctor of Public Administration, Professor, Rector, Dnipropetrovsk State University of Agriculture and Economics, Dnipro, Ukraine, info@dsau.ua

Dyrda Vitaly Illarionovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head 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), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Sokol Sergey Petrovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Teacher of Dnepropetrovsk State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

Tolstenko Alexandr Vasil'yevich, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Associate Professor of Department «Reliability and repair of machinery», Dnepropetrovsk State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnepropetrovsk, Ukraine, info@dsau.dp.ua

Анотація. Розглядається безпечне функціонування важких вібраційних машин з урахуванням ризику техногенних аварій. Такі машини – живильники, грохоти, конвеєри, центрифуги, сита і т.д. – нерідко працюють при тривалих циклічних навантаженнях, високих і низьких температурах, впливі агресивного зовнішнього середовища. У статті викладаються методи підвищення віробезпеки машин за рахунок використання еластомерних елементів в якості пружних ланок, компенсаторів збірки і віброізоляторів. Викладаються основні критерії віробезпеки машин; такі критерії забезпечують ефективність віброзахисту і задану довговічність об'єкта. Критерії віробезпеки дозволяють при наявності певних даних обчислити частоту власних коливань системи, несучу здатність пружної підвіски, а також основні параметри еластомерних елементів і фізико-механічні характеристики еластомеру. Розглядаються критерії відмови еластомерних елементів і критерії їх руйнування. Як критерій порушення цілісності масиву еластомерного елемента розглядається енергетичний критерій дисипативного типу; критерієм руйнування при зміні форми об'єкта (тобто випинання гуми) і втрати стійкості еластомерного елемента через старіння матеріалу розглядаються критичні деформації. Побудова критеріїв здійснюється на прикладі циліндричного елемента, торці якого з'єднані з металевими пластинами в процесі вулканізації. З наведених критеріальних рівнянь були отримані умови поперечної (або горизонтальної) стійкості еластомерної деталі, тобто умова відсутності відшарування гуми від металу. Вертикальна стійкість елемента забезпечується відповідно до критерію Ейлера.

Ключові слова: безпека, еластомерні елементи, критерії віробезпеки, критерії відмови, критерії руйнування

Abstract. The safe functioning of heavy vibration machines is considered with taking into account risk of man-made accidents. Such machines, among which are feeders, screens, conveyors, centrifuges, sieves, etc., often work with long-term cyclic loads, at high and low temperatures, under influence of an aggressive external environment. The article outlines methods for improving vibration safety of such machines by using elastomeric elements as elastic links, assembly compensators and vibration isolators. The basic criteria of the machine vibration safety are stated; such criteria ensure effectiveness of the vibration protection and provide the specified durability of the object. Criteria for vibration safety allow, when certain data are available, to calculate frequency of natural oscillations of the system, carrying capacity of elastic suspension, as well as the basic parameters of elastomeric elements and physical and mechanical characteristics of elastomer. The criteria for elastomeric elements failure and criteria for their destruction are considered. As a criterion of damaged elastomeric elements, an energy criterion of the dissipative type is considered; critical deformations are considered as criterion of destruction when shape of the object changes (i.e. buckling of rubber) and stability of the elastomeric element is lost due to the aging of the material. The criteria are formulated on the example of a cylindrical element whose ends are connected to the metal plates in the process of vulcanization. From the given criterial equations, conditions of transverse (or horizontal) stability of the elastomeric part were set up, i.e. a condition when rubber is not separated from the metal. Vertical stability of the element is provided according to the Euler criterion.

Keywords: safety, elastomeric elements, vibration criteria, failure criteria, destruction criteria

Стаття постуила в редакцію 05.06.2017

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук, проф. В.П. Надутым