

Твердохлеб Т.Е., Овчаренко Ю.Н., Рыжков И.Е., Колбасин В.А.,
Черний А.А., Цаниди И.Н., Агальцов Г.Н.

ВИБРОБЕЗОПАСНОСТЬ МАШИН И ОБСЛУЖИВАЮЩЕГО ПЕРСОНАЛА В КОНТЕКСТЕ ОХРАНЫ ТРУДА

В контексті підвищення охорони праці розглядається захист машин та обслуговуючого персоналу від дії вібрацій.

VIBRO-SAFETY OF MACHINES AND OPERATIONAL STAFF IN A LABOUR PROTECTION CONTEXT

In a context of increase of labour protection protection of machines and operational staff against action of vibrations is considered.

Применение эластомерных элементов в системах защиты машин и сооружений от вредных вибрационных воздействий позволяет: снизить вибрационные силы до определённого уровня; обеспечить низкий уровень ускорений горизонтальных колебаний; содействовать общей стойкости; обеспечить лёгкую замену основных элементов в системах защиты.

На сегодняшний день традиционными методами защиты машин и сооружений от разрушений природного и техногенного происхождения являются: повышение прочности конструкций; системы защиты, которые полностью или частично отделяют фундамент от наземных частей, в том числе системы с повышенными диссипативными характеристиками; динамические гасители колебаний; системы с односторонне включающимися (или) выключающимися связями, обеспечивающими изменение жёсткости силовых конструкций во время колебаний фундамента; системы, выполняющими адаптацию машин и сооружений к экстремальным условиям вибрационного влияния путём регулирования напряжённо-деформированного состояния отдельных конструкций и внутренней динамической структуры в целом.

Выделим три основных группы методов защиты машин и сооружений:

- методы, повышающие прочность конструкций и строений в целом;
- методы, которые полностью или частично изолируют фундамент строений от их надземной части (уменьшают кинематическую связь между фундаментом и надземными частями) – пассивная защита;
- методы, дающие возможность машинам и сооружениям адаптироваться с целью выживания во время воздействия вредных вибраций путём активного управления механизмами деформирования – активная защита.

Критерии отказа эластомерных элементов систем виброзащиты. Классификация отказов эластомерных элементов возможна на основе только внешних признаков, или с учётом механизмов разрушения объектов [2].

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 [3] позволяют сделать вывод, что трещины при утомительном разрушении, которое соответствует процессам старения, появляются преимущественно на поверхности эластомерных элементов; значительно позже они прорастают вглубь. Эластомерные элементы с трещинами ещё долго сохра-

няют 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 эластомерных элементов позволяет сформулировать основные причины их отказов:

- нарушение целостности резинового массива;
- изменение формы (нарушение устойчивости эластомерных элементов);
- отрыв (отслоение) массива эластомерных элементов от арматуры;
- выход за допустимые границы нормированных показателей (жёсткости и т.п.).

Названные причины отказов является основой для разработки критериев разрушения эластомерных элементов для систем виброзащиты [2].

Критерии вибробезопасности техногенных объектов и обслуживающего персонала. Особенно важной стоит проблема защиты человека – оператора, машин, приборов, аппаратуры, зданий и сооружений от действия вибраций и звукового давления для предприятий, где проблема вибрационной болезни и тугоухости стоит очень остро.

Качественные и количественные критерии и показатели неблагоприятного воздействия вибрации на человека-оператора в процессе труда устанавливаются санитарными нормами, правилами и другими нормативными документами [4-7].

В соответствии с ними вводятся следующие критерии оценки неблагоприятного воздействия вибрации:

- критерий «безопасность», обеспечивающий нарушение здоровья оператора, оцениваемого по объективным показателям с учётом риска возникновения предусмотренных медицинской классификацией профессиональной болезни и патологий, а также исключающий возможность возникновения травмоопасных или аварийных ситуаций из-за воздействия вибрации;
- критерий «граница снижения производительности труда», обеспечивающий поддержание нормативной производительности труда – оператора, не снижающейся из-за развития усталости под воздействием вибрации;
- критерий «комфорт», обеспечивающий оператору ощущение комфортности условий труда при полном отсутствии мешающего действия вибрации.

Вибрационная безопасность обеспечивается следующими системными методами:

- системой технических, технологических и организационных решений и мероприятий по созданию машин и оборудования с низкой вибрационной активностью;
- системой проектных и технологических решений производственных процессов и элементов производственной среды, снижающих вибрационную нагрузку на оператора;
- системой организации труда и профилактических мероприятий на предприятиях, ослабляющих неблагоприятное воздействие вибрации на человека – оператора.

В качестве факторов, влияющих на степень и характер неблагоприятного воздействия вибрации, должны учитываться:

- риски (вероятности) проявления различных патологий вплоть до профессиональной вибрационной болезни;
- показатели физической нагрузки и нервно-эмоционального напряжения;
- влияние сопутствующих факторов, усугубляющих воздействия вибрации (охлаждение, влажность, шум, химические вещества и т.п.);

- длительность и прерывистость воздействия вибрации; длительность рабочей смены.

Показатели вибрационной нагрузки на оператора должны формироваться из следующих параметров: виброускорение (виброскорость); диапазон частот; время воздействия вибрации.

Нормируемыми показателями вибрационной нагрузки на оператора на рабочих местах в процессе труда являются одночисловые параметры (корректированное по частоте значение контролируемого параметра, доза вибрации, эквивалентное корректированное значение контролируемого параметра) или спектр вибрации, установленные санитарными нормами.

Качественный риск-анализ вибрационных воздействий. Технические риски, как правило, связаны с вероятностью возникновения производственного травматизма, профзаболеваний операторов, аварий в результате несовершенностей оборудования, технологий, их вредного воздействия на человека-оператора. Целью риск-анализа является устранение недопустимых рисков, сведение их до уровня приемлемых (до санитарных норм).

Управление рисками представляет собой процесс с чётко определёнными этапами:

- определение и идентификация вида риска.
- анализ риска событий, обстоятельств с описанием наиболее существенных рисков.
- оценка рисков – количественная оценка выявленных рисков, вероятности их появления и размер возможных последствий.
- ранжирование и отбор рисков – определение степени их важности.
- способы минимизации и предотвращения риска.
- мониторинг рискованных позиций.

Особую роль играет информация в процессе качественного и количественного анализа риска.

Количественный анализ риска может проводиться тремя методами – статистическим, экспертным и аналоговым. Статистические и аналоговые методы можно использовать при наличии определённой выборки аналогичных случаев, которая не всегда имеется. Экспертный метод базируется на опросах специалистов (экспертов), при этом используют бальную шкалу измерений вероятности риска и его последствий.

На практике, как правило, используют приближённые методы оценки потенциальных последствий травмирования, профзаболеваний и вероятности таких событий.

Оценка риска проводится по формуле (Британский стандарт BS-8800) [8]

$$R=P \cdot S,$$

где R – профессиональный риск;
 P – вероятность угрозы;
 S – тяжесть последствий.

Если принять, A – высокая вероятность, B – средняя вероятность, C – малая вероятность, а тяжесть последствий:

I – авария, гибель потерпевшего;

II – тяжёлая травма;

III – лёгкая травма, то категории риска будут (см. табл. 1): 5 – очень высокий;

4 – высокий; 3 – средний; 2 – малый; 1 – очень малый.

Из табл. 1 видно, что уровень риска увеличивается пропорционально вероятности события и тяжести последствий. На основе этой таблицы можно устанавливать категории риска и при необходимости принимать предупредительные меры (см. табл. 2).

Таблица 1 – Категории риска

Вероятность событий	А	В	С
Тяжесть последствий	Высокая	Средняя	Малая
I Большие	5 Очень высокий риск	4 Высокий риск	3 Средний риск
II Средние	4 Высокий риск	3 Средний риск	2 Малый риск
III Малые	3 Средний риск	2 Малый риск	1 Очень малый риск

Таблица 2 – Уровни профессионального риска

Оценка категории профессионального риска		Допустимость риска	Необходимые мероприятия
5	Очень высокий риск	Не допустимый	Работа не может быть выполнена без уменьшения риска до допустимого
4	Высокий риск	Не допустимый	Работа не может быть выполнена без уменьшения риска до допустимого
3	Средний риск	Допустимый	Необходимо предпринять меры к уменьшению профессионального риска
2	Малый риск	Допустимый	Необходимо предпринять меры к уменьшению профессионального риска. Не допустить его повышение
1	Очень малый риск	Допустимый	Мероприятия не нужны

Определённые таким образом категории риска дают основание для проведения соответствующих мероприятий по уменьшению профессионального риска до допустимого (приемлемого) риска. Таким образом, можно осуществить управление риском профессионального вибротравматизма на предприятиях АПК, горно-обогатительных фабрик, в строительных организациях и т.д. Международный стандарт OHSAS-18001 (система управления безопасностью и охраной здоровья персонала) требует проведения оценки риска на рабочих местах и по видам работ. Карта оценки риска может быть приложением к картам условий труда, которые сейчас используются практически для определения льгот и компенсаций работникам (персоналу). Такая карта оценки риска может стать механизмом повышения безопасности на рабочих местах и при проведении работ на предприятиях с повышенным риском техногенных аварий.

Вибробезопасность машин в контексте временных изменений механических характеристик упругих звеньев и виброизоляторов. В процессе длительной эксплуатации машин и сооружений физико-механические свойства их упругих звеньев и виброизоляторов не остаются постоянными, а существенно изменяются вследствие повреждённости материала (от длительной циклической нагрузки или действия активной внешней среды) и это, в свою очередь, приводит к изменению механических параметров самих машин и нарушению технологических процессов. Такое изменение жёсткостных и диссипативных характеристик (в механике эластомеров это характеризуется терминами «старение» или «разрушение») на практике приводит к изменению динамических характеристик машин и нередко к изменению механических характеристик перекрытий сооружений, на которых установлены машины. Это, в свою очередь, приводит к таким нежелательным последствиям как повышение вибронегативности на перекрытия, техногенным авариям и повышенному воздействию вибраций и шума на операторов [9-11].

В инженерной практике такие проблемы обычно решаются заменой упругих звеньев или виброизоляторов, что приводит к восстановлению первоначальных амплитудно-частотных характеристик машин. Существуют также аналитические методы расчёта динамических характеристик колебательных систем с эластомерными элементами для прогнозирования их поведения в процессе длительного времени эксплуатации [12].

Расчёт амплитудно-частотных характеристик таких машин значительно упрощается, если имеются экспериментальные данные о временных изменениях основных механических свойств, в частности модуля сдвига G и коэффициента диссипации ψ , конкретной упругой подвески для заданных условий нагружения [1]. В этом случае экспериментальные зависимости могут быть введены в уравнение движения машины и для различных моментов времени получены механические характеристики, например, амплитудно-частотная характеристика, и т.д. Однако, в большинстве случаев подобная экспериментальная информация отсутствует, а для её получения необходимы разнообразные и довольно длительные исследования.

Ниже рассмотрен алгоритм, позволяющий определить механические характеристики машин с учётом развивающейся в упругих звеньях повреждённости по минимуму экспериментальных данных.

В алгоритме используется разработанный для композитных материалов метод Валпола [13], с помощью которого определяются эффективные (усреднённые по некоторому объёму резинового массива) характеристики материала в зависимости от изменяющихся во времени свойств включений (т.е. повреждённости любого характера, присутствующей в резине). Ранее было показано [14], что для случаев, когда мгновенный модуль G_0^* первоначально однородного материала и упругий модуль включений G_1 не зависит от времени и когда в материале имеются включения лишь одной ориентации, то мгновенное значение эффективного модуля G_3 неоднородного материала, т.е. материала с повреждённостью, можно представить в виде

$$G_3 = G_1 + (1-p)(G_0^* - G_1) : \left[I + p(G_0^{**} + G_1)^{-1} : (G_0^* - G_1)^{-1} \right]^{-1}, \quad (1)$$

где G_1 – тензор модулей упругости включений;

G_0^{**} – изотропный тензор, связанный с тензором модулей G_0^* основной матрицы материала известным соотношением [13];

p – полная концентрация включений в характерном объёме материала;

I – единичный тензор.

Отсюда значение G_3 можно получить после определения G_1 и G_0^* и выполнения соответствующих математических операций. В работах [2, 3] получено выражение для эффективного модуля упругости резины в зависимости от накопленной повреждённости. Согласно выбранной физической модели разрушения эффективный модуль падал с ростом повреждённости материала, что характерно для заключительной стадии разрушения резиновых элементов. При этом не учитывалось увеличение модуля на первоначальной и по времени основной стадии усталостного разрушения. Согласно полученным экспериментальным результатам для резиновых элементов вибромашин эта стадия занимает 90 % и более от всего времени их наработки до отказа.

Используя разработанный в цитируемой литературе алгоритм и физическую модель разрушения резины [15] при циклическом нагружении, получим соотношение для эффективного модуля рассматриваемых резин, механические свойства

которых вследствие процессов структурирования существенно изменяются: модуль сдвига увеличивается, а коэффициент диссипации уменьшается. Здесь следует отметить, что в настоящей работе будет рассматриваться лишь одна макроскопическая характеристика резины, а именно – эффективный модуль сдвига. Учесть непосредственно в общем алгоритме зависимость диссипативных свойств от развивающейся поврежденности, несмотря на наличие экспериментальных данных, на сегодняшний день не представляется возможным вследствие отсутствия достаточно разработанного математического аппарата.

С учётом полученной выше экспериментальной информации примем следующую модель усталостного разрушения резиновых конструкций. Образец представляет собой совокупность материальных точек, каждая из которых наделена свойствами исходного материала. Процесс накопления и развития микроповреждений интерпретируется как образование в первоначально однородном и изотропном материале некоторых областей типа включений (области, содержащие микроповреждения) с новыми, но одинаковыми для всех областей свойствами.

При расчёте эффективного модуля делается ряд предположений: резина в исходном состоянии однородна и изотропна; модуль образующихся включений в n раз больше модуля основного материала; развивающиеся включения математически характеризуются матрицей модулей упругости, аналогичной матрице модулей упругости основного материала; упругие модули материала включений не зависят от времени.

С учётом сделанных предположений и представив независимые компоненты тензора напряжений в виде шестимерной матрицы-столбца [16], можно записать матрицу модулей упругости G_0 в виде

$$G_0 = \begin{pmatrix} 2E/3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2E/3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2E/3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2E/3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2E/3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2E/3 \end{pmatrix},$$

а матрицу модулей упругости включений в виде

$$G_1 = \begin{pmatrix} 2nE/3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2nE/3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2nE/3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2nE/3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2nE/3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2nE/3 \end{pmatrix}.$$

Для получения значений модуля G_3 по формуле (1) необходимо определить все тензорные величины, входящие в это выражение, и произвести с ними соответствующие математические операции. Так, компоненты тензора G_0^* представятся в виде

$$G_{0ijkl} = \frac{\mu(\lambda+6\mu)}{3\lambda+8\mu} \delta^{ij} \delta^{kl} + \frac{\mu(9\lambda+14\mu)}{2(3\lambda+8\mu)} (\delta^{il} \delta^{jk} + \delta^{jl} \delta^{ik}),$$

а сам тензор будет иметь вид

$$G_0^* = \begin{pmatrix} 10E/9 & E/9 & E/9 & 0 & 0 & 0 \\ E/9 & 10E/9 & E/9 & 0 & 0 & 0 \\ E/9 & E/9 & 10E/9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & E \end{pmatrix},$$

где λ и μ – коэффициенты Ламе основной среды;

δ^{ij} – символы Кронекера;

E – модуль упругости среды.

Тензорные операции: сумма тензоров, обратный тензор и свёртка тензоров производятся согласно известным формулам тензорного анализа [16]. Окончательно для G_3 получим следующее выражение

$$G_3 = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B \end{pmatrix}.$$

Здесь приняты следующие обозначения

$$A = \frac{2E}{3} \left[n + \frac{(1-p)(1-n)\Delta}{\Delta + p\Delta_1(1-\Delta)} \right];$$

$$B = \frac{2E}{3} \left[n + \frac{(1-n)(1-p)(n+3/2)}{(n+3/2) + p(1-n)} \right].$$

При $n = 0$, т.е. в случае отсутствия повреждённости, эффективный модуль совпадает с модулем исходного материала; при $n = 1$ эффективный модуль совпадает с модулем материала включений. Эти выводы естественны, они из самой постановки задачи и свидетельствуют о правильно проведённых расчётах.

Таким образом можно получить зависимости напряжений и деформаций от величины развивающихся в материале повреждённости. Связь между деформацией и напряжением имеет в рассматриваемом случае вид

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{pmatrix} = G_3 \cdot \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{pmatrix}.$$

И окончательно для рассматриваемых элементов при деформациях чистого сдвига ($\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = \varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yz} = 0$) связь между касательным напряжением σ_{xy} и деформацией сдвига ε_{xy} получим в виде

$$\sigma_{xy} = G_{\varepsilon} \varepsilon_{xy}, \quad (2)$$

где

$$G_{\varepsilon} = G_{нач} \left[n + \frac{(1-n)(1-p)(n+3/2)}{(n+3/2)+p(1-n)} \right]; \quad (3)$$

$G_{нач}$ – начальное значение модуля исходного материала.

Используем полученные результаты для расчёта эффективного модуля элементов типа БРМ из резины 51-1562, для которых начальное значение динамического модуля резины $G_{нач} = 0,75$ МПа (при $\omega = 60 \div 80$ с⁻¹). Относительно величины n в известной литературе никаких сведений не имеется. Поэтому используем полученные ранее [3] экспериментальные результаты по временному изменению модуля сдвига для деталей из резины 51-1562 и примем $n = 1,2$. Рассчитанная по формуле (2) зависимость эффективного модуля от повреждённости показана на рис. 1. На этом рисунке повреждённость дана в безразмерном виде $p(t)/p_{кр}$, где $p(t)$ – текущее значение повреждённости и $p_{кр}$ – критическое значение. Если сравнить эту зависимость с экспериментальной зависимостью $G(t)$, представленной в [3], то убедимся, что количественно совпадают лишь крайние точки. Качественное несовпадение этих зависимостей связано прежде всего с выбранной моделью разрушения, не учитывающей ряд особенностей резины, например, диссипативных свойств, и абстрагирующей от многих других факторов.

Тем не менее, для инженерных расчётов полученные соотношения дают удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных результатов, особенно для случаев длительной эксплуатации машин.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть необходимо прогнозировать изменение амплитуды колебаний двухмассной уравновешенной системы, упругие звенья которой выполнены в виде элементов сдвига из резины 51-1562. Параметры системы следующие: масса колеблющихся частей $m = 720$ кг; жёсткость упругих элементов $C = 3,6$ МПа; приводных упругих элементов $C'_0 = 0,72$ МПа; эксцентриситет привода $\rho = 1,910 \cdot 10^{-2}$ м; частота колебаний $\omega = 74,5$ 1/с; начальное значение мгновенного модуля сдвига резины 51-1562 $G_{нач} = 0,82$ МПа, коэффициент диссипации $\psi = 0,16$.

Временную зависимость амплитуды колебаний конвейера представим соотношением

$$a(t) = \frac{2C'_0(p)\rho}{\sqrt{\frac{1}{4}m^2\omega^4 - mC(p)\omega^2(1-A) + C^2(p)(1-A)^2 + C^2(p)B^2}},$$

в котором зависимости жёсткостей C и C'_0 от повреждённости p рассчитывались как

$$C(p) = \frac{G_{\varepsilon}(p)Fz}{h},$$

где F, h – площадь сдвига и высота резинового элемента соответственно;
 z – количество резиновых элементов.

Значения эффективного модуля определяли по зависимости, представленной на рис. 1, где величина критической повреждённости принималась согласно

полученным экспериментальным данным $p_{кр} = 5,6$, а кинетическая кривая $p(t)$ была получена также экспериментально на модельных образцах при длительном циклическом нагружении аналогичного представления в [3].

Рассчитанная таким образом временная зависимость амплитуды колебаний системы показана на рис. 2 и, как видно, удовлетворительно совпадает с экспериментальными данными. Это совпадение свидетельствует о пригодности предложенного метода для расчёта механических характеристик машин, упругие подвески которых изменяют свои параметры от повреждённости материала.

Следует отметить, что в инженерной практике изменение амплитуды колебаний вибромашин при длительной их эксплуатации явление довольно частое. Так, например, в двухмассном уравновешенном виброконвейере типа G 48 для транспортировки сыпучих материалов за 11000 часов эксплуатации амплитуда колебаний уменьшилась с 11 мм до 7,5 мм, что привело к уменьшению производительности конвейера. Аналогичные изменения наблюдались при длительной эксплуатации вихревых смесителей: жёсткость виброизоляторов за 16 лет увеличилась на 60 %, а диссипация резины уменьшилась более чем в 4 раза [9]. На практике это нежелательное явление обычно устраняют изменением частоты колебаний привода или, в случае чрезмерного увеличения жёсткости, заменой элементов упругой подвески.

В ряде случаев вибросистемы (например, вибрационные конвейеры, грохоты, питатели) устанавливаются в специальных цехах и являются частью технологического процесса без постоянного присутствия людей-операторов в цехе (обычно это наблюдается при переработке пылящих, токсичных, радиоактивных и др. материалов). В этом случае надёжность вибросистем должна быть достаточно высокой, т.к. выход их из строя может привести к тяжёлым последствиям как в смысле нарушения технологического процесса, так и в смысле нарушения охраны труда.

Выход из строя таких вибросистем, особенно машин, работающих в около-резонансной области, возможен вследствие неконтролируемого диссипативного терморазогрева эластомерных элементов, преимущественно в случае применения упругого привода; результатом этого будет повышение диссипации энергии и снижение модуля упругости, т.е. снижение жёсткости упругих связей в целом и, следовательно, при фиксируемой частоте будет наблюдаться повышение амплитуды колебаний вибросистемы. Такое повышение амплитуды может привести к отказу всей системы упругой подвески и к аварийному выходу машины из строя. Правильный расчёт и установка средств автоматического контроля позволяют избежать таких аварий.

Более распространёнными являются случаи изменения жёсткостных и диссипативных характе-

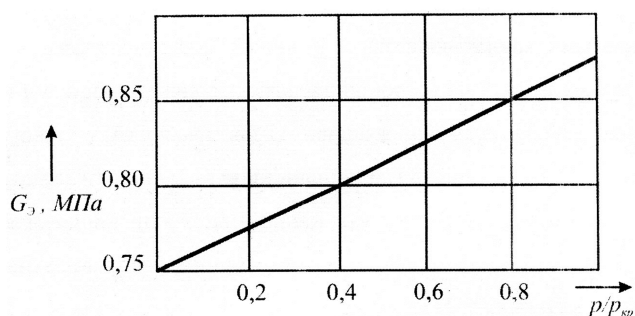


Рис. 1 – Зависимость эффективного модуля от поврежденности

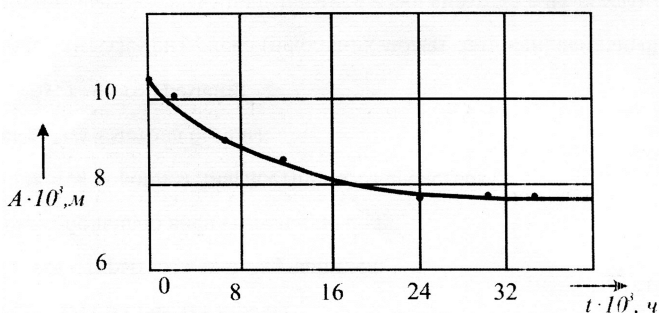


Рис. 2 – Изменение амплитуды колебаний колеблющейся системы во времени

ристик упругих элементов машин вследствие эффектов старения; особенно это касается машин, установленных на перекрытиях сооружений. В этом случае параметры вибросистемы (например, амплитуда колебаний) могут выйти за пределы допускаемых значений, и это может привести к повышенной вибронегативности перекрытий, к повышенному влиянию вибраций на операторов, а в ряде случаев и к авариям [9-11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
2. Механика деформирования и разрушения упруго-наследственных сред / Дырда В.И., Кобец А.С., Демидов А.А. – Днепропетровск: Герда, 2009. – 584 с.
3. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наук. думка, 1988. – 239 с.
4. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования; Введён 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
5. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації; Чинна від 01.12.99. – Київ, 2000. – 45 с.
6. ДСТУ 2300-93. Вібрація. Терміни та визначення. – Київ, 1993.
7. ГОСТ 30610-98. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Динамические характеристики стационарно-обогатительного оборудования. Методы определения; Введён 01.07.2000. – Киев: Держстандарт України. – 39 с.
8. Гогіташвілі Г. Ризик-менеджмент з охорони праці в умовах трансформаційних перетворень в економіці України: текст / Г. Гогіташвілі, В. Лапін, Р. Івах // Технополіс. – 2004. – Вип. 6. – С. 49-50.
9. Дырда В.И. Виброизоляция вихревых смесителей аглофабрик / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, М.К. Шолін, В.Д. Афанасьев, С.А. Калашников // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дніпропетровськ, 2003. – Вип. 43. – С. 149-164.
10. Афанасьев В.Д. О методах повышения эффективности виброизоляции при безфундаментной установке источников интенсивных вибраций / В.Д. Афанасьев, А.Р. Арутюнян, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Н.Н. Лисица // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2006. – Вып. 63. – С. 178-185.
11. Афанасьев В.Д. О некоторых особенностях виброизоляции вихревых смесителей аглофабрик / В.Д. Афанасьев, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, А.Р. Арутюнян // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. трудов / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2005. – Вып. 60. – С. 162-168.
12. Прочность и разрушение резиновых деталей технологических машин / Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.А., Маркелов А.Е. – Киев: Наук. думка, 2009. – 380 с.
13. Вакуленко А.А. О связях между напряжениями и деформациями в неупругих средах // Исследования по упругости и пластичности. – Л.: 1961. – № 1. – С. 3-35.
14. Чудновский А.И. О разрушении макротел // Исследования по упругости и пластичности. – ЛГУ, 1973. – № 3. – С. 3-41.
15. Дырда В.И. К построению феноменологической модели разрушения эластомеров при циклическом деформировании // Механика эластомеров. – Краснодар, 1978. – № 268. – С. 22-26.
16. Акивис М.А., Гольдберг В.В. Тензорное исчисление. – М.: Наука, 1969. – 352 с.

УДК 678.4.06

Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Козуб Ю.Г., Рощупкин С.В.,
Заболотная Е.Ю., Новикова А.В.

ОХРАНА ТРУДА В КОНТЕКСТЕ ЗАЩИТЫ МАШИН И ОПЕРАТОРОВ ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Розглядається охорона праці на підприємствах з великим впливом шуму і вібрації на машини та операторів.

OCCUPATIONAL SAFETY IN THE CONTEXT OF PROTECTION OF CARS AND OPERATORS FROM NOISE AND VIBRATION

Labour protection at the enterprises with the big influence of noise and vibration on machines and operators is considered.

1. Вибрация и шумовое загрязнение

Вибрация является одной из основных причин разрушения машин и конструкций, зданий и сооружений, она уменьшает надёжность машин, нарушает режим их работы. Вибрация и шум оказывают вредное воздействие на человека-