


НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ

ИНСТИТУТ ГЕОТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ
ИМ. Н.С. ПОЛЯКОВА

ГЕ  ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
GE TECHNICAL MECHANICS

МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

НАУЧНЫХ ТРУДОВ

ВЫПУСК 86

Днепропетровск
2010

УДК 622.002.5-762:678.001.04

Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2010. – Вип. 86. – 266 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень в галузі динаміки та міцності, механіки еластомерів, безпеки складних технічних систем та проблем стійкого розвитку.

Для наукових працівників, аспірантів і студентів старших курсів.

Редакционная коллегия:

А.Ф. Булат – академик НАН Украины, д-р техн. наук, проф. (ответственный редактор); Э.И. Ефремов – чл.-корр. НАН Украины, д-р техн. наук, проф. (зам. ответственного редактора); В.В. Виноградов – д-р техн. наук (зам. ответственного редактора); В.В. Лукинов – д-р геол.-мин. наук, проф. (зам. ответственного редактора); В.А. Баранов – д-р геол. наук; Б.А. Блюсс – д-р техн. наук, проф.; Л.М. Васильев – д-р техн. наук, проф.; А.И. Волошин – чл.-корр. НАН Украины, д-р техн. наук, проф.; В.И. Дырда – д-р техн. наук, проф.; Ю.И. Кияшко – д-р техн. наук; В.П. Надутый – д-р техн. наук, проф.; В.Г. Перепелица – д-р техн. наук, проф.; Л.И. Пимоненко – д-р геол. наук; В.Ф. Приходченко – д-р геол. наук, проф.; К.К. Софийский – д-р техн. наук, проф.; Б.М. Усаченко – д-р техн. наук, проф.; М.С. Четверик – д-р техн. наук, проф.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Франчук В.П.
д-р техн. наук, проф. Виноградов В.В.

Ответственный за выпуск д-р техн. наук, проф. Дырда В.И.

Адрес редколлегии:

49005, ГСП, Днепропетровск-5, ул. Симферопольская, 2а
Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины

Утверждено к печати Ученым Советом

Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины
(протокол № 5 от 10 августа 2010 г.)

СОДЕРЖАНИЕ

Кошик Ю.И., Масляков Г.А., Ляшенко В.И. История украинского научно-исследовательского и проектно-изыскательского института промышленной технологии: опыт проектного и научного сопровождения предприятий атомной промышленности	3
Кошик Ю.И., Дудченко А.Х., Авдеев О.К., Булат А.Ф., Дырда В.И., Лисица Н.И. Вибродоставочные комплексы на рубеже веков.....	9
Дырда В.И., Маркелов А.Е., Евенко С.Л. Динамика барабанных мельниц в контексте турбулентного движения обрабатываемой среды.....	34
Дырда В.И., Маркелов А.Е., Евенко С.Л. Некоторые проблемы создания конкурентоспособных энергосберегающих футеровок барабанных мельниц	50
Булат Е.А. Деякі аспекти щодо визначення поняття права на наукове відкриття	61
Булат Е.А. Особливості здійснення реєстрації наукових відкриттів у зарубіжних країнах на сучасному етапі	65
Кобець А.С., Кобець О.М., Пугач А.М. Математична модель взаємодії стрілкової лапи з елементами локального зміцнення із середовищем	68
Твердохлеб Т.Е., Овчаренко Ю.Н., Рыжков И.Е., Черний А.А., Цаниди И.Н. Некоторые проблемы надежности резиновых элементов в современном машиностроении	74
Дырда В.И., Лисица Н.И., Заболотная Е.Ю. Повышение безопасности виброизолирующих систем тяжелых вибропитателей для выпуска и доставки ураносодержащих руд.....	104
Дырда В.И., Лисица Н.И., Заболотная Е.Ю., Гончаренко А.В. Расчет резиновой футеровки вибрационных питателей для выпуска и доставки ураносодержащих руд	109
Дырда В.И., Гончаренко А.В., Жарко Л.В. Решение задачи о сжатии вязкоупругого цилиндра методом Ритца	113
Волох П.В., Узбек І.Х., Кобець А.С., Дирда В.І., Демідов О.А., Гончар Н.В., Пугач А.М. Біогеохімія ґрунтогенезу на літоземах як показник сталого розвитку складних техноекосистем	125
Мельянцов П.Т., Калганков Є.В. Вплив технічного стану п'яти плунжера качаючого вузла аксіально-плунжерних гідромашин на роботоздатність гідравлічних трансмісій	134
Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І., Черних Т.В., Мельянцов А.П. Напрямки забезпечення надійності відремонтованих машин в технічному сервісі АПК	140
Дырда В.И., Твердохлеб Т.Е., Лисица Н.И., Лисица Н.Н. Применение β -метода для расчета резинометаллических вибросейсмоблоков	144
Науменко М.А., Бурмистр М.В., Дзюра Е.А., Науменко А.П. Проявление наноструктуры полимерных композиционных материалов при механических испытаниях	159
Волошин А.И., Рябцев О.В. Определение закономерностей влияния скорости подвигания очистного забоя на геометрические размеры полостей расслоения.....	165
Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Козуб Ю.Г., Рощупкин С.В. Виброизоляция тяжелых машин с помощью резиновых элементов	171
Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Булат Е.А., Рощупкин С.В. Шум и вибрация в человеко-машинных системах в контексте охраны труда	195
Растеряев Ю.К., Агальцов Г.Н. Связь между твёрдостью и модулем упругости резин	232
Кирия Р.В., Максютенко В.Ю., Мищенко Т.Ф., Ларионов Н.Г. Определение коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам мощного конвейера.....	248
Куриной В.П. К вопросу изучения детонации взрывчатых веществ с добавками	254
Рябцева Г.Н., Ващенко Ю.Н. Исследование композитов, содержащих отходы, образующиеся при переработке растительного сырья, в качестве ингредиентов эластомерных композиций.....	257

Національна Академія Наук України
Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова

Наукове видання
ГЕОТЕХНІЧНА МЕХАНІКА
Міжвідомчий збірник наукових праць
Заснований у 1993 р.
Випуск 86 (російською мовою)

Відповідальний за випуск *В.І. Дирда*
Комп'ютерна верстка та підготовка макету ТОВ «Елвіта»
Підписано до друку 20.10.2010 р.
Формат 60×84/16. Умовн. друк. арк. 16,6
Тираж 300 примірників. Віддруковано «Авантаж»
49000, м. Дніпропетровськ, вул. Леніна, 41

- Борисов А.А. Механика горных пород и массивов. – М.: Недра, 1980. – 360 с.
- Борисов А.А. Основные закономерности механических процессов в литосфере (в шахтных и естественных полостях) // Уголь. – 1989. – № 12. – С. 10-16.
- Савенко Л.В., Озеркин И.М. Дегазация спутников угольных пластов. – К.: ГИЗ техн. литературы УССР, 1963. – 130 с.
- Четвертаков В.В. Исследование возможности использования полостей расслоения для промышленной добычи метана / Сб. научн. тр. НГА Украины. – № 3, Т. 3. Прогрессивные технологии подземной разработки месторождений полезных ископаемых. – Днепропетровск, 1998. – С. 51-56.
- Савостьянов А.В., Сулов В.И., Григорьев С.П. Формирование полостей расслоения в горном массиве. // Геотехническая механика: Межд. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2005. – Вып. 55. – С. 129-135.

UDK 678.4.06:621.81

Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Козуб Ю.Г., Рощупкин С.В.

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН С ПОМОЩЬЮ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Розглядаються деякі проблеми віброізоляції важких машин з гумовими елементами, параметри яких змінюються з часом експлуатації.

VIBRATION INSULATION OF HEAVY MACHINES BY MEANS OF RUBBER ELEMENTS

Some problems of a vibration insulation of difficult machines with the rubber elements which parameters change in due course maintenance are considered.

1 Введение

Виброизоляция машин является частью общей теории колебаний упругих систем. По этой проблеме имеется обширная литература, частично цитируемая ниже [1-20]. Достаточно назвать фундаментальные монографии Тимошенко, Ден Гартога, Пановко, Сорокина, Писаренко и ряда других, чтобы представить важность этой проблемы для машиностроения и ее всестороннюю изученность. В последнее время количество работ в этой области заметно уменьшалось, и это связано не только с кризисом в механике, о котором много говорят, но и в первую очередь с наличием огромного теоретического и экспериментального материала, накопленного за два прошлых столетия, доступностью этого материала и возможностью использования его в инженерной практике.

В конце прошлого века усилия многих исследователей были направлены на решение ряда важных практических задач, среди которых в рассматриваемом контексте можно назвать следующие: определение характеристик демпфирования; учет рассеяния энергии при колебаниях механических систем (особенно систем с вынужденными резонансными колебаниями), выбор подходящих материалов для элементов упругой подвески, учет различных эффектов (старения, нелинейности, поврежденности и т.д.) в общем алгоритме расчета и т.д. Рассмотрим кратко эти задачи в приложении к виброизоляции машин, акцентируя внимание на двух важных проблемах: учет диссипации энергии (по другой терминологии внутреннего трения, гистерезиса, неупругого сопротивления и т.д.) и учет нестабильности свойств материала во времени (старение, поврежденность).

2 Выбор материала для элементов упругой подвески машин

Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: для виброизоляции тяжелых 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, надежности (резиновые элементы обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов (металлы, дерево, пластмассы и др.).

3 Учет диссипации энергии при колебаниях упругих систем

Природа диссипации и ее роль в механизме деформирования и разрушения резин. Резины, как и все реальные тела, не обладают идеальной упругостью. При их деформировании часть энергии рассеивается на преодоление вязкого сопротивления движению молекулярных цепей и разрушению структуры. До последнего времени эффект рассеяния энергии (эффект

диссипации) рассматривался как недостаток материала. И только сравнительно недавно доказано, что диссипация энергии определяет сопротивление резины различным типам разрушения: раздиру, разрыву, усталости и т.д. Рассмотрим кратко терминологию, так как в различных литературных источниках для обозначения эффекта рассеяния энергии используются различные термины.

Диссипация энергии (*dissipatio* – рассеяние) для физических систем означает переход части энергии упорядоченного процесса (например, энергии деформации) в энергию неупорядоченного процесса (как правило, в тепловую). Для обозначения этого явления используют также термины «внутреннее трение» и «гистерезис». Внутреннее трение – это свойство твердых тел необратимо превращать энергию деформации в теплоту; обычно его связывают с неупругостью и пластической деформацией. Гистерезис (*hysteresis* – отставание, запаздывание) – в данном случае отставание напряжения от деформации, приводящее к образованию так называемой петли гистерезиса.

Авторы работ по резине В.Е. Гуль, А.И. Лукомская и В.Ф. Евстратов используют термин «внутреннее трение», А. Пайн – термин «гистерезис», а в семитомном издании «Разрушение» превалирует термин «диссипация» и проводится различие между диссипацией, гистерезисом и внутренним трением. Под последним принимается внутренняя вязкость материала. В дальнейшем будем использовать термин «диссипация» как наиболее полно отражающий существо вопроса [19, 20].

В упомянутых источниках и цитированной в них многочисленной литературе перечисляются основные механизмы диссипации энергии:

- вязкоупругость (или внутренняя вязкость), обусловленная природой резины и связанная с характером диссипации молекул; это основной и наиболее изученный механизм диссипации (Пайн называет ее молекулярной), существенно зависящей от частоты деформации и температуры; оказывает различное влияние на прочность резин; при высоких вязкостях диссипация энергий мала и резина склонна к хрупкому разрушению; средние вязкости приводят к большой диссипации энергии, что способствует диссипативному разогреву при циклическом нагружении, но уменьшает тенденцию к распространению трещин;
- кристаллизация, вызванная деформацией и встречающаяся в кристаллизующихся резинах при вытяжке;
- разрушение и рекомбинация углерод-углеродных связей между частицами наполнителя; диссипация от такого механизма присуща саженалпынным резинам, особенно при низких деформациях, и наиболее полно изучена Пайном;
- изменения конфигурации молекулярной сетки вследствие «размягчения» под действием напряжений; этот эффект известен как эффект Маллинза, наиболее полно проявляется в наполненных эластомерах при больших деформациях;
- разрушение структуры, например слабых поперечных связей типа полисульфидных; этот вопрос изучен недостаточно, и в литературе о нем лишь упоминается [19, 20].

В резинах диссипация энергии достаточно велика; в наполненных резинах рассеивается около 4/5 подведенной энергии, в ненаполненных – около 1/2, при этом механизмы, вызывающие диссипацию, могут проявляться одновременно, а фиксируемая, например, с помощью гистерезисной петли диссипация энергии будет результатом суммарного влияния различных механизмов, разделить которые весьма трудно [19].

Диссипация и прочность резин. В.Е. Гуль отмечал, что резины с повышенным внутренним трением обладают повышенной прочностью на разрыв, но пониженным сопротивлением утомлению. А.И. Лукомская и В.Ф. Евстратов со ссылками на ранние работы А.И. Лукомской, М.М. Резниковского, Л.С. Присса, М.К. Хромова пришли к следующему заключению: статическая прочность при однократном нагружении повышается с увеличением внутреннего трения; при циклическом нагружении усталостная прочность снижается с повышением внутреннего трения даже в изотермических условиях, когда исключено влияние саморазогрева резин. Аналогичные эффекты в резинах отмечали А.М. Лоев и др., а также М.Н. Хотимский. Предварительное тепловое старение резины увеличивает их модуль упругости и модуль внутреннего трения, уменьшает циклическую долговечность. При циклическом утомлении резин (амплитуда деформации 10 %, частота примерно 1 Гц, температура на поверхности образца 373 К, время утомления 30-10⁶ циклов) динамический модуль увеличивался со временем наработки, а коэффициент механических потерь уменьшался [62]. Указанные авторы отмечали, что со сни-

жением температуры степень изменения механических характеристик уменьшалась. Аналогичные результаты получены и в других работах, обзор которых дан в [19, 20].

Э. Эндриус показал, что диссипация является основным фактором, обеспечивающим прочность резин, а Пайн подтвердил это экспериментально, получив простую зависимость между энергией разрушения U_p и энергией U_w рассеянной при растяжении образцов до разрыва независимо от механизма диссипации, т.е. независимо от степени наполнения резины, в виде $U_p = 8,9 U_w^{2/3}$. Здесь энергия разрушения U_p определяется площадью, находящейся под кривой $\sigma - \epsilon$, вплоть до разрушения образца, а энергия U_w пропорциональна площади петли гистерезиса. (Более подробно в [19]).

Диссипация и разрушение резин. Многие исследователи уделили этому вопросу особое внимание, делая при этом различные, нередко противоречивые, предположения для объяснения отдельных эффектов. Это обусловлено как сложностью проблемы в целом, так и недостатком экспериментальной информации. Трудность состоит также в том, что разрушение резины сопровождается большим количеством зависящих друг от друга эффектов (старением, экзотермическими локальными эффектами, общим диссипативным разогревом образца, порождаемостью материала и т.д.), которые изучать избирательно не всегда представляется возможным. Обобщая имеющуюся информацию по этому вопросу, можно сделать следующие выводы.

Диссипация энергии предотвращает образование трещин и их рост, является основной причиной неподчинения резин критерию разрушения Гриффитса. Так, при циклическом раздире наблюдается эффект замедления или полной остановки роста трещин. Эндриус объясняет это явление развитием кристаллической структуры вокруг устья трещины: в кристаллизующемся эластомере трещина не будет расти до тех пор, пока частично или полностью не расплавится кристаллическая область. Эйрих и Смит назвали этот эффект явлением самоупрочнения, в работе [19] он назван самозалечиванием.

Диссипация энергии предотвращает образование трещин и их рост, является основной причиной неподчинения резин критерию разрушения Гриффитса. Так, при циклическом раздире наблюдается эффект замедления или полной остановки роста трещин. Эндриус объясняет это явление развитием кристаллической структуры вокруг устья трещины: в кристаллизующемся эластомере трещина не будет расти до тех пор, пока частично или полностью не расплавится кристаллическая область. Эйрих и Смит назвали этот эффект явлением самоупрочнения, в работе [19] он назван самозалечиванием.

Резины с максимальной диссипацией обладают повышенной прочностью. Поэтому наполненные резины обнаруживают большее сопротивление раздиру и разрушению при растяжении, чем ненаполненные. Джент связывает это явление с тем, что часть энергии деформации диссипируется в результате размягчения материала под действием напряжений.

Вязкоупругие свойства резины, такие, как модуль и коэффициент диссипации, зависят от многих факторов, и прежде всего от температуры и плотности поперечных сшивок. С плотностью сшивок модуль резины возрастает, диссипация вначале возрастает, а затем при определенной концентрации сшивок переходит через максимум и уменьшается.

При непрерывной скорости нагружения диссипация энергии уменьшает упругую деформацию в устье трещины и способствует упрочнению материала; при циклическом деформировании диссипация не оказывает такого заметного положительного влияния, что, по мнению Джента, связано с меньшей ролью самоупрочнения и значительным саморазогревом резины, оказывающим отрицательное действие на долговечность.

При деформировании резины разрушение начинается с дефектов, т.е. с мест, ослабленных трещинами. Рост множества таких микро трещин и релаксации напряжений возле них диссипируют большое количество энергии; это может задержать рост трещин и увеличить долговечность материала. Усталостная трещина будет распространяться в случае, когда скорость накопления упругой энергии превышает скорость диссипации энергии, т.е. при $dU_p/dt > dU_w/dt$ (более подробно в [19, 20]).

Определение характеристик демпфирования. Для колебательной системы демпфирующую способность ее упругих или упруго-вязких звеньев удобно оценивать по подводимой извне энергии; в этом случае за меру рассеяния энергии обычно принимают относительное рассеяние энергии [2], так называемый коэффициент диссипации энергии

$$\psi = S/W,$$

где S – площадь петли гистерезиса, образованной на диаграмме (рис. 8.1, а) в координатах напряжение – относительная деформация упругого звена (или сила – перемещение); W – амплитудное значение потенциальной энергии системы, характеризуемое площадью ABC .

Относительное рассеяние энергии ψ можно также определить по затухающим колебаниям системы из выражений

$$\psi = 2 \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} \quad \text{или} \quad \psi = \frac{2}{z} \ln \frac{a_n}{a_{n+1}},$$

где a_n и a_{n+1} – амплитуды колебаний системы в начале и конце одного периода соответственно;
 z – количество периодов колебаний.
 Величину

$$\delta = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}}$$

обычно называют логарифмическим декрементом затухания. Между диссипацией энергии и логарифмическим декрементом затухания существует связь типа

$$\psi = 2\delta.$$

Следует подчеркнуть, что формулы для определения ψ и δ получены из анализа колебательной системы, в которой потери энергии пропорциональны скорости. Результаты многочисленных экспериментальных исследований свидетельствуют [2], что для резины это предположение не оправдывается; кривая $\psi(\omega)$ в широком интервале частот имеет довольно сложный характер с различными релаксационными пиками.

На рис. 1 приведены кривые $G(t)$ и $\psi(t)$, полученные для малонаполненной резины с помощью установки «Instron» модели 1126 при 293°K [8]. Как видно, пропорциональность потерь энергии скорости деформации наблюдается исключительно на отдельных участках частотной кривой и в узком диапазоне частот.

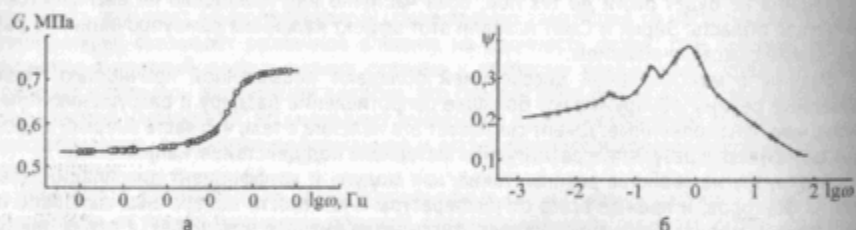


Рис. 1 – Частотные зависимости динамического модуля сдвига (а) и коэффициента диссипации энергии (б) для резины 51-1562

Тем не менее именно приведенные формулы являются наиболее востребованными и широко применяются в практике исследований колебательных систем.

Физические и математические модели. Известно [1, 5] по крайней мере, три типа задач, в которых рассеяние энергии оказывает существенное влияние:

- задачи о собственных колебаниях упругих систем; рассеяние энергии способствует их быстрому затуханию;
- задачи о вынужденных резонансных колебаниях, амплитуда которых благодаря рассеянию энергии достигает конечного значения;
- задачи о действии кратковременных импульсов или ударов; рассеяние энергии способствует снижению напряжений в таких системах.

Сорокин Е.С. [5] в обзоре работ по изучению диссипации (внутреннего трения) в материалах и конструкциях отметил следующие теории, позволяющие учесть рассеяние энергии:

- диссипативная функция Релея;
- теория вязкого трения Кельвина-Фохта;
- теория вязкого трения Максвелла;
- обобщенная теория упруго-вязкого тела (Ишлинский, Ржаницын);
- теория наследственности Больцмана-Вольтерра;
- статистическая теория последствия Вартенберга-Беккера-Панова;
- термодиффузионная теория Зинера;
- теория ползучести Гвоздева;
- теория упругого гистерезиса (Корчинский, Давиденков, Панов и др.);
- теория неупругого сопротивления (Сорокин).

Для резины, как вязкоупругого материала с наследственностью, наиболее подходящими являются следующие теории: теории вязкого трения Кельвина-Фохта и Максвелла и теория наследственности Больцмана-Вольтерра. Первые две используют гипотезу о пропорциональности внутреннего трения скорости нагружения и приводят к общеизвестным уравнениям колебательных систем. Для случая стационарных колебаний и эллиптической петли гистерезиса уравнение колебаний одномассной системы с учетом внутреннего трения будет иметь вид [1, 4]

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

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

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

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

$$\sin \varphi = \frac{bA^n}{P}, \quad (5)$$

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

Уравнение (1) решается методами, изложенными в [4].

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

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t; \quad (6)$$

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

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

где C_t – оператор жесткости упругой подвески системы;
 C_0 – мгновенное значение жесткости подвески;
 $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau)$ – экспоненциальная функция Ю. Работнова;
 q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.
 Более подробно эта теория рассматривается ниже.

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

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + Z^2} \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}; \quad Z = \frac{\omega}{p}; \quad (7)$$

для коэффициента динамичности

$$K_\sigma = \sqrt{(1 - Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}; \quad (8)$$

для коэффициента эффективности виброизоляции

$$\varepsilon = (1 - \eta) \cdot 100\% \quad (9)$$

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

- при эллиптической петле гистерезиса (линейная жесткостная характеристика упругой системы) диссипация энергии 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 учета диссипации энергии позволяет выявить её влияние только в области резонанса; при стационарных колебаниях влияние диссипации энергии незначительно.

Все эти соображения необходимо учитывать при расчетах конкретной системы виброизоляции машин.

4 Учет эффектов старения при расчете систем виброизоляции

Такая проблема возникла в связи с необходимостью создания систем виброизоляции с длительным сроком службы (примерно 15-20 лет) и высокой степенью надежности. Проблема заключается в учете в математической модели эффектов старения резины, т.е. нестабильности жесткостных и диссипативных характеристик во времени эксплуатации системы виброизоляции. Временные характеристики механических свойств резины (в основном модуль сдвига G и коэффициент диссипации ψ) могут быть получены либо при длительных экспериментальных исследованиях, либо при тепловом старении. Полученные функции старения $G(t)$ и $\psi(t)$ могут быть введены непосредственно в уравнения динамики машин.

Изменение физико-механических характеристик резиноталлических виброизоляторов в процессе длительного циклического нагружения. Известно [19], что в процессе длительного хранения или нагружения реологические характеристики резины не остаются постоянными, а со временем претерпевают изменения. Такие изменения могут происходить и от действия внешней среды: тепла, масел, щелочей, солнечной радиации. В ряде случаев именно они являются основной причиной отказа, т.к. параметры системы могут выйти за пределы допустимых. Такие процессы, как правило, охватывают все механические, химические и электрические явления, которые в своем синергетическом взаимодействии приводят к необратимому изменению структуры резины. Причины временных изменений параметров резины довольно много, но в механике обычно фигурируют две: структурирование и деструкция. Структурирование приводит к увеличению жесткостных характеристик и снижению диссипации и появлению остаточных деформаций; деструкция связана с разрушением молекулярной сетки и приводит к снижению жесткости системы. Для исследуемых резин преобладающим является структурирование.

Известно также [19], что со временем параметры резины могут изменяться на 50% и более и без учета таких изменений расчет виброизолятора, особенно прогнозирование долговечности, будет неполным. При этом наиболее достоверные данные можно получить в процессе длительного нагружения. Некоторые результаты таких исследований опубликованы в [16, 17]. Приведем в качестве примера изменение параметров виброизоляторов вихревого смесителя (более подробно динамика смесителя рассматривается ниже).

Параметры смесителя следующие:

- количество виброизоляторов: опорных – 26, упорных – 8;
- статическая нагрузка на один опорный виброизолятор – 15,0 кН;
- виброизоляторы металлорезиновые типа ВРМ903 с размерами резинового элемента: диаметр 180 мм, высота 100 мм;
- резина 2959 со следующими начальными физико-механическими характеристиками: условно-равновесный модуль упругости $E_{xx} = 3,7$ МН/м²; динамический (при частоте вынужденных колебаний смесителя $\omega = 14$ Гц и малых амплитудах нагружения $A < 10$ мм, т.е. $\varepsilon < 10\%$) модуль упругости $E_g = 4,8$ МН/м²; коэффициент диссипации энергии $\psi = 0,31$.

Наблюдение за системой виброизоляции в общей сложности велось в течение 15 лет: периодически виброизоляторы (не менее трех) извлекались из системы и подвергались ком-

плексу механических испытаний по методикам [19]. Результаты испытаний представлены на рис. 2 – рис. 4.

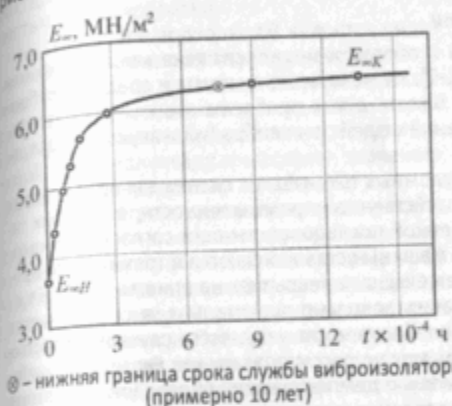


Рис. 2 – Временная зависимость условно равновесного модуля сжатия



Рис. 3 – Временная зависимость динамического модуля сжатия

Обработка результатов испытаний проводилась согласно методике [19]; как видно изменения условно-равновесного модуля упругости и динамического модуля упругости происходило по экспоненциальному закону; функциональная зависимость $E(t)$ может быть принята в виде

$$E_{xx}(t) = E_{xxn} + (E_{xxk} - E_{xxn}) \exp(k_{E_x} t)$$

$$E_g(t) = E_{gn} + (E_{gk} - E_{gn}) \exp(k_{E_g} t)$$

где E_{xxn} и E_{gn} – начальные значения соответственно статического и динамического модуля упругости;

E_{xxk} и E_{gk} – их конечные значения.

Для виброизоляторов ВРМ903: $E_{xxn} = 37,0$ МПа, $E_{xxk} = 62,9$ МПа; $E_{gn} = 48,0$ МПа; $E_{gk} = 81,6$ МПа, константа скорости $k_{E_x} = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$.

Функциональная зависимость $\psi(t)$ практически линейная

$$\psi(t) = \psi_n - k_{\psi} t,$$

где ψ_n – начальное значение коэффициента поглощения энергии;

k_{ψ} – константа скорости.

Для рассматриваемых виброизоляторов: $\psi_0 = 0,31$; $k_{\psi} = 0,083 \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$.

Следует подчеркнуть, что за время эксплуатации виброизоляторов ($t \approx 15$ лет) модуль упругости изменился на (75-110)%, а коэффициент диссипации энергии более чем на (400-500)%, что в целом свидетельствует об изменении структуры материала, изменении его релаксационных свойств и потере способности поглощать энергию механических колебаний.

На практике такие изменения основных параметров резины привели к следующему: система виброизоляции сохраняла эффективность в течение примерно 9-10 лет (около 70-85 тыс. часов); при дальнейшей эксплуатации параметры резины вышли за пределы до-

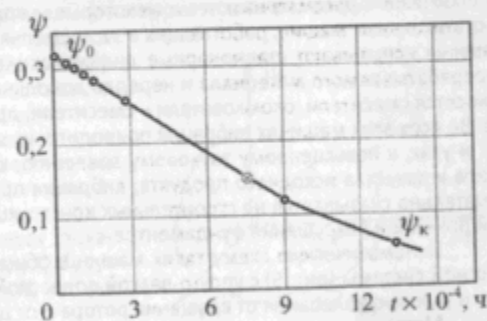


Рис. 4 – Временная зависимость коэффициента поглощения энергии

пускаемых, остаточная деформация виброизолятора составила 6 % (6 мм) и система виброизоляции потеряла свое функциональное назначение: амплитуда колебаний корпуса смесителя превысила санитарные нормы.

Обобщенные математические модели

Общие сведения. Виброизоляции машин и оборудования посвящена многочисленная литература, часть из которой цитируется ниже [1-9]. На некоторые системы и средства виброизоляции имеются государственные стандарты. Вместе с тем проблема защиты операторов, машин, приборов, аппаратуры, зданий и сооружений от действия вибраций и звукового давления по-прежнему остается актуальной.

Особенно важной она является для таких сложных технических систем как предприятия горно-обогатительной, строительной и сельскохозяйственной промышленности, в которых тяжелое оборудование устанавливается в определенной последовательности согласно технологическим требованиям; при этом довольно часто машины устанавливаются в трехмерном пространстве: например, смесители могут быть размещены на перекрытиях на отметке +18 м и т.д.

При этом виброн нагружаемость оборудования довольно значительна, а спектр частот включает весь диапазон от низких до высоких. Колебания носят чаще всего случайный характер типа белого шума и в первом приближении их можно рассматривать как квазигармонические. Высокие частоты обычно подавляются с помощью демпфирующих прокладок: чем выше частота вибраций, тем легче ее подавить. Для подавления низких частот необходимо использование специальных систем виброизоляции. Обычно для этого используются виброизоляторы, демпферы, динамические гасители и т.д., которые размещаются между машиной и рамой (фундаментом, опорной конструкцией). Длительная практика эксплуатации машин показывает, что наиболее эффективными системами виброизоляции являются те из них, которые используют резиновые виброизоляторы. При правильном выборе параметров и конструкции резиновых элементов такие системы обеспечивают эффективную защиту от вибраций и звукового давления, способствуют интенсификации технологического процесса и повышению производительности.

Для создания эффективной системы виброизоляции, особенно низкочастотной, необходимо выполнить довольно противоречивые требования: для тяжелых машин необходимы виброизоляторы с высокой несущей способностью и малой жесткостью. Использование жестких упругих подвесок позволяет довольно эффективно подавлять высокие частоты, низкие же частоты, т.е. наиболее опасные, подавляются плохо; к тому же всегда возможен режим колебаний, когда частота возбуждения близка или совпадает (явление резонанса) с частотой собственных колебаний системы, а это крайне нежелательно, т.к. при случайных возбуждениях, а они всегда могут присутствовать в технологической машине, вибрация машины может возрастать и система виброизоляции окажется не эффективной. Мягкая система виброизоляции наиболее предпочтительна, однако она требует специальной конструкции виброизоляторов и подбора материалов с соответствующими жесткостными и диссипативными свойствами. Мягкая система позволяет подавлять весь частотный спектр, и высокие частоты и низкие. К недостаткам следует отнести возможную раскачку машин в горизонтальном положении.

Ниже рассматриваются некоторые вопросы виброизоляции тяжелых горно-обогатительных машин, работающих в экстремальных условиях. В процессе эксплуатации такие машины испытывают стационарные динамические нагрузки, действие агрессивной среды от перерабатываемого материала и нередко довольно значительный перепад температур. К ним относятся смесители, окомкователи – смесители, дробилки, вибрационные питатели, грохоты и т.д. Во всех этих машинах вибрация приводит к увеличению динамических напряжений в деталях и узлах, к повышенному звуковому давлению, к ухудшению технологии переработки материала и качества исходного продукта; вибрация приводит к интенсивному износу деталей, отрицательно сказывается на строительных конструкциях аглофабрик и зачастую является основной причиной разрушения фундаментов.

Кинематическую схему таких машин в общем случае можно представить в виде одно-массной системы (рис. 5) с упруго-вязкой подвеской и двумя степенями свободы: поступательные и угловые колебания от вращения ротора и от движения загрузки.

Математическая модель системы должна по возможности описывать как поступательные, так и угловые колебания и учитывать влияние нелинейных и диссипативных сил. Основ-

ным источником нелинейности машин рассматриваемого типа является нелинейная характеристика возмущающей силы и нелинейность упругой подвески.

Наиболее подходящей является нелинейная стохастическая модель с двумя степенями свободы; в качестве основной характеристики системы можно использовать коэффициент динамической жесткости, определяемый по среднеквадратическому значению случайных вынужденных колебаний.

Рассмотрим две математические модели, которые на наш взгляд, наиболее полно соответствуют физической модели (рис. 5) и динамическим процессам, протекающим в реальных машинах. Первая модель на основе уравнения Фоккера-Планка учитывает нелинейность упругой подвески и стохастичность стационарных колебаний. Она обладает сложностью и не совсем полно учитывает реологические характеристики материала виброизоляторов, что сказывается на точности определения амплитудно-частотных и фазовых характеристик системы, особенно в переходных режимах.

Вторая модель на основе интегральных соотношений Больцмана-Вольтерра достаточно полно учитывает и реологические характеристики материала, и нелинейность упругой подвески, и стохастичность колебаний.

Модель на основе структурного анализа. Используя методы структурного анализа [10] представим рассматриваемую машину в виде модели «черного ящика» (рис. 6).

Такая система позволяет стабильно реализовать цель; при этом можно считать, что динамика системы не имеет развития, т.к. поставленная цель во времени не изменяется. Корпус машины представляет собой систему S , а система виброизоляции может быть представлена как некоторая подсистема S_1 , свойства которой в процессе эксплуатации могут изменяться от старения материала и действия внешней агрессивной среды. Такую подсистему обычно представляют в виде динамической модели развития.

Выполнение технологических функций машиной можно рассматривать как реакцию на некоторые входные возбуждения $F(t)$; в этом случае на выходе системы будет реализована функция $f(k_i, t)$, где k_i – некоторые выходные параметры системы.

Роль входных параметров играют вертикальные и горизонтальные нагрузки от вращения ротора и перемещения загрузки; роль выходных параметров – силы взаимодействия (реакция связи) между корпусом машины, рамой или перекрытием, а также амплитуды их колебаний.

При изменении параметров системы k_i во времени t система в целом переходит из одного состояния в другое и эволюция такой системы может быть описана некоторыми функциями состояния $y(k_i, t)$.

Если внешнее воздействие $F(t)$ является стохастическим и нелинейным, то траектории $y(k_i, t)$ будут также стохастическими и нелинейными (рис. 7), а отказ системы случайным событием.

Впрочем, для линейных систем с гармоническим возбуждением $F(t) = F_0 \sin \omega t$ отказ также будет случайным событием.

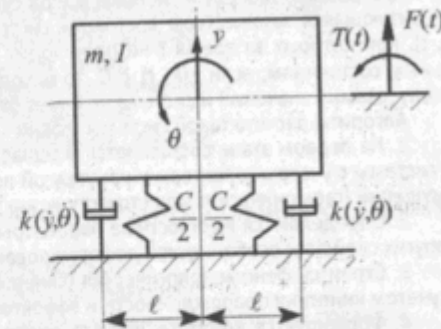
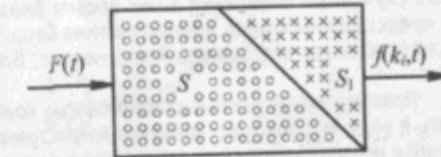


Рис. 5 – Модель системы с двумя степенями свободы

Она обладает сложностью и не совсем полно учитывает реологические характеристики материала виброизоляторов, что сказывается на точности определения амплитудно-частотных и фазовых характеристик системы, особенно в переходных режимах.

Вторая модель на основе интегральных соотношений Больцмана-Вольтерра достаточно полно учитывает и реологические характеристики материала, и нелинейность упругой подвески, и стохастичность колебаний.



S – машина; S_1 – упругая подвеска
Рис. 6 – Структурная схема системы виброизоляции

Такая подсистему обычно представляют в виде динамической модели развития.

Выполнение технологических функций машиной можно рассматривать как реакцию на некоторые входные возбуждения $F(t)$; в этом случае на выходе системы будет реализована функция $f(k_i, t)$, где k_i – некоторые выходные параметры системы.

Роль входных параметров играют вертикальные и горизонтальные нагрузки от вращения ротора и перемещения загрузки; роль выходных параметров – силы взаимодействия (реакция связи) между корпусом машины, рамой или перекрытием, а также амплитуды их колебаний.

При изменении параметров системы k_i во времени t система в целом переходит из одного состояния в другое и эволюция такой системы может быть описана некоторыми функциями состояния $y(k_i, t)$.

Если внешнее воздействие $F(t)$ является стохастическим и нелинейным, то траектории $y(k_i, t)$ будут также стохастическими и нелинейными (рис. 7), а отказ системы случайным событием.

Впрочем, для линейных систем с гармоническим возбуждением $F(t) = F_0 \sin \omega t$ отказ также будет случайным событием.

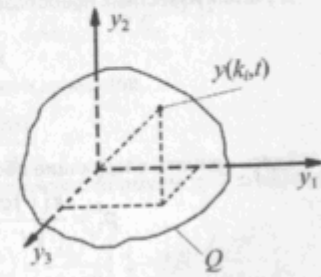


Рис. 7 – Области допустимых состояний системы виброизоляции

Для рассматриваемой системы всегда существует область допустимых состояний Q , характеризующаяся множеством состояний системы, определяемых выходными параметрами $y(k, t)$, при которых за время t не происходит отказа. Граница области Q соответствует предельным состояниям; если $y(k, t) \in Q$, то выходные параметры системы не выходят за пределы допускаемых значений и система не имеет отказа.

Алгоритм расчета такой системы можно представить в следующем виде.

1. На первом этапе составляется и решается система уравнений, описывающих поведение системы с учетом характеристики упругой подвески (линейной или нелинейной), внешних возмущений (гармонических или стохастических) и наличия диссипативных сил.

2. Определяются жесткостные параметры резиновых виброизоляторов с учетом их вязкоупругих свойств и особенностей деформирования (условия на торцах, фактор формы).

3. Строится феноменологическая (синергетическая) модель разрушения виброизолятора с учетом кинетики поврежденности и эффектов старения.

4. Формируется алгоритм расчета долговечности; выбирается область допустимых состояний системы Q и формируются критерии отказа.

5. Составляются эволюционные уравнения долговечности системы (виброизоляторов) и определяется их срок службы с учетом полученной экспериментальной информации.

6. Определяется функция надежности системы как некоторая вероятность пребывания выходных параметров $y(k, t)$ в допустимой области Q в течение интервала времени эксплуатации $0 \leq t \leq T$. В этом случае функция надежности будет иметь вид

$$P(t) = P[y(k, t) \in Q], \quad 0 \leq t \leq T.$$

Обобщенная математическая нелинейная стохастическая модель на основе уравнения Фоккера-Планка. Практика испытаний рассматриваемых машин показывает, что стационарные случайные колебания в них весьма близки к гармоническим и в общем случае могут быть представлены в виде процессов типа белого шума. Обычно процессы белого шума относят к процессам со спектральной плотностью, близкой к постоянной в широкой полосе частот [9].

Поэтому вынужденные стационарные колебания смесителя приближенно можно представить в виде марковского процесса в пространстве переменных состояния. Анализ таких колебаний в исследовательской работе можно проводить на основе уравнения Фоккера-Планка.

Для модели (рис. 5) стохастические дифференциальные уравнения движения можно записать в виде

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + \frac{\partial V}{\partial y} = F(t); \quad (10)$$

$$I\ddot{\theta} + k\ell^2\dot{\theta} + \frac{\partial V}{\partial \theta} = M(t), \quad (11)$$

или в общепринятом виде [1]

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + c(y)y = F(t); \quad (12)$$

$$I\ddot{\theta} + k\dot{\theta} + c(\theta)\theta = M(t). \quad (13)$$

С учетом известных преобразований получим

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + p_1^2 y = \frac{F(t)}{m}, \quad (14)$$

$$\ddot{\theta} + 2n\dot{\theta} + p_1^2 \theta = \frac{M(t)}{I}. \quad (15)$$

Здесь приняты следующие обозначения

$$p_1^2 = \frac{k(y)g}{W} = \frac{c(y)}{m}; \quad 2n = \frac{k(y)g}{W} = \frac{k(y)}{m}; \quad (16)$$

$$p_1^2 = \frac{c(\theta)}{I}; \quad 2n = \frac{k(\theta)}{I}, \quad (17)$$

где $c(y)$ – коэффициент нелинейной статической жесткости упругой подвески;

$p_1(y)$ – собственная частота колебаний нелинейной системы;

m – инерционный коэффициент (обобщенная масса);

$y = y(t)$ – обобщенная координата поступательного движения;

$\theta = \theta(t)$ – обобщенная координата углового движения;

k – сила вязкого сопротивления, пропорциональная скорости;

W – вес машины;

g – ускорение свободного падения;

$F(t), M(t)$ – случайно изменяющиеся во времени составляющие возмущающей силы и момента соответственно;

I – массовый момент инерции обобщенной массы;

V – потенциальная энергия нелинейной упругой подвески;

ℓ – расстояние между центром тяжести системы и элементами упругой подвески.

Для системы уравнений (14) и (15) в работе [11] получено уравнение Фоккера-Планка в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} = & D_1 \frac{\partial^2 p}{\partial x_3^2} + D_2 \frac{\partial^2 p}{\partial x_4^2} - \frac{\partial}{\partial x_1} (x_3 p) - \frac{\partial}{\partial x_2} (x_4 p) + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_3} \left[\left(p^2 x_3 + \frac{1}{m} \frac{\partial V}{\partial x_1} \right) p \right] + \frac{\partial}{\partial x_4} \left[\left(\gamma x_4 + \frac{1}{I} \frac{\partial V}{\partial x_2} \right) p \right], \end{aligned} \quad (18)$$

где

$$\dot{x}_1 = x_3,$$

$$\dot{x}_2 = x_4,$$

$$\dot{x}_3 = -(2n)^2 x_3 - \frac{1}{m} \frac{\partial V}{\partial x_1} + f(t),$$

$$\dot{x}_4 = -\gamma x_4 - \frac{1}{I} \frac{\partial V}{\partial x_2} + T(t).$$

Здесь $x_1 = y$; $x_2 = \theta$; $x_3 = \dot{y}$; $x_4 = \dot{\theta}$,

$$2n = \frac{k}{m}; \quad \gamma = \frac{k\ell^2}{I}; \quad f(t) = \frac{F(t)}{m}; \quad T(t) = \frac{M(t)}{I}.$$

В уравнении (18) совокупность переменных состояния x_1, x_2, x_3, x_4 в общем случае образует векторный марковский процесс, а совместная плотность вероятности $p(x_1, x_2, x_3, x_4, t)$ удовлетворяет уравнению Фоккера-Планка.

Если принять $\partial p / \partial t = 0$, то решение уравнения (18) при $t \rightarrow \infty$ для стационарного колебательного процесса получено в виде [11]:

$$p(x_1, x_2, x_3, x_4) = R \exp \left[-\frac{1}{2\pi} V(x_1, x_2) - \frac{p_1^2}{2D_1} x_3^2 - \frac{\gamma}{2D_2} x_4^2 \right], \quad (19)$$

где R – постоянная нормировки;

D_1, D_2 – коэффициенты интенсивности случайных сил и моментов

$$D_1 = \frac{(2n)^2 T m}{2}; \quad D_2 = \frac{\gamma I}{2}.$$

Из выражения (8.19) для плотности вероятности получают формулы для моментов переменных состояния

$$\sigma^2 y = \langle x_1^2 \rangle = \frac{D_1 m^2}{2kc} \left(1 - 3\beta_1 \frac{D_1 m^2}{kc} \right); \quad \sigma^2 \theta = \langle x_2^2 \rangle = \frac{D_2 I^2}{2kc\ell^4} \left(1 - 3\beta_1 \frac{D_2 m^2}{kc} \right).$$

где β_1 – коэффициент нелинейной компоненты статической жесткости упругой системы.

Расчеты по приведенным формулам при достоверной (и довольно обширной) экспериментальной информации дают удовлетворительное совпадение с экспериментом.

Как видно, рассматриваемая нелинейная стохастическая математическая модель позволяет описывать системы с поступательными и угловыми колебаниями, которые приближенно могут рассматриваться как стационарные широкополосные гауссовские случайные процессы. Модель обладает универсальностью, а сам метод дает точное решение для плотностей вероятности процессов, в данном случае стационарных колебаний.

Вместе с тем модель имеет и существенные недостатки, ограничивающие ее применение. Во-первых, решение уравнения Фоккера-Планка получено лишь для упрощенных физических моделей при определенных допущениях; при учете таких эффектов как старение (нестабильность параметров системы во времени), зависимость реологических характеристик материала от амплитуды, частоты колебаний и температуры внешней среды, решить это уравнение весьма проблематично. Во-вторых, необходимо весьма обширная экспериментальная информация о характере возмущений силы $F(t)$, момента $M(t)$ и математическая интерпретация случайных процессов в виде корреляционных функций.

Все это сужает область применения обобщенной математической модели; для исследовательской работы эта модель весьма привлекательна, особенно если возмущающая сила имеет случайный характер в широком диапазоне амплитуд и частот. На практике ее применение ограничено, прежде всего, вследствие сложности и невозможности учесть весьма важные свойства, присущие вязко-упругим материалам типа резины. К тому же для решения уравнений (14), (15) имеются более простые и хорошо апробированные методы [1, 7].

Математическая модель на основе интегральных соотношений Вольтерра. В инженерной практике при исследовании динамики стационарных технологических машин рассмотренных выше сложностей стараются избегать, используя определенные допущения: случайные колебания считают квазигармоническими, упругую систему выполняют таким образом, чтобы в рамках рабочих амплитуд и частот ее упругая характеристика была практически линейная, а угловые колебания настолько малыми, чтобы ими можно было пренебречь.

В этом случае систему виброизоляции рассматривают как систему с одной степенью свободы, и уравнение колебаний записывают в известном виде

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = P \sin \omega t. \quad (20)$$

Решение этого уравнения достаточно подробно изложено в [1, 7].

Если необходимо рассмотреть нелинейный стохастический процесс колебаний, то в правой части уравнения возмущающую силу $f(t)$ представляют как широкополосный стационарный случайный процесс и входные воздействия записывают либо в виде корреляционных функций, либо в виде функций спектральной мощности

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + p_1^2 y = f(t),$$

где $f(t)$ – функция случайного входного воздействия на колебательную систему.

Решение этого уравнения дано в [1, 7, 9].

Обычно в качестве элементов упругой подвески используют резиновые детали специальной конструкции. Для виброизоляции тяжелых горно-обогатительных машин резина на сегодняшний день не может быть заменена ни одним из существующих материалов. Она обладает способностью к большим обратимым деформациям, имеет высокие упругие и диссипативные свойства, не имеет внезапности отказа, а ее усталостные характеристики превышают все существующие конструкционные материалы.

К недостаткам следует отнести зависимость вязкоупругих свойств от режима нагружения, агрессивной среды и времени эксплуатации. К тому же резина не подчиняется упрощенным моделям Кельвина-Фохта, а ее диссипативные свойства не являются прямо пропорциональными скорости деформирования, как это следует из уравнений (14) и (15). Тем не менее, в теории колебаний используют именно эти уравнения благодаря хорошо разработанному математическому аппарату. В последнее время появились и другие подходы к рассмотрению этого вопроса.

Рассмотрим применение двух методов к расчету линейных колебательных систем с одной степенью свободы.

Первый метод предусматривает, что механическая реакция упругой подвески описывается с помощью модели Кельвина-Фохта и напряжение подчиняется закону

$$\sigma = E\varepsilon + \mu E\dot{\varepsilon},$$

где E – модуль упругости;
 ε – относительная деформация виброизолятора;
 μ – коэффициент внутренних сопротивлений резины, величина которого пропорциональна скорости деформации, для средне наполненных резин $\mu = 2 \cdot 10^{-3}$ с (получено экспериментально в работе [12].

В этом случае уравнение движения массы m (рис. 2) можно записать в виде

$$\ddot{y} + \mu\omega_0^2\dot{y} + \omega_0^2 y = q_1 \sin \omega t. \quad (21)$$

Для амплитуды стационарных вынужденных колебаний справедливо соотношение

$$A = \frac{q_1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \mu^2 \omega^2 \omega_0^2}}, \quad (22)$$

где ω – частота вынужденных колебаний системы;
 ω_0 – собственная частота колебаний системы;
 q_1 – сила инерции, приходящаяся на единицу колеблющейся массы.
 Второй метод предусматривает, что механическая реакция резины описывается интегральным соотношением типа Больцмана-Вольтерра с ядрами релаксации и последствия. В этом случае уравнение (8.21) в операторной форме переписывается в виде (8.12)

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t,$$

где C_t – оператор жесткости упругой подвески.

$$C_t = C_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^* (-\beta)], \quad (23)$$

$$\mathcal{E}_\alpha^* (-\beta) \varepsilon(t) = \int_0^t (-\beta t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau, \quad (24)$$

$$\mathcal{E}_\alpha (-\beta t - \tau) = (t - \tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(n-2)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}, \quad (25)$$

где C_0 – мгновенное значение жесткости упругой подвески;

$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t, \tau)$ – экспоненциальная функция дробного порядка типа Ю. Работнова;

α, β, λ – реологические параметры резины;

Γ – гамма-функция.

В работе [13] получены следующие основные соотношения для определения реологических параметров резины

$$\psi = 2\pi B(\omega); \quad (26)$$

$$\frac{G(\omega)}{G_0} = 1 - A(\omega); \quad (27)$$

$$A = \frac{\omega^{1+\alpha} \cos \delta + \beta}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\omega^{1+\alpha} \beta \cos \delta + \beta^2}; \quad (28)$$

$$B = \frac{\omega^{1+\alpha} \sin \delta}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\omega^{1+\alpha} \beta \cos \delta + \beta^2}; \quad (29)$$

$$\lambda = \frac{G_0 - G_\infty}{G_0}; \quad \alpha = 1 - \frac{4}{\pi} \arctg \frac{\psi_{\max}}{\pi \lambda}; \quad (30)$$

$$t_0 = [\omega(\psi_{\max})]^{-1}; \quad \beta = \frac{1}{t_0^{1+\alpha}}; \quad \chi = \frac{\lambda}{t_0^{1+\alpha}},$$

где A и B – реологические характеристики резины (синус- и косинус-преобразование Фурье дробно-экспоненциальной функции);

ψ – коэффициент диссипации энергии;
 $G(\omega)$ – текущее значение модуля сдвига;
 G_0 – мгновенное значение модуля сдвига;
 t_0 – обобщенное время релаксации.

Для используемой ниже средне наполненной резины типа 2959 (или ее аналога 6620) реологические параметры имеют следующие значения:

$$\alpha = -0,60; \quad \beta = 1,1; \quad \lambda = 0,58.$$

С учетом приведенных соотношений выражение амплитуды колебаний будет иметь вид

$$A = \frac{q_1}{\sqrt{[\omega_{0u}^2(1 - \chi A) - \omega^2]^2 + \chi B^2 \omega_{0u}^4}}, \quad (31)$$

где ω_{0u} – частота собственных колебаний идеально упругой системы.

Выражение (31) позволяет более точно определить амплитудно-частотную и фазовую характеристики при переходных режимах, например, в области резонанса, т.е. когда $\omega = \omega_0$;

при $\frac{\omega}{\omega_0} > \sqrt{2}$ выражения (22) и (31) дают примерно одинаковые результаты.

Как видно, математическая модель с использованием интегральных соотношений Вольтерра основана на более строгих предположениях и более точно учитывает вязкоупругие свойства резины, чем модель Кельвина-Фохта, используемая в уравнениях (14) и (15). Она наиболее эффективна при исследовании нелинейных систем, переходных процессов в колебательных системах, а также при исследовании систем, реологические характеристики которых существенно зависят от времени, режима нагружения или медленно изменяющейся температуры (внешней или от диссипативного саморазогрева).

Математическая модель системы с самовозбуждающимися колебаниями (автоколебаниями). В рассматриваемых выше моделях предполагалось, что сила, вызывающая колебания, не зависит от колебательного движения системы. На практике имеются случаи, когда вынужденные колебания системы поддерживаются силой, которая вызывается самим движением и исчезает при остановке движения. Такие самовозбуждающиеся колебания (они более известны как автоколебания) наблюдаются довольно часто в системах с сухим трением [1, 3, 7]. Примером могут служить автоколебательные процессы, сопровождающие движение рабочего органа при вспашке почвы. Если стойка плуга присоединена к раме через упругое звено (пружина, резиновый элемент), то при движении лемеха в почве с различной структурой (и, следовательно, с различной силой сухого трения, т.е. силой трения покоя и силой трения движения) будут наблюдаться автоколебания.

Рассмотрим систему (рис. 8, а), состоящую из движущего ведущего звена 1, которое через упругое звено 2 (в данном случае через пружину) приводит в движение груз 3. Сила сухого трения между грузом 3 и поверхностью имеет характеристику, показанную на рис. 8, б. Следует учесть, что сила сухого трения не является постоянной и уменьшается с увеличением скорости скольжения, что подтверждается экспериментально. Известно, что всегда существует различие между предельной силой покоя и силой трения движения.

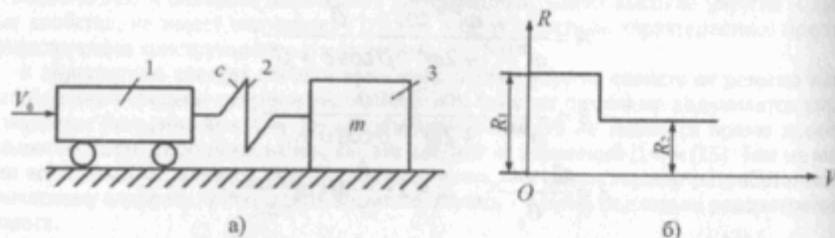


Рис. 8 – Схема автоколебательного процесса

На рис. 8. приняты следующие обозначения: V_0 – скорость ведущего звена; c – коэффициент жесткости упругого звена; m – масса груза; R_1 – предельная сила трения покоя; R_2 – сила трения движения.

Рассмотрим наиболее известный случай движения системы, когда скорость груза равна V_0 , а упругое звено сжато силой P , равной силе трения движения R_2 . В реальной системе возможен случай, когда случайное препятствие может оказаться достаточным для остановки груза. В этом случае режим движения системы может оказаться неустойчивым: ведущее звено будет сжимать упругое звено до тех пор, пока сила сжатия не сравняется с силой покоя R_1 , после чего произойдет срыв груза и мгновенное уменьшение силы трения до значения R_2 . При этом сила сжатия упругого звена будет равна R_1 и, следовательно, равновесие сил будет нарушено. После остановки груз некоторое время будет оставаться на месте до тех пор, пока сила сжатия упругого звена вновь не достигнет значения предельной силы трения покоя. После этого произойдет новый срыв груза, и в дальнейшем циклы покоя и срыва груза будут повторяться. Такой процесс движения груза представляет собой стационарные колебания.

Дифференциальное уравнение таких колебаний можно записать в виде

$$\ddot{x} + k^2 x = k^2 V_0 t + \frac{R_1 - R_2}{m},$$

где $k = \sqrt{c/m}$.

Решение этого уравнения, удовлетворяющее начальным условиям

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0,$$

имеет вид

$$x = V_0 t - \frac{V_0}{k} \sin kt + \frac{R_1 - R_2}{c} (1 - \cos kt).$$

Первое слагаемое правой части уравнения представляет собой движение системы со скоростью ведущего звена; остальные слагаемые выражают дополнительные колебания груза. Чем меньше скорость ведущего звена, тем больше автоколебательный процесс.

6 Оценка эффективности системы виброизоляции

Если для системы (рис. 8) реакция R_0 на силовое гармоническое возбуждение $F(t) = F_0 \sin \omega t$ представляется уравнением (20), то цель виброзащиты может состоять либо в уменьшении амплитуды силы на опорную конструкцию (раму, перекрытие, фундамент), т.е.

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{\omega_0^2 + 4n^2 \omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}, \quad (32)$$

либо в уменьшении амплитуды A_0 стационарных колебаний корпуса машины, т.е.

$$A_0 = \frac{F_0}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}. \quad (33)$$

В этом случае для характеристики степени реализации цели виброзащиты вводят безразмерные коэффициенты эффективности.

$$\eta = \frac{R_0}{F_0}; \quad K_0 = \frac{c A_0}{F_0}. \quad (34)$$

Величину η обычно называют коэффициентом виброизоляции, а величину K_0 – коэффициентом динамичности; в некоторых литературных источниках коэффициентом амортизации. Тогда:

$$\eta = \frac{1 + 4\nu^2 Z^2}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}; \quad (35)$$

$$K_0 = \frac{1}{\sqrt{(1 - Z^2)^2 + 4\nu^2 Z^2}}. \quad (36)$$

Здесь приняты следующие обозначения

$$Z = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad v = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}; \quad n = \frac{b}{2m}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (37)$$

где b – коэффициент демпфирования упругой системы;
 v – относительное демпфирование упругой системы: при $v = 1$ в системе реализуется критическое демпфирование.

В [9, 14] выражения (35) и (36) приведены к более удобному для практики виду. В дальнейшем при расчете конкретных систем виброизоляции будут использованы именно эти формулы.

Коэффициент виброизоляции представляется в виде

$$\eta = \frac{\sqrt{(1+Z^2)^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + Z^2 \frac{4\psi^2}{16\pi^2 + \psi^2}}}. \quad (38)$$

В этой формуле коэффициент диссипации ψ либо определяется экспериментально, либо при известных реологических параметрах резины α, β, λ вычисляется по формуле (26), т.е. $\psi = 2\pi B(\omega)$. В этом случае формула (38) принимает вид

$$\eta = \frac{\sqrt{(1+Z^2)^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi^2 B^2(\omega)}}}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + Z^2 \frac{16\pi^2 B^2(\omega)}{16\pi^2 + 4\pi^2 B^2(\omega)}}}. \quad (39)$$

Эффективность виброизоляции при этом равна

$$\mathcal{E} = (1 - \eta) \cdot 100\%. \quad (39)$$

Коэффициент амортизации (или коэффициент динамичности)

$$K_o = \sqrt{(1-Z^2)^2 + \psi^2 Z^2} \quad (40)$$

или с учетом $\psi = 2\pi B(\omega)$

$$K_o = \sqrt{(1-Z^2)^2 + 4\pi^2 B^2(\omega) Z^2}. \quad (41)$$

На рис. 9 показаны графики функции $\eta = \omega/\omega_0$; на этом же рисунке штриховой линией показана кривая эффективности виброизоляции, определяемая по формуле (39) при $v = 0$.

Из этих графиков следуют весьма важные выводы:

- при $Z < 1$ коэффициент виброизоляции η , близок к единице и система виброизоляции практически не оказывает никакого влияния на колебательный процесс машины;
- при $Z = 1$ система работает в резонансной области;
- при $Z \geq \sqrt{2}$ система виброизоляции становится эффективной; при этом коэффициент виброизоляции уменьшается с уменьшением демпфирования системы; поэтому величину относительного демпфирования обычно выбирают такой, чтобы с одной стороны получить низкое усиление передачи силы упругой системы особенно в области резонанса, с другой – при более высоких частотах также

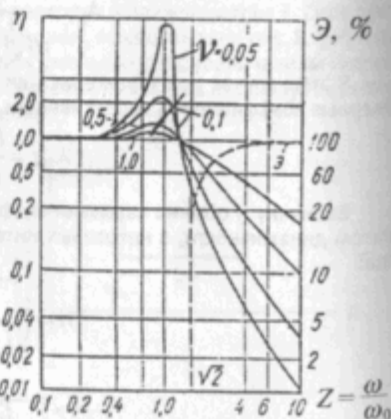


Рис. 9 – Зависимость коэффициента виброизоляции и ее эффективности от ω/ω_0

должна быть удовлетворительная виброизоляция;

- из рис. 9 следует также, что при $Z \geq 5$ эффективность виброизоляции $\eta = 1$; это свидетельствует о том, что возможности упругой системы практически исчерпаны и выполнять ее более мягкой нет никакого смысла; поэтому на практике обычно применяют $Z = 2,5-5$;
- в ряде технологических машин, возникают нерегулярные удары, которые могут увеличивать амплитуду колебаний и являться источником дополнительных динамических усилий. Обычно в таких случаях в виброизоляторах применяют высокодемпфирующие материалы типа наполненных резин, что, безусловно, увеличивает диссипацию энергии, но и увеличивает жесткость упругой подвески и, следовательно, уменьшает коэффициент виброизоляции в области высоких частот. Известно, что с помощью системы виброизоляции высокие частоты лучше подавляются, чем низкие. Именно для уменьшения вибраций низкой частоты, как уже отмечалось выше, необходимы виброизоляторы с малой жесткостью и высокой несущей способностью. При этом наиболее эффективны виброизоляторы с небольшой жесткостью в направлении основных колебаний; однако в этом случае возникает эффект раскочки системы в горизонтальном направлении. Для устранения этого нежелательного эффекта обычно используют дополнительные виброизоляторы-ограничители, или так называемые упорные виброизоляторы;
- следует учесть, что при запуске и остановке машина проходит резонансную область, и амплитуда колебаний возрастает; обычно применение резиновых виброизоляторов существенно уменьшает вибрации в резонансе;
- предполагается, что система виброизоляции устанавливается на абсолютно жестком основании (перекрытии, фундаменте) с массой m_1 , которая в процессе эксплуатации машины не имеет вибросмещения. На практике это предположение не всегда соблюдается и перекрытие, например, может колебаться с некоторой частотой. Здесь очень важно, чтобы параметры системы виброизоляции были подобраны таким образом, чтобы избежать крайне нежелательного резонанса. Для таких систем резонансная частота определяется соотношением

$$f'_0 = f_0 \sqrt{1 + \frac{m}{m_1}},$$

где f_0 – резонансная частота системы без учета реакции основания;

f'_0 – резонансная частота системы с учетом реакции основания, например, перекрытия.

Как видно, задача правильного выбора параметров системы виброизоляции сводится к задаче оптимального подбора жесткостных и демпфирующих свойств виброизоляторов и соблюдения отношения частот в диапазоне $Z = 2,5-5$; при этом эффективность виброизоляции всегда $\mathcal{E} \approx 80\%$.

Расчет системы виброизоляции тяжелых машин

В качестве примера рассмотрим расчет системы виброизоляции двух типов машин: вихревых смесителей и дробилки ДМРЭ 1000×1000.

7 Расчет системы виброизоляции вихревых смесителей

Ранее [16] был проведен комплекс экспериментальных исследований вихревых смесителей линий АБ и ВБ, установленных на монолитной железобетонной плите перекрытия, на отметке +10,800 м смесительного отделения аглофабрики ЦПО-2 Северного горно-обогатительного комбината (СевГОК) г. Кривого Рога. Конструктивной особенностью железобетонного перекрытия является то, что одна из его сторон у разгрузочной части смесителя является свободной и опирается на стальные стойки.

Смеситель представляет собой полый металлический цилиндр (рис. 10) 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 вибра-

ций 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 путем замены лопаток ротора, очистки ротора от налипшего материала и т.д. Однако устранить полностью эту конструктивную и технологическую неуравновешенность не представляется возможным.

При жестком 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 в 1986 году на резиновые виброизоляторы были проведены повторные 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 уменьшились в три раза;
- эффективность виброизолирующей системы по снижению вибраций, передаваемых на перекрытие, составила 85 %;
- уровень вибрации на перекрытии и звуковое давление снижены до санитарных норм.

Система виброизоляции оставалась эффективной в течение примерно 9 лет. Вследствие старения резины вертикальная жесткость резиновых виброизоляторов увеличилась в среднем на (60±100) %, 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.

Были проведены экспериментальные исследования 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. В результате исследований 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 [15].

Для смесителей AG 1.019 и AG 1.020 вибрация измерялась с помощью сейсмодатчиков типа К-001 в комплексе с самописцем типа ЭК-М2 [15]. Наибольшие вертикальные колебания от работы двух виброизолированных смесителей были зафиксированы в месте выгрузки кон-

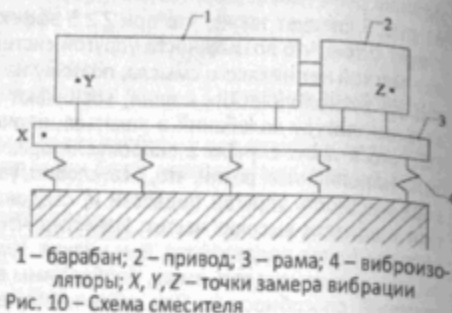


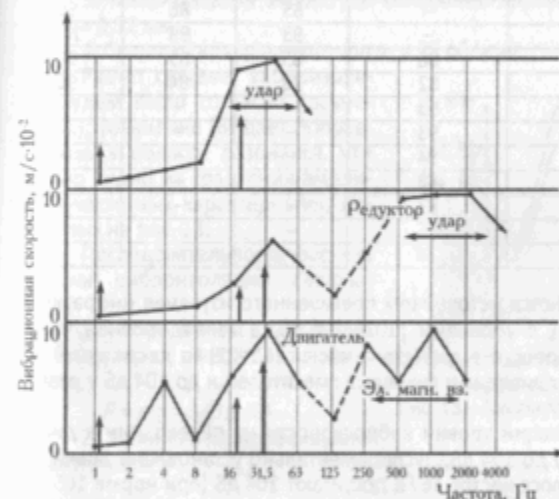
Рис. 10 - Схема смесителя

центра 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 [15]; 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 [15].

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

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 шестерен 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. 11.



вал смесителя и второй ступени редуктора - 1,4 Гц; лопатки смесителя - 17,5 Гц; вал двигателя и первой ступени редуктора - 25 Гц; стрелками показаны расположения периодических составляющих возмущающих сил (замеры выполнены на составляющих конструкций смесителя). Точки - фиксированные уровни вибрационной скорости (эксперимент)

Рис. 11 - Составляющие возмущающих сил вихревого смесителя

Периодические составляющие возмущающих сил в диапазоне частот (16±30) Гц вызывались ударами лопаток смесителя о перемешиваемый материал и инерционными силами ротора двигателя и первой ступени редуктора. Широкополосное возбуждение в диапазоне частот (500±2000) Гц - ударным взаимодействием зубьев редуктора и электромагнитными силами взаимодействия статора и ротора приводного двигателя.

Жесткая 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 виброизоляторы типа ВРМ-903М были использованы для снижения вибраций, передающихся на элементы здания агрофабрик. Результаты измерений показали,

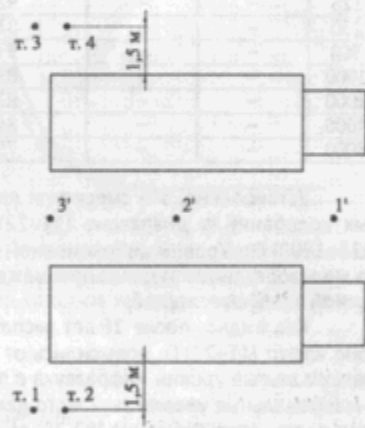


Рис. 12 - Схема замера уровней вибрации

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 распределенными параметрами и многомодовом отклике на динамическое воздействие.

Схема расположения точек измерения на втором этапе исследований показана на рис. 12 (1', 2', 3' – для измерения уровней вибрационной скорости; 2' и 3' – для измерения уровней инфразвука и уровней звукового давления).

Результаты измерений приведены в табл. 1.

Таблица 1 – 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	-	-	-

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.

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 амплитуда колебаний перекрытия увеличилась практически в 9 раз (от первоначального значения в 1985 году $A = 0,027$ мм до $A = 0,21$ мм в 2002 году). Величина амплитуды $A = 0,21$ мм практически совпала с величиной амплитуды колебаний ($A = (0,17+0,33)$ мм), полученными КП «Харьковский Промстройпроект» в 1999 году.

На третьем этапе исследований, после замены виброизоляторов смесителей № 19 и № 20 уровни инфразвука и уровни звукового давления смесителей практически не изменялись (табл. 2).

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) [16, 17].

Расчет системы виброизоляции вихревого смесителя без учета старения резины. Данные для расчета.

1. Масса виброизолирующей системы $m = 35000$ кг.
2. Частота вынужденных колебаний $\omega = 14$ Гц.

Таблица 2 – 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	-	-

3. Максимальная амплитуда колебаний корпуса смесителя (экспериментальные данные) $A = 0,22$ мм.

4. Скорость вращения ротора $n_1 = 75$ об/мин.

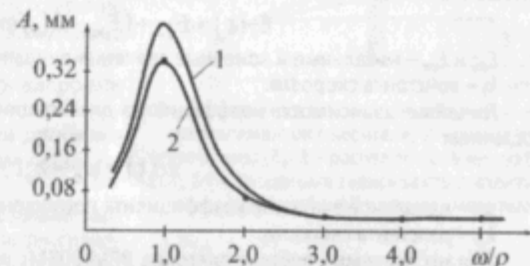
Расчет системы виброизоляции будем вести согласно уравнению (1); уравнение (6) дает поправку лишь в области резонанса, что хорошо видно из сравнения амплитудно-частотных характеристик, показанных на рис. 13.

Последовательность расчета системы виброизоляции следующая.

1. Определяем вертикальную нагрузку от смесителя на фундамент:

$$P = mg = 343,3 \text{ кН.}$$

2. Принимаем коэффициент динамичности



1 – расчетная кривая по формуле (8.3); 2 – расчетная кривая по уравнению (8.6); • – экспериментальные точки

Рис. 13 – Амплитудно-частотная характеристика смесителя

$$K_d = 5.$$

3. Определяем собственную частоту колебаний смесителя:

$$p = 37,5 \text{ 1/с.}$$

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

5. Определяем динамическую жесткость системы

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

6. Определяем статическую жесткость системы

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

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

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

8. Выбираем виброизоляторы типа ВРМ-903М [8], 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

$$\varepsilon_{ст} = 0,09.$$

10. По формуле (38) определяем коэффициент виброизоляции системы

$$\eta = 0,21.$$

11. Уточняем значение коэффициента динамичности по формулам (40) или (41)

$$K_D = 4,54.$$

12. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции по формуле (39)

$$\varepsilon = 0,79.$$

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.

Расчет системы виброизоляции вихревого смесителя с учетом старения резины. Данные по старению резины 2959 (рис. 2 – рис. 4) могут быть аппроксимированы следующими уравнениями.

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

$$E_D(t) = E_{Dн} + (E_{Dк} - E_{Dн}) \exp(k_E t), \quad (42)$$

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

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

$$\psi(t) = \psi_0 - k_\psi t, \quad (43)$$

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

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

Подставляя соотношения (42) и (43) в уравнения (3) и (9) получим временные зависимости амплитуды колебаний смесителя (рис. 14) и коэффициента эффективности виброизоляции (рис. 15).

Обсуждение результатов. 1. Несмотря на многообразие методов учета внутреннего трения при колебаниях механических систем, современные математические модели в целом недостаточно полно учитывают вязко-упругие эффекты (в основном диссипацию энергии), сопровождающие деформирование резины. При построении амплитудно-частотных характеристик системы (рис. 13) согласно уравнениям (1) и (6) и при определении коэффициента виброизоляции по формуле (7) 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 (7).

2. Увеличение динамической жесткости (см. рис. 14, кривая 3) упругой подвески системы на (60÷100) % (16 лет эксплуатации) дает расчетное приращение амплитуды колебаний на (20÷25) % согласно уравнению (1) и (42); уравнение (6) более точно учитывает вязкоупругие эффекты (см. рис. 14, кривая 2), однако совпадение с экспериментом (рис. 14, кривая 1) наблюдается исключительно в первые 3–4 года эксплуатации. Такие значительные расхождения между теоретическими кривыми и экспериментом вызваны следующими обстоятельствами: при расчетах 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 счет налипания концентрата на лопатки, неравномерного износа лопаток, износа деталей редуктора и т.д.).

Все это, как следует из рис. 14, должно учитываться при проектировании и расчете системы виброизоляции; она должна быть выполнена с определенным 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 жесткости виброизоляторов на (60÷100) % и возмущающей силы (за счет 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. 14), 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 счет изменения соотношения частот ω/p ; соответственно уменьшается и эффективность виброизоляции (рис. 15).

Расчет системы виброизоляции дробилки ДМРЭ 1000×1000. Причины для применения системы виброизоляции следующие:

- вибрация дробилки в 2-3 раза превышает допустимые нормы, что приводит к интенсивному износу узлов и деталей, к разрушению фундамента и близлежащих построек;
- уровень звукового давления превышает санитарные нормы в 2,5 раза.

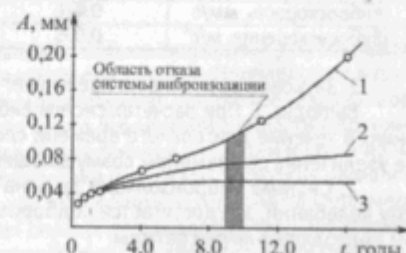
Для решения задачи необходимо выполнить: расчет, проектирование и создание системы виброизоляции, позволяющей динамические нагрузки, передаваемые на фундамент, амплитуду колебаний корпуса дробилки и звуковое давление довести до норм, удовлетворяющих санитарным требованиям.

Данные для расчета:

- общая масса виброизолирующей системы: $m = 13909$ кг;
- частота вынужденных колебаний дробилки $\omega = 104,6 \text{ с}^{-1}$;
- частота вращения ротора 1000 об/мин.

Расчет системы виброизоляции будем вести в следующей последовательности:

1. Принимаем коэффициент динамичности – 3,5;
2. Определяем частоту собственных колебаний системы – $29,9 \text{ с}^{-1}$;
3. Определяем суммарную жесткость виброизоляторов, обеспечивающих минимальную нагрузку на перекрытие здания – $12,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$;
4. Из конструктивных соображений выбираем число опорных виброизоляторов $i = 10$ штук; жесткость одного виброизолятора – $1,24 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$;
5. Выбираем виброизолятор типа ВРМ 903М из резины 2959 (диаметр 180 мм, высота 113 мм);
6. Определяем относительную деформацию виброизолятора – 0,0157 м ($\varepsilon = 0,139$);



1 – экспериментальная кривая с учетом износа элементов смесителя; 2 – расчет по уравнению (6); 3 – расчет по уравнению (1)
Рис. 14 – Временная зависимость амплитуды колебаний корпуса смесителя

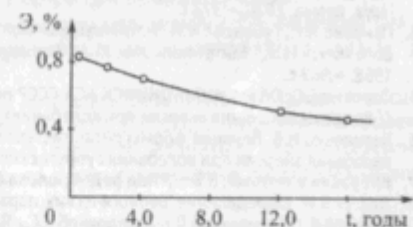


Рис. 15 – Временная зависимость коэффициента эффективности виброизоляции

7. Определяем по формуле (38) коэффициент виброизоляции – $\eta = 0,26$;

8. Определяем коэффициент эффективности виброизоляции – $\varepsilon = 0,74$.

Экспериментальные исследования системы виброизоляции дробилки ДМРЭ 1000×1000 показали следующее.

1. Эксплуатационные параметры системы близки к расчетным: эффективность системы по снижению вибрационного воздействия, передаваемого дробилкой на фундамент и на силовое № 1, составила 79 % и соответствует санитарным нормам (см. табл. 3).

Таблица 3

№ п/п	Наименование величин	Среднеквадратическое значение замеренных величин				Нормативные значения величин
		на фундаменте дробилки		на силовом № 1		
		без техн. нагрузки	с техн. нагрузкой 60 т/ч	гориз.	верт.	
1.	Частота основного тона колебаний, Гц	16,5	16,5	16,5	16,5	–
2.	Амплитуда виброперемещений, мм	0,0041	0,0040	0,0032	0,0058	0,0282
3.	Виброскорость, мм/с	0,426	0,416	0,332	0,614	5,60
4.	Виброускорение, м/с ²	0,095	0,087	0,07	0,08	0,28

2. Звуковое давление не превышает санитарных норм.

Выводы. 1. При расчетах систем виброизоляции машин, работающих в технологических линиях в течение длительного времени следует учитывать старение резины, а также неизбежное увеличение со временем возмущающей силы.

2. Система виброизоляции должна 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 надежной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: 1959. – 440 с.
2. Писаренко Г.С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала. – Киев: Наук. думка, 1970. – 378 с.
3. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1967. – 420 с.
4. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М., 1958. – 562 с.
5. Сорокин Е.С. Обзор работ ЦНИИСК АСН СССР по изучению внутреннего трения в материалах и конструкциях // Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем. – К., 1962. – С. 19-27.
6. Василенко Н.В. Влияние формы петли гистерезиса на характеристики колебательного движения // Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем. – К., 1962. – С. 36-38.
7. Вибрация в технике: В 6 т. / Под ред. Фролова В.К. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
8. Дырда В.И. Определение реологических параметров эластомерных материалов / Дырда В.И., Козуб Ю.Г., Кобец А.С., Науменко А.П., Твердохлеб Т.Е., Яценко А.А. // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск, 2007. – Вып. 70. – С. 56-88.
9. Тихомиров Ю.Ф. Промышленные вибрации и борьба с ними. – Киев: Техника, 1975. – 180 с.
10. Перегудов Ф.И., Тарасенко Ф.П. Введение в системный анализ. – М.: Высшая школа, 1989. – 367 с.
11. Самеха М., Санкар Т. Динамические приемочные испытания станков, основанные на нелинейной модели // Конструирование. – 1980. – Т. 102, № 1. – С. 45-51.
12. Потураев В.Н. Резиновые и резиноталлические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.
13. Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины. – Киев: Наук. думка, 1980. – 260 с.
14. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. – Л.: Химия, 1987. – 408 с.
15. Заключение о техническом состоянии строительных конструкций, рекомендации и технические решения по усилению поврежденных конструкций, паспорт технического состояния корпуса обжига и окомкования ЦПО-2 ОАО «Сев. ГОК», г. Кривой Рог: Отчет о НИР (заключительный) / КП «Харьковский Промстройпроект». – Харьков. – 2000. – Т. 2 (договор № 2911 от 15.12.1999 г.).
16. Виброизоляция вихревых смесителей аглофабрик / Дырда В.И., Лисица Н.И., Шолин М.К., Афанасьев В.Д., Калашников С.Л. // Геотехническая механика. – 2003. – Вып. 43. – С. 149-164.
17. Некоторые проблемы деформирования и разрушения резиновых деталей при циклическом нагружении / Кобец А.С., Дырда В.И., Гордиенко Н.А., Шолин М.К. // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск: Авантаж, 2008. – С. 3-128.
18. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. – Введен 01.01.92. – М.: Госстандарт, 1990. – 46 с.
19. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наук. думка, 1988. – 232 с.

20. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Маркелов А.Е. Прочность и разрушение резиновых деталей технологических машин. – Киев: Наук. думка, 2010. – 440 с.

УДК 678.4.06

Дырда В.И., Агальцов Г.Н., Булат Е.А., Рошупкин С.В.

ШУМ И ВИБРАЦИЯ В ЧЕЛОВЕКО-МАШИННЫХ СИСТЕМАХ В КОНТЕКСТЕ ОХРАНЫ ТРУДА

Розглядається вплив шуму і вібрацій на людину-оператора і динаміку машин; розглядається також захист машин і людей від виробничої вібрації.

NOISE AND VIBRATION IN THE PERSON-ENGINE SYSTEMS IN A LABOUR SAFETY CONTEXT

Influence of noise and vibration on the person-operator and dynamics of machines is considered; guard of machines and people from industrial vibration is considered also.

1. Предисловие

Отмеченная в заголовке статьи проблема является весьма актуальной для современного развития техники с учетом ее взаимосвязи с человеком-оператором. Проблема эта возникла довольно давно, многие ее аспекты широко освещены в научной литературе, изданы нормативные акты и государственные стандарты; особенно много публикаций в области медицины, в них всесторонне рассматриваются негативные последствия влияния вибраций и шума на человека, и, тем не менее, число профзаболеваний катастрофически растет, а уровень шума и вибраций на современных предприятиях, особенно на предприятиях горно-металлургического профиля, не только не уменьшается, но и во многих случаях превышает допускаемые санитарные нормы. Интенсивная вибрация, ударные нагрузки и шум способствуют росту профзаболеваний операторов машин (влияние вибраций и шума по вредности на втором месте после пыли), приводят к разрушению зданий и сооружений, способствуют преждевременному отказу деталей и узлов машин, снижению качества технологических операций, существенно снижают долговечность машин и оборудования.

Такому положению вещей способствовали следующие важные факторы:

1. Скорость развития техники с ее динамическими нагрузками и т.д. во много раз превышает скорость технических мероприятий, направленных на безопасность и охрану труда операторов.

2. Нежелание руководителей предприятий повысить безопасность машин и оборудования; иногда это требует модернизации технологического процесса, применения более совершенных машин, иногда применения специальных устройств (например, виброизоляции уже действующего оборудования), что всегда сопряжено с экономическими расходами, зачастую довольно значительными.

3. Отсутствие на рынке услуг эффективных и простых конструкций вибро-сейсмопоглощения в широком диапазоне частот и амплитуд. Особенно это заметно для поглощения вибраций и шума при низких частотах 0,2-5 Гц, т.е. наиболее опасных для человеческого организма.

4. Несовершенство законодательной базы, соответствующий современному уровню развития техники и приближенной к европейским стандартам. Известно, что государственные стандарты Украины предусматривают уровни шума и вибраций выше, чем стандарты Европы. К тому же в них предельные нормы по вибрациям начинаются с 5 Гц.

2. Основные понятия

Звуковое давление – переменная составляющая давления воздуха или газа, возникающая в результате звуковых колебаний, Па.

Эквивалентный (по энергии) уровень звука, L_{Aeq} , дБА, непостоянного шума – уровень звука постоянного широкополосного шума, который имеет такое же среднеквадратичное звуковое давление, что и данный непостоянный шум в течение определенного интервала времени.

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума – это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнару-