

Опубликовано в приложении к журналу Безопасность Жизнедеятельности  
май №5 2004, Изд. Новые Технологии.

УДК 621-752

## **ВИБРАЦИЯ. ВОЗДЕЙСТВИЕ, НОРМИРОВАНИЕ, ЗАЩИТА**

**А.И.Комкин**, канд. техн. наук, доц.,  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

### **Аннотация**

Рассмотрены физические характеристики вибрации, особенности ее воздействия на человека и принципы нормирования вибрации. Основное внимание уделено методам виброзащиты, в том числе снижению виброактивности источника, вибродемпфированию, виброизоляции, динамическому и активному виброгашению, индивидуальным средствам виброзащиты. Проанализированы основные подходы к защите от вибрации, создаваемой движущимся транспортом и передаваемой по грунту близлежащим зданиям. Освещены вопросы измерения и контроля вибрации.

### **Оглавление**

- Введение
- 1. Физические характеристики вибрации.
- 2. Воздействие вибрации на человека
- 3. Нормирование вибрации
- 4. Основные методы виброзащиты
- 5. Снижение виброактивности источника вибрации
- 6. Вибродемпфирование
- 7. Виброизоляция
- 8. Динамическое виброгашение
- 9. Активное виброгашение
- 10. Индивидуальные средства защиты
- 11. Вибрация зданий от движущегося транспорта
- 12. Измерение и контроль вибрации
- Заключение
- Литература

## Введение

Человек в современном индустриальном обществе постоянно соприкасается с вибрационными явлениями: на производстве, в транспорте, в быту. Источниками вибрации являются разнообразные машины, технологическое оборудование и транспортные средства. Рост числа машин, повышение их мощности, увеличение интенсивности и скорости транспортных потоков приводит к тому, что воздействие вибрации на человека возрастает. Отсюда вытекает необходимость ограничения этого воздействия путем ужесточения нормативных актов и совершенствования средств защиты от вибрации.

### 1. Физические характеристики вибрации

Большинство наблюдаемых в природе и технике процессов являются колебательными. В технике, особенно в машиностроении, широко применяют также термин вибрация, под которым понимают механические колебания относительно малой амплитуды и не слишком низкой частоты.

Простейшим видом колебательных процессов являются гармонические колебания. При этом колеблющаяся величина  $w$ , представляющая собой параметр колебаний, изменяется во времени  $t$  по гармоническому закону

$$w(t) = A_w \cos(\omega t + \varphi), \quad (1)$$

где  $A$ ,  $\varphi$  — амплитуда и фаза колебаний;  $\omega$  — круговая частота;  $\omega = 2\pi f$ ;  $f = 1/T$  — циклическая частота;  $T$  — период колебаний. Не следует путать частоты  $f$  и  $\omega$ . Циклическую частоту  $f$  измеряют в герцах, Гц, угловую частоту  $\omega$  — рад/с.

В качестве параметров, оценивающих вибрацию, может служить виброперемещение  $u$  (м), или ее производные: виброскорость  $v$  (м/с) и виброускорение  $a$  (м/с<sup>2</sup>). Если виброскорость изменяется по гармоническому закону (1) с амплитудой  $A_v = A$ , то этому закону будут подчиниться и два других параметра. При этом амплитуды виброускорения  $A_a$  и виброперемещения  $A_u$  связаны с амплитудой  $A_v$  соотношениями

$$A_a = \omega A_v; \quad A_u = A_v / \omega. \quad (2)$$

Таким образом, амплитуды перемещений и скоростей на высоких частотах значительно меньше амплитуды ускорений (рис. 1). Отсюда следует, что если нас интересует вибрация в широком частотном диапазоне, то в качестве такового следует использовать виброускорение, а если нам важна только низкочастотная вибрация, то предпочтительнее виброперемещения.

На практике обычно имеют дело с полигармоническими колебаниями, представляющими собой сумму  $n$ -го количества гармоник:

$$w(t) = \sum_{k=1}^n A_k \cos(k\omega_1 t - \varphi_k), \quad (3)$$

где  $A_k, \varphi_k$  – амплитуда и начальная фаза  $k$ -й гармоники.

Спектр полигармонического колебания, как совокупность амплитуд составляющих его гармоник, является дискретным (линейчатым). Колебаниям, имеющим случайный характер, соответствует непрерывный спектр. Примеры некоторых колебательных процессов даны на рис. 2.

Рис. 1. Соотношения между амплитудами параметров гармонической вибрации

На практике обычно имеют дело со смешанной вибрацией, содержащей как периодические, так и случайные компоненты. В реальных машинах и механизмах всегда имеет место отклонения от строгой периодичности в процессе их работы. Это приводит к появлению флуктуаций по амплитуде и по частоте колебаний. Они особенно существенны на высоких частотах, когда временные отклонения от строгой периодичности становятся соизмеримыми с периодом вибрации. Поэтому спектр такой вибрации, являющийся дискретным на низких частотах, с ростом частоты постепенно трансформируется в непрерывный, соответствующий случайной вибрации (рис. 3).

При анализе вибрации обычно рассматривают не амплитудные, а сред-

ние квадратические значения, определяемые осреднением по времени колеблющейся величины  $w(t)$  на отрезке  $T$ :

$$\tilde{w} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T w^2(t) dt}.$$

Для гармонического колебания с амплитудой  $A_w$ , определяемого (1), имеем  $\tilde{w} = A_w/\sqrt{2}$ . Для полигармонических колебаний, в соответствии (3), получим

$$\tilde{w} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^n A_k^2}.$$

Так как значения параметров вибрации могут изменяться в широких пределах, то на практике часто используются логарифмические уровни вибрации. Логарифмическая единица называется белом (Б), а ее десятая часть децибелом (дБ). При этом логарифмический уровень вибрации (в дБ), определяется выражением

$$L_w = 10 \lg(\tilde{w}^2/w_0^2) = 20 \lg(\tilde{w}/w_0), \quad (4)$$

где  $\tilde{w}$  — среднее квадратическое значение рассматриваемого параметра вибрации;  $w_0$  — пороговое значение соответствующего параметра.

Для виброскорости пороговое значение  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с. Пороговые значения для виброускорения  $a_0$  и виброперемещения  $u_0$ , вычисляемые исходя из данного значения  $v_0$  и стандартной частоты  $f_0 = 1000$  Гц с помощью соотношений (2), равны:  $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$  м/с<sup>2</sup> и  $u_0 = 8 \cdot 10^{-12}$  м.

Отсюда получим, что для гармонической вибрации с частотой  $f$  логарифмические уровни виброускорения  $L_a$  и виброперемещения  $L_u$  связаны с логарифмическим уровнем виброскорости  $L_v$  соотношениями

$$L_a = L_v + 20 \lg f - 60; \quad L_u = L_v - 20 \lg f + 60.$$

При анализе вибрации с широким спектром целесообразно разбить ось частот на отрезки (полосы частот) и вычислять уровни вибраций для каждой такой полосы. С этой целью используются специальные фильтры, полоса

пропускания которых определяется граничными частотами  $f_H$  и  $f_B$ . Как правило, это октавные фильтры, для которых отношение  $f_B/f_H=2$ , или третьоктавные фильтры, с полосой в три раза более узкой (рис. 3).

Рис. 3. Характеристики октавных и третьоктавных фильтров

В качестве частоты, характеризующей полосу частот в целом, берется среднегеометрическая частота  $f_{сг} = \sqrt{f_H f_B}$ . Средние геометрические частоты октавных и третьоктавных полос стандартизованы и определяются соответственно по формулам

$$f_{сгo} = 10^{3n/10}, \quad f_{сгт} = 10^{n/10}, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Для октавных полос после вычисления по первой из этих формул и последующего округления результата получаем следующие значения средних геометрических частот 1, 2, 4, 16, 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц. Верхние и нижние частоты октавных полос определяются следующими соотношениями:  $f_H = f_{сг} / \sqrt{2}$  и  $f_B = \sqrt{2} f_{сг}$ .

## 2. Воздействие вибрации на человека

Вибрация относится к вредным факторам, обладающим высокой биологической активностью. Воздействие вибрации на человека может приводить с одной стороны к снижению производительности труда и качества работы, а с другой стороны к возникновению заболеваний (среди профессиональных заболеваний вибрационная патология стоит на втором месте после пылевой).

По способу передачи на человека различают: *общую вибрацию*, передающуюся через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека; *локальную вибрацию*, передающуюся через руки человека или отдельные участки тела, контактирующие с вибрирующим инструментом, а также через ноги сидящего человека.

По направлению действия общую вибрацию подразделяют на: *верти-*

кальную, направленную перпендикулярно опорной поверхности; *горизонтальную*, действующую в плоскости параллельной опорной поверхности.

Спектр вибрации, действующей на человека, делится на три частотных диапазона: *низкочастотный*, *среднечастотный* и *высокочастотный*. Для общей вибрации эти частотные диапазоны охватывают соответственно следующие октавные полосы частот: 1—4 Гц; 8—16 Гц; 31,5—63 Гц. Для локальной вибрации имеем следующее соответствие: 8—16 Гц; 31,5—63 Гц; 125—1000 Гц.

Вибрация оказывает на организм человека разноплановое действие в зависимости от спектра, направления, места приложения и продолжительности воздействия вибрации, а также от индивидуальных особенностей человека. Например, вибрация с частотами ниже 1 Гц вызывает укачивание (морскую болезнь), а слабая гармоническая вибрация с частотой 1-2 Гц вызывает сонливое состояние. Частоты вибрации и соответствующие вредные действия на человека представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Симптомы и частотные диапазоны вредного воздействия вибрации на человека**

Симптомы действия вибрации	Частота, Гц					
	$10^{-1}$	$10^0$	$10^1$	$10^2$	$10^3$	$10^4$
Укачивание	■					
Резонансные колебания тела		■	■			
Затруднение дыхания		■				
Влияние на зрение		■	■			
Влияние на сердечно-сосудистую систему			■	■		
Ухудшение координации рук и опоры на ступни		■				
Ухудшение качества работы человека-оператора		■	■			
Нагревание тканей, разрушение клеток					■	■

На рис. 4 приведена модель тела человека, состоящая из масс, пружин и демпферов. В такой модели отдельные части тела характеризуется собствен-

ными частотами колебаний. При совпадении частоты возбуждения системы с ее собственной частотой возникает явление резонанса, при котором амплитуда колебаний резко возрастает. Так резонанс органов брюшной полости наблюдается при частотах 4—8 Гц, голова оказывается в резонансе на частоте 25 Гц, а глазные яблоки — на частоте 50 Гц. В последнем случае, при резонансе глаз, субъективные ощущения таковы, как будто глаза покрыты пеленой. Входящие в резонанс органы нередко вызывают болезненные ощущения, связанные, в частности, с растягиванием соединительных образований, поддерживающих вибрирующий орган.

Воздействие вибрации на человека столь широко и имеет такие негативные последствия, что это послужило основанием для выделения около ста лет назад *вибрационной болезни* в качестве самостоятельного заболевания. Симптомы вибрационной болезни многообразны и проявляются в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Рис. 4. Модель тела человека и резонансы отдельных его частей

Колебания сидящего человека на частотах 8—10 Гц определяются в основном диссипативными силами, так что большая часть вибрации поглощается телом человека. Это обстоятельство является причиной широкого распространения заболеваний позвоночника. Так у водителей-профессионалов автомобилей, трактористов, пилотов самолетов грыжи межпозвоночных дисков встречаются в несколько раз чаще, чем у лиц сидячих профессий, не подвергающихся вибрации.

При работе с ручными машинами на тело человека через руки передается локальная вибрация. Локальная вибрация может вызывать в организме человека эффекты общего характера типа головной боли, тошноты и т.д., но

главное она воздействует на процесс кровообращения в пальцах рук и на нервные окончания. Это в свою очередь вызывает побеление пальцев, потерю их чувствительности, онемение, ощущение покалывания. Эти явления усиливаются на холоде, но на первых порах относительно быстро проходят. При длительном воздействии вибрации патология может стать необратимой и приводит к необходимости смены профессии. В особо запущенных случаях может иметь место даже гангрена. Сроки появления симптомов вибрационной болезни зависят от уровня и времени воздействия вибрации в течение рабочего дня. Так у формовщиков, бурильщиков, рихтовщиков заболевание начинается развиваться через 8—12 лет работы.

Воздействие ручных машин на человека зависит от многих факторов: типа машины (ударные машины более опасны, чем машины вращательного типа), твердости обрабатываемого материала, направления вибрации, силы обхвата инструмента. Вредное воздействие вибрации усугубляется при мышечной нагрузке, неблагоприятных условиях микроклимата (пониженная температура и повышенная влажность), психо-эмоциональной напряженности.

С проблемой вибрации мы сталкиваемся и в быту, когда, например, жилой дом располагается у железной дороги, автострады или в его подвальных помещениях размещается какое-либо технологическое оборудование. При этом основное негативное воздействие на человека оказывает не сама по себе вибрация, а связанный с ней структурный шум. Он образующийся в результате распространения вибрации по конструкции здания и может являться для человека сильным раздражающим фактором, особенно в ночное время.

### **3. Нормирование вибрации**

Нормирование вибрации очень важно для улучшений условий труда и профилактики вибрационной болезни. В стандартах отдельно регламентируются требования к общей и локальной вибрации, а также устанавливаются



нормы для вертикальной и горизонтальных составляющих общей вибрации. Но имеются некоторые различия в подходах к нормированию вибрации.

В международных стандартных (ИСО 2631—1985 и ИСО 5349—1986) в качестве нормируемого параметра вибрации используется средние квадратические значения виброускорения в 1/3-октавных полосах частот, которые на практике по сравнению с другими параметрами наиболее легко измерить. Кроме того, вводятся в рассмотрение логарифмические уровни виброускорения вычисляемые согласно (4) с пороговым значением виброускорения равным  $10^{-6}$  м/с<sup>2</sup>, в отличие от традиционно используемого у нас в стране значения  $3 \cdot 10^{-4}$  м/с<sup>2</sup>. Разница в получаемых при этом значениях уровней виброускорения составляет 50 дБ.

Рис. 5. Допустимые значения вертикальной  $\tilde{a}_v$  и горизонтальной  $\tilde{a}_r$  вибрации в третьоктавных полосах частот

Стандарт ИСО 2631—1985 нормирует вибрацию по трем критериям: *безопасность* (предел безопасного воздействия); *производительность труда* (граница снижения производительности труда); *комфорт* (граница ощущения комфорта).

Нормы вибрации по этим трем критериям связаны между собой следующим образом. Значения виброускорений по второму критерию (производительность труда) превышают в 3,15 раза (на 10 дБ) значения, соответствующие третьему критерию (комфорт), и в 2 раза (на 6 дБ) меньше значений, соответствующих первому критерию (безопасность). Допустимые значения виброускорений по критерию производительность труда при длительности воздействия 480 мин (8 ч) для вертикальной  $\tilde{a}_v$  и горизонтальной  $\tilde{a}_r$  вибрации приведены на рис. 5. Из представленных данных следует, что для вертикальной вибрации наиболее жесткие нормы установлены в частотном диапазоне 4—8 Гц, где располагаются собственные частоты органов брюшной полости. Для горизонтальных вибраций наибольшие ограничения устанавливаются в

низкочастотном диапазоне 1—2 Гц.

Помимо раздельно-частотного нормирования вибрации в 1/3-октавных (октавных) полосах частот при нормировании используются также и интегральная оценка вибрации, определяемая по формуле:

$$W = \sqrt{\sum_{i=1}^n k_i^2 \tilde{w}_i^2},$$

где  $k_i, \tilde{w}_i$  — соответственно весовой коэффициент и среднее квадратическое значение нормируемого параметра в  $i$ -той полосе частот.

Графики зависимости весовых коэффициентов от частоты представлены на рис. 6. Они являются зеркальным отражением нормативных кривых на допустимые уровни виброускорений, представленных на рис. 5.

В российских стандартах (ГОСТ 12.1.012—90 и СН 2.2.4/2.1.8.566—96) нормируются как значения виброускорения так и виброскорости. При этом нормы для этих двух параметров связаны между собой соотношением (2).

Общая вибрация в этих стандартах подразделяется на три категории:

категория 1 — *транспортная вибрация*, воздействующая на человека на рабочих местах транспортных средств при их движении по местности (автомобили, тракторы и комбайны, строительные машины, снегоочистители, горно-шахтный транспорт и др.);

Рис. 6. Значения весовых коэффициентов  $k_v, k_r$  соответственно для вертикальной и горизонтальной вибрации в третьоктавных полосах частот

категория 2 — *транспортно-технологическая вибрация*, воздействующая на человека на рабочих местах машин с ограниченной зоной перемещения по специально подготовленным поверхностям производственных помещений, промышленных площадок, горных выработок (экскаваторы, краны, горные комбайны, путевые машины, бетоноукладчики и др.);

категория 3 — *технологическая вибрация*, воздействующая на человека на рабочих местах стационарных машин (станки, кузнечно-прессовое оборудо-

дование, электрические машины, насосы и вентиляторы и др.) или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.

Нормы по категории 1 (транспортная вибрация) совпадают с нормами ИСО, соответствующими критерию производительность труда. При этом также отдельно нормируется вибрация в вертикальном и горизонтальных направлениях. Для остальных категорий нормы устанавливаются общими для всех направлений действия вибрации.

Нормы вибрации для категории 2 и 3 определяются умножением норм для категории 1 соответственно на 0,5 и 0,18 (уменьшением соответственно на 6 и 15 дБ).

При интегральной оценке допустимые значения виброускорения для вибрации категории 1 при длительности воздействия 480 мин в вертикальном и горизонтальном направлениях соответственно равны  $0,56 \text{ м/с}^2$  и  $0,4 \text{ м/с}^2$ .

Нормативные значения виброускорений для локальной вибрации в октавных полосах частот представлены в табл.2.

Таблица 2

#### Предельно допустимые значения локальной вибрации

Частота, Гц	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Виброускорение, $\text{м/с}^2$	1,4	1,4	2,7	5,4	10,7	21,3	42,5	85,0

Допустимое значение вибрации  $U_T$  при длительности ее воздействия  $T$  менее 480 мин (8 ч) определяется по формуле

$$U_T = U_{480} \sqrt{\frac{480}{T}},$$

где  $U_{480}$  — норма вибрации при длительности воздействия 480 мин. Максимальный уровень вибрации не должен превышать значений, вычисленных для  $T=30$  мин.

#### 4. Основные методы виброзащиты

Совокупность методов и средств для уменьшения вредного воздействия

вибрации на человека, приборы и механизмы называются виброзащитой.

Средства защиты от вибрации подразделяются на коллективные и индивидуальные. Предпочтительными являются средства коллективной защиты.

Виброзащита осуществляется следующими основными методами:

- снижением виброактивности источника вибрации;
- применением вибродемпфирующих (вибропоглощающих) покрытий, приводящим к снижению интенсивности пространственной вибрации конструкции, за счет рассеяния энергии механических колебаний;

- виброизоляцией, когда между источником и защищаемым объектом размещается дополнительное устройство, так называемый виброизолятор. Различают виброизоляцию при силовом и кинематическом возбуждении;

- динамическим гашением вибрации, при котором к защищаемому объекту присоединяется дополнительная механическая система, изменяющая характер его колебаний. Средства реализации этого метода: динамические виброгасители и фундаменты (основания);

- активным гашением вибрации, когда для виброзащиты используется дополнительный источник вибрации, который в сравнении с основным источником генерирует колебания той же амплитуды, но противоположной фазы.

К средствам индивидуальной защиты относятся виброзащитные: подставки, сиденья, рукоятки, рукавицы, обувь.

## **5. Снижение виброактивности источника вибрации**

Воздействие вибрации на человека связано, прежде всего, с транспортными средствами (общая вибрация) и ручными машинами (локальная вибрация), используемыми на производстве или в быту.

Причиной вибрации являются возникающие при работе машин и агрегатов неуравновешенные силовые воздействия.

Источниками вибрации являются:

- физико-химические процессы, происходящие в источнике, например,

двигателе внутреннего сгорания;

- возвратно-поступательные движущиеся системы — кривошипно-шатунные механизмы, перфораторы, виброформовочные машины и др.;

- неуравновешенные вращающиеся массы — режущий инструмент, дрели, шлифовальные машины, технологическое оборудование;

- ударное взаимодействие сопрягаемых деталей — зубчатые передачи, подшипниковые узлы;

- оборудование и инструмент, использующие ударное воздействие на обрабатываемый материал — рубильные и отбойные молотки, прессы и т. д.

Снижение виброактивности конкретного источника вибрации, как правило, является очень специфическим делом, зависящим от особенностей его работы. Общим подходом к решению этой задачи является уменьшение энергии возмущающих сил за счет уменьшения частоты вращения или размеров вращающихся масс и соответственно линейных скоростей. Сюда же можно отнести и перераспределение этой энергии во времени, сделав, например, более плавным процесс сгорания топлива в энергетической установке.

Эффективным средством снижения виброактивности источника, является замена металлических деталей на пластмассовые — капрона, текстолита — обладающих большим внутренним трением.

Для снижения вибрации машин, совершающих возвратно-поступательное движение, большое значение имеет сокращение допусков для уменьшения зазоров в соединениях.

Важную роль в снижении виброактивности имеет балансировка вращающихся частей машин, которую осуществляют на специальных станках. Различают статическую и динамическую балансировки. При статической балансировке неуравновешенные массы ротора приводятся к одной эквивалентной массе, смещенной относительно оси вращения; динамическую балансировку проводят двумя массами, располагаемыми в двух плоскостях.

Вибрации подшипников и зубчатых передач зависят от точности изготовления деталей, окружной скорости колес, нагрузки, условий смазки. Ос-

новой способ снижения вибрации зубчатых колес — обеспечение высокой точности изготовления с использованием процесса шлифования зубьев. Ее также можно снизить путем демпфирования колебаний в масляном слое и изготовлением колес из материалов с высокими демпфирующими свойствами.

## 6. Вибродемпфирование

Вибродемпфирование — метод виброзащиты, при котором снижении вибрации происходит за счет рассеяния энергии механических колебаний в результате необратимого преобразования ее в тепловую при возникающих в материале конструкции деформациях. В результате амплитуда упругих волн, распространяющихся по конструкциям, уменьшается по мере удаления от источника.

Механизмы демпфирования колебаний в упругих средах многообразны. Это вязкое (жидкостное) трение, механический гистерезис, пластическое течение, вызываемое текучестью материала, релаксация. В любой конструкции наблюдаются все указанные типы потерь, хотя доминирует обычно одни из них.

Для количественной оценки вибродемпфирования обычно используют коэффициент потерь  $\eta$ , определяемый отношением энергии поглощенной за один период колебаний  $W_{\text{погл}}$ , к максимальной потенциальной энергии в системе  $W_{\text{пот}}$ :

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{W_{\text{погл}}}{W_{\text{пот}}}, \quad (5)$$

а также обратную величину — добротность  $Q = 1/\eta$ .

Рис. 7. Виды и характер деформации ВДП: *a*— жесткое; *b*— жесткое с дополнительным слоем; *в*—армированное; *г* — мягкое; 1—деформируемая пластина; 2—жесткий демпфирующий слой; 3—прокладка из легкого жесткого материала; 4—демпфирующий слой; 5—армирующий слой; 6—мягкий демпфирующий слой.

Для конструкционных материалов (сталь, дюраль) коэффициент потерь имеет порядок  $10^{-4}$ . Для реальных конструкций, выполненных из этих материалов, коэффициент потерь резко возрастает и составляет  $10^{-2}$ — $10^{-3}$ , что объясняется дополнительными потерями в узлах соединений отдельных элементов конструкции.

Используется несколько методов демпфирования конструкций:

- изготовление деталей из материалов, обладающих большим коэффициентом потерь: чугун, сплавы меди и марганца, некоторые виды пластмасс. Так сплавы меди имеют коэффициент потерь равный 0,2, а текстолит — 0,4;
- нанесение на конструкцию вибродемпфирующих покрытий (ВДП);
- использование вибродемпфирующих засыпок из сухого песка, чугунной дроби, а также жидкостных прослоек.

ВДП подразделяются на жесткие, армированные, мягкие и комбинированные (рис. 7).

Жесткие ВДП представляют собой слой жесткой пластмассы, нанесенной на конструкцию. В них колебательная энергия поглощается вследствие деформаций растяжения и сжатия  $\Delta$  вдоль пластины (рис. 7, а). Жесткие ВДП изготавливаются в виде листов или мастик. Важным требованием их использования является плотность приклейки (отсутствие воздушных зазоров и непроклеев). Часто эти материалы полимеризуются после установки (напылением, эмульсиями), приобретая поглощающие свойства. Покрытия бывают и многослойные. Иногда создают эффект рычага — между покрытием и демпфируемым листом устанавливают прослойку и легкого жесткого материала (плечо рычага), в качестве которого может служить пенопласт. Отнесение демпфирующего слоя от пластины увеличивает деформации растяжения-сжатия при колебаниях пластины, а, следовательно, и потери колебательной энергии в покрытии (рис. 7, б).

Коэффициент потерь изгибно-колеблющейся пластины, облицованной жестким ВДП, может быть найден по формуле

$$\eta = \eta_{\text{п}} \frac{\alpha\beta(\alpha^2 + 12\gamma^2)}{1 + \alpha\beta(\alpha^2 + 12\gamma^2)},$$

где  $\alpha = h_{\text{п}}/h_{\text{пл}}$ —отношение толщины слоя покрытия  $h_{\text{п}}$  к толщине демпфируемой пластины  $h_{\text{пл}}$ ;  $\beta = E_{\text{п}}/E_{\text{пл}}$ —отношение модуля Юнга покрытия к модулю Юнга пластины;  $\gamma = h_{\text{н}}/h_{\text{п}} = (1 + \alpha)/2$ ;  $h_{\text{н}}$ —расстояние между нейтральными плоскостями пластины и слоя покрытия;  $\eta_{\text{п}}$ —коэффициент поглощения материала покрытия. Первый член в скобках в числителе определяет поглощение энергии в пластмассе за счет ее изгиба, второй — за счет растяжения.

Коэффициент потерь для жестких покрытий, как следует из предыдущей формулы, возрастает с увеличением так называемого модуля потерь равного произведению ( $\eta_{\text{п}}E_{\text{п}}$ ). С увеличением толщины покрытия до определенных пределов коэффициент потерь  $\eta$  растет. На практике ограничиваются толщиной покрытия не превышающей двух толщин материала пластины.

Покрытия этого типа дают наибольший эффект на низких и средних частотах, на высоких частотах их эффективность падает (рис. 8).

Армированные покрытия представляют собой слой вязкоупругого материала с нанесенным тонким армирующим слоем жесткого материала (металла). Потери здесь определяются деформацией сдвига в вязкоупругом слое (рис. 7, в). Характеристика вибродемпфирования таких покрытий имеет вид широкой резонансной кривой с максимумом в области средних частот (рис. 8). Вязкоупругий слой образуют резиноподобные материалы с высокими внутренними потерями. Коэффициент потерь покрытия зависит от коэффициента потерь слоя, толщины слоя, частоты, модуля сдвига слоя.

Армированные ВДП — это многослойные специально изготавливаемые конструкции. Так, ВДП «Полиакрил-В» состоит из армирующего слоя (алюминиевая фольга) толщиной 0,06 мм и липкого вязкоупругого толщиной 0,1 мм, соединяющего ВДП с деформируемой пластиной. Иногда используются сложные армированные конструкции, фигурные, обеспечивающие лучшую эффективность, однако экономически их применение не всегда оправдано.

Мягкие ВДП представляют собой слой вязкоупругого материала, в ко-



тором при поперечных перемещениях поверхности демпфируемой пластины возникают упругие волны, а именно волны сжатия, распространяющиеся по нормали к пластине (рис. 7, з).

Коэффициент потерь пластин с мягким ВДП зависит от потерь в слое, частоты, толщины и плотности пластины и покрытия. При определенных частотах, когда по толщине покрытия укладывается целое число полуволн, покрытие интенсивно поглощает колебания основной пластины. Такие волновые резонансы начинаются на частотах в сотни герц, причем, так как коэффициент потерь высок, резонансы не выражены отчетливо. Коэффициент потерь этих материалов достаточно высок, а характеристика поглощения вибрации имеет вид пологой кривой, расположенной в диапазоне средних и высоких частот (рис. 8). Эффективность мягких ВДП возрастает, если в резиновом массиве сделать воздушные полости. Для расширения диапазона рабочих частот в сторону низких частот можно увеличивать толщину слоя, но не более двух-трех толщин демпфируемой пластины.

Комбинированные покрытия (рис.7, д,е) совмещают несколько механизмов поглощения и обеспечивают более широкий частотный диапазон работы. Применяются слоеные вибродемпфирующие материалы, например «сэндвич» — два стальных листа, между которыми резиноподобный слой. Коэффициент потерь его максимален на средних частотах.

Коэффициент потерь комбинированных ВДП

$$\eta = \sum_i \eta_i,$$

где  $\eta_i$  — коэффициент потерь, обусловленный, обусловленный  $i$ -м механизмом демпфирования вибрации.

Для всех типов покрытий и на всех частотах выполняется неравенство

$$\eta_{пл} < \eta < \eta_п,$$

где  $\eta_{пл}$ ,  $\eta$ ,  $\eta_м$  — коэффициенты потерь соответственно для демпфируемой пластины, облицованной пластины и материала покрытия, не имеющего связи с демпфируемой пластиной

Рис. 8. Частотные характеристики демпфирования различных ВДП, представленных на рис. 7

Перспективно использование стеклопластика с коэффициентом потерь порядка 0,05 (мало зависящим от частоты), он обладает хорошими механическими свойствами и может работать в условиях высоких температур. Высокие вибродемпфирующие свойства присущи и изделиям из капрона, нейлона и других подобных пластмасс. Некоторые металлы и сплавы, в особенности сплавы марганца с медью, обладают повышенными потерями (но все же меньшими, чем резины и пластмассы). Однако температурный диапазон, в котором сохраняются большие значения коэффициента потерь, очень невелик. Параметры некоторых ВДП и материалов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры некоторых вибродемпфирующих материалов

Название покрытия или материала	$\eta$	$E \cdot 10^{-8}$ , Па	$\eta E \cdot 10^{-8}$ , Па
Мастики:			
Антивибрит-2	0,44	30	13,2
А-2	0,40	50	20
Войлок	0,2	5	1
Стеклопластик	0,02	200	4
Резина 8797	0,2	0,1	0,02
Линолеум	0,41	7	8,9
Сталь	$10^{-4}$	2000	0,2

Сыпучие вибродемпфирующие материалы. Сухой песок имеет коэффициент потерь порядка 0,1. Слой сыпучего материала ведет себя подобно мягкому ВДП. Песок применяют в качестве засыпки в пустотелых конструкциях (их резонансные частоты при этом понижаются из-за изменения массы). В

качестве сыпучего вибродемпфирующего материала используют также чугунную дробь, применяемую для дробеструйных работ (диаметр до 0,5 мм), и алюминиевые гранулы. Жидкостные прослойки применяют для вибродемпфирования в виде вязких жидкостей между двумя жесткими слоями. С помощью жидкостных прослоек из глицерина, касторового или силиконового масла можно получить коэффициент потерь порядка 0,1. Применение этого типа покрытий ограничивают трудности, связанные с необходимостью обеспечения герметизации.

## **7. Виброизоляция**

Виброизоляция—это метод виброзащиты, заключающийся в ослаблении связи между источником и объектом путем размещения между ними виброизолирующего устройства (виброизолятора). При этом уменьшаются динамические воздействия на виброизолируемый объект, но возникают некоторые нежелательные явления, связанные с увеличением статических смещений объекта относительно источника и ростом амплитуд относительных колебаний при низкочастотных воздействиях и ударах. Поэтому применение виброизоляции связано, как правило, с поиском компромиссных решений, удовлетворяющих совокупности требований.

Виброизолируемый объект может быть либо источником колебаний, от которых должны быть защищены окружающие конструкции и оборудование, либо объектом защиты от колебаний связанных с ним конструкций. Этому соответствует два типа возмущающего воздействия в рассматриваемой динамической системе. В первом случае речь идет о силовом воздействии, а во втором — о кинематическом.

Виброизоляция машин и оборудования в зданиях и сооружениях проектируется с целью снижения вибрации до уровней, которые не опасны для их несущей способности или допустимы с гигиенической точки зрения.

Рис. 9. Опорный (а) и подвесной (б) варианты однозвенной виброизоляции

Для виброизоляции машины (механизма) необходимо установить ее на виброизоляторы, а также виброизолировать подходящие к ней коммуникации. Применяют однозвенную, двухзвенную, а иногда и трехзвенную схемы виброизоляции. Примером такой многозвенной системы является грузовой автомобиль, у которого имеется поддрессоренная рама, кабина, устанавливаемая на виброизоляторы и сиденье водителя, также оснащаемое системой виброзащиты.

При однозвенной виброизоляции используются опорный (рис. 9, а) и подвесной (рис. 9, б) варианты опоры механизма через виброизоляторы на основание. В качестве основания могут служить пластины, плиты, балки.

Динамическая модель простейшей виброзащитной системы с одной степенью свободы представлена на рис. 10. Она состоит из массы  $m$ , кг, и виброизолятора, представленного в виде параллельно соединенных пружины и демпфера (вязкого сопротивления), характеризуемых соответственно коэффициентом жесткости (жесткостью)  $c$ , Н/м, и коэффициентом сопротивления  $k$ , Н·с/м. Сила, с которой виброизолятор, размещенный между основанием и массой, будет действовать на них, будет определяться его деформацией.

Жесткость  $c$  и масса  $m$  определяют собственную частоту системы  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ . Демпфирующие свойства системы характеризуются коэффициентом демпфирования  $n = k/(2m)$ , а также относительным демпфированием  $\xi = n/\omega_0 = k/(2\sqrt{cm})$  и коэффициентом потерь, определяемым в общем виде согласно (5), а в данном случае принимающим вид  $\eta = \omega k/c$ .

Рассмотрим случай силового воздействия, когда на массу  $m$  действует сила  $F(t)$  (рис. 10, а). Цель виброзащиты в этом случае состоит в уменьшении силы  $R(t)$ , создаваемой виброизолятором и передаваемой им на неподвижное основание. Эта сила будет определяться деформацией и скоростью деформа-

ции виброизолятора, а в данном случае значением координаты  $y$  и ее производной  $\dot{y}$ :

$$R(t) = k\dot{y} + cy \quad (6)$$

Уравнение движения массы  $m$  при этом запишется в виде

$$m\ddot{y} + k\dot{y} + cy = F(t). \quad (7)$$

Полагая, что все переменные в системе изменяются по гармоническому закону, т.е.  $F(t) = F_0 e^{j\omega t}$ ,  $R(t) = R_0 e^{j\omega t}$ ,  $y(t) = Y_0 e^{j\omega t}$ , и решая уравнение (7), получим следующее выражение для амплитуды вынужденных колебаний массы  $m$ :

$$Y_0 = \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}.$$

Рис. 10. Динамическая модель виброзащитной системы при силовом (а) и кинематическом (б) воздействиях

Введем в рассмотрение относительную частоту  $\bar{\omega} = \omega/\omega_0$ , называемую также коэффициентом расстройки и выразим амплитуду  $Y_0$  вынужденных колебаний через безразмерные параметры

$$Y_0 = \frac{F_0/c}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2\bar{\omega}^2}} = \frac{F_0/c}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + \eta^2}}. \quad (8)$$

Отсюда можем найти величину статической деформации (осадки) виброизолятора  $Y_{ст}$  под действием веса  $P = mg$ . Полагая в (8)  $F_0 = mg$  и  $\bar{\omega} = 0$ , будем иметь

$$Y_{ст} = mg/c = g/\omega_0^2. \quad (9)$$

Кроме того, из (6) и (8), можем получить следующее выражение для амплитуды силы  $R_0$ , действующей на основание

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{1 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}} = \frac{F_0 \sqrt{1 + \eta^2}}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + \eta^2}}.$$

Количественно степень передачи вибрации на основание можно охарактеризовать коэффициентом передачи

$$K_{\Pi} = \frac{R_0}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + \eta^2}}. \quad (10)$$

При кинематическом гармоническом воздействии источником возмущения являются колебания основания (рис. 10, б), и цель виброзащиты состоит в уменьшении амплитуды колебаний, передаваемых на массу  $m$ . В этом случае полагаем  $F(t) = 0$ ,  $x(t) = X_0 e^{j\omega t}$  и  $y(t) = Y_0 e^{j\omega t}$ . Коэффициент передачи вибрации при этом характеризуется отношением амплитуды колебаний массы  $m$  к амплитуде колебаний основания:  $K_{\Pi} = Y_0 / X_0$ . Можно показать, что при кинематическом возбуждении, также как и ранее при силовом, этот коэффициент передачи по-прежнему определяется формулой (10).

Графики зависимости  $K_{\Pi}$  от относительной частоты  $\bar{\omega}$  для различных значений относительного демпфирования, представлены на рис. 11. Эти зависимости можно рассматривать как амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой системы. Из представленных графиков следует, что при изменении  $\bar{\omega}$  в интервале от 0 до 1 коэффициент передачи  $K_{\Pi} \geq 1$  при любом демпфировании в системе. На резонансе, при  $\bar{\omega} = 1$ , как следует из (10), коэффициент передачи  $K_{\Pi} \approx 1/\eta$ .

Рис. 11. Зависимость коэффициента передачи от частоты

Условие эффективности виброзащиты определяется неравенством  $K_{\Pi} < 1$ . Оно выполняется при  $\bar{\omega} < \sqrt{2}$ . Таким образом, для удовлетворения целей виброзащиты независимо от способа возбуждения и значения демпфирования

необходимо, чтобы собственная частота системы была бы по крайней мере в  $\sqrt{2}$  раз ниже частоты возбуждения. Следовательно, область виброзащиты рассматриваемой системы соответствует условию  $\omega > \sqrt{2}\omega_0$ . Причем, чем больше частота возбуждения превышает собственную частоту системы, тем больший эффект виброзащиты мы должны получить. Если частота возбуждения фиксирована, то для повышения эффективности виброзащиты, собственную частоту системы нужно делать как можно меньше. Вместе с тем с понижением собственной частоты системы увеличивается согласно (9) статическая деформация виброизолятора, что не всегда допустимо.

В области виброзащиты, как следует из рис. 11, демпфирование играет отрицательную роль, поскольку чем оно меньше, тем больше эффект виброзащиты. Однако наличие демпфирования существенно снижает амплитуду резонансных колебаний, что бывает особенно важно, если при эксплуатации машины могут иметь место резонансные режимы, например при ее разгоне или торможении.

Конструктивно виброизоляция выполняется либо в виде отдельных опор либо в виде слоя упругого материала, укладываемого между машиной и основанием обычно в двухзвенной схеме.

Виброизоляторы в общем случае включают в себя: упругий элемент, воспринимающий вес машины и снижающий передачу вибрации; демпфирующий элемент, снижающий амплитуду колебаний на резонансе; ограничители перемещений, функционирующие при высоких уровнях возмущающих воздействий; элементы крепления виброизолятора к машине и основанию.

В качестве упругих элементов используют рессоры, пружины, резиновые и резинометаллические элементы (рис. 12, а), пневматические баллоны (обычно регулируемые), прессованную стальную проволоку — металлорезину (МР).

Рис. 12. Упругие элементы виброизоляторов (*a*) и их характеристики жесткости (*б*): *I* – резина, работающая на сжатие; *II* – резина, работающая на сдвиг; *III* – рессора; *IV* – пружина

Упругие элементы должны иметь достаточно малую жесткость, чтобы собственные частоты системы были ниже частот возмущающих сил. В тоже время при высоких уровнях входных воздействий, способных вызвать значительные перемещения объекта, жесткость упругого элемента должна быть достаточно высокой, чтобы ограничить перемещения объекта относительно основания. С этой точки зрения предпочтительны элементы с нелинейной характеристикой жесткости, у которых при номинальной статической нагрузке  $P_n$  жесткость достаточно низкая, а при увеличении деформации  $\delta$  возрастает (рис. 12, *б*).

Наиболее распространенным материалом, используемым для виброизоляторов, является резина. Широко используют резинометаллические сварные виброизоляторы, у которых упругий резиновый элемент привулканизирован к металлическим деталям. Резина заметно изменяет свои свойства с температурой, а также со временем. Кроме того, многие сорта резины нестойки к маслу и бензину, дизельному топливу. Однако благодаря высокой упругости резина является наиболее подходящим элементом для виброизоляторов.

По характеру работы резиновые виброизоляторы делятся на два типа: работающие на сжатие и на сдвиг. На рис. 13 показано несколько типовых конструкций сварных резинометаллических опорных виброизоляторов.

Рис. 13. Типовые конструкции резинометаллических виброизоляторов:

*1*—верхняя пластина; *2*—резиновый массив; *3* — нижняя пластина

Двухпластинчатые виброизоляторы (рис. 13, *a*) наиболее просты. Для



крепления к лапам механизма и фундаменту служат резьбовые отверстия в крепежных пластинах. Недостатком этих виброизоляторов является большая разница жесткостей в осевом и поперечном направлениях. Усложнением конструкции эту разницу можно уменьшить. Виброизолятор на рис. 13, б обеспечивает работу резинового элемента в осевом направлении на сдвиг, а на рис. 13, в обладает равномерной жесткостью. Эти конструкции пригодны для механизмов малой массы.

Виброизолятор с промежуточной массой типа АПМ (амортизатор с промежуточной массой) (рис. 14) отличается формой промежуточной массы, обеспечивающей ей большой момент инерции и повышенные виброизоляционные свойства для изгибных колебаний.

Резиновые и резинометаллические виброизоляторы нашли широкое применение для виброизоляции различных узлов и агрегатов транспортных средств (рис. 15).

В практике виброзащиты нашли также применение и цельнометаллические виброизоляторы, в которых используется стальная пружина в сочетании с опорно-демпфирующим элементом из металлорезины МР (рис. 16). Они обладают преимуществами металла (долговечностью, прочностью) и резины (нелинейностью свойств, высокими потерями).

Рис. 15. Применение виброизоляторов в подвесках кабины (а), двигателя (б) и панели управления (в): 1 – кабина; 2 – резиновый массив; 3 – рама; 4 – резиновая втулка; 5 – двигатель; 6 – ограничитель перемещений; 7 – внут-

ренная скоба; 4 – внешняя скоба

Рис. 16. Цельнометаллические (пружинно-сетчатые) виброизоляторы типа АЦМ (а) и АЦП (б): 1 – стальная пружина; 2, 3 – опорно-демпфирующие подушки из МР

В качестве виброизоляторов для неопорных связей механизмов (т. е. гибких вставок) для трубопроводов применяются сварные резинометаллические патрубки, резинотканевые рукава и шланги, металлические сильфонные патрубки, а для валопроводов — сборные муфты с резинометаллическими вкладышами (рис. 17), муфты с резинокордными элементами. Гибкие вставки в трубопроводе и валопроводе должны удовлетворять ряду специфических условий помимо перечисленных ранее, например обеспечивать герметичность и иметь малое увеличение объема (безраспорность), обеспечивать большие статические и динамические деформации, передачу заданного крутящего момента и т. д. Конструкция сильфонного компенсатора для виброизоляции трубопроводов газовыпускной системы двигателя внутреннего сгорания показана на рис. 18.

Заметим, что пружинные полностью стальные виброизоляторы широко применяются в приборостроении, автомобиле- и тракторостроении вследствие простоты конструкции, практической независимости их эффективности от внешних условий, возможности получения эффекта на низких частотах.

## 8. Динамическое виброгашение

Динамическое виброгашение — это метод виброзащиты, заключающийся в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств с целью изменения характера его колебаний. Если рассмотреть различные виды колебаний: продольных, крутильных, изгибных и т.д., то к любому из них

применимо динамическое гашение.

Изменение колебаний объекта при динамическом гашении может осуществляться как путем перераспределения колебательной энергии от объекта к гасителю, так увеличением рассеяния колебаний. В первом случае речь идет об *инерционных* динамических гасителях, которые применяют как правило для подавления моногармонических или узкополосных случайных колебаниях. В случае широкополосной вибрации предпочтительным оказывается второй подход, состоящий в присоединении к объекту дополнительных демпфирующих элементов, так называемых *поглотителей колебаний*.

Инерционные динамические гасители подразделяются на пружинные, катковые и маятниковые.

Инерционный динамический гаситель пружинного типа представляет собой твердое тело, упруго присоединяемого к объекту в точке, колебание которой требуется погасить. Рассмотрим особенности его работы.

Пусть объект виброзащиты моделируется массой  $m$ , связанной с основанием пружиной с жесткостью  $c$  (рис. 19). К объекту присоединен динамический гаситель, содержащий массу  $m_r$ , пружину с жесткостью  $c_r$  и демпфер с коэффициентом сопротивления  $k_r$ . Колебания в рассматриваемой системе возбуждаются вибрациями основания, изменяющимися по гармоническому закону  $x(t) = X_0 e^{j\omega t}$ . Полагаем, что по такому же закону изменяется и значения координаты  $y$ , характеризующей колебания объекта:  $y(t) = Y_0 e^{j\omega t}$ . Коэффициент передачи вибрации в такой системе

$$K_{\Pi} = \frac{Y_0}{X_0} = \sqrt{\frac{(1 - \Omega^2)^2 + 4\xi^2 \Omega^2}{[(1 - \bar{\omega}^2)(1 - \Omega^2) - \mu \bar{\omega}^2]^2 + 4\xi^2 \Omega^2 [1 - \bar{\omega}^2(1 + \mu)]^2}}. \quad (11)$$

При этом введены обозначения

$$\bar{\omega} = \omega / \omega_0; \quad \Omega = \omega / \omega_r; \quad \omega_0 = \sqrt{c/m}; \quad \omega_r = \sqrt{c_r/m_r}; \quad \xi = k_r / (2\sqrt{c_r m_r}); \quad \mu = m_r / m.$$

Заметим, что если колебания в системе возбуждаются периодической силой  $f(t) = F_0 e^{j\omega t}$ , действующей на объект, то подстановкой  $X_0 = F_0/c$  можно осуществить эквивалентную замену кинематического возбуждения основа-

ния силовым возбуждением объекта.

Рис. 19. Расчетная схема виброзащитной системы с динамическим гасителем колебаний

На рис. 20 представлены амплитудно-частотные характеристики объекта, построенные по формуле (11) для случая  $\mu = 0,1$  и  $\omega_r = \omega_0$  при различных значениях относительного демпфирования  $\xi$ . Для сравнения здесь штриховой линией нанесена характеристика объекта, описываемая формулой (10).

Динамический гаситель колебаний целесообразно применять в тех случаях, когда собственная частота объекта близка к частоте возмущающей силы, что соответствует условию резонанса, и по каким-то причинам нет возможности их развести. При присоединении гасителя к объекту образуется двухмассовая колебательная система, имеющая уже две собственные частоты. При этом существенное влияние на результирующие колебания объекта с гасителем оказывают диссипативные потери в гасителе. Если демпфирование в гасителе велико, то объект и гаситель колеблются практически как единое целое, что отражено на рис. 20 кривой, соответствующей  $\xi=1,0$ . При снижении демпфирования в системе на ее характеристике появляются две резонансные частоты.

Настройка гасителя осуществляется, как правило, из условия, чтобы его собственная частота совпадала с частотой возбуждающей силы и собственной частотой объекта:  $\omega_r = \omega = \omega_0$ . При этом на частоту возбуждения приходится антирезонанс системы, соответствующий минимуму ее колебаний. И кроме того, частота антирезонанса совпадает с резонансной частотой исходной системы (объекта). Таким образом, эффективность гашения колебаний

динамическим гасителем будет определяться значением коэффициента передачи системы на антирезонансе.

Как следует из (11), на антирезонансе, когда  $\bar{\omega} = \Omega = 1$ , будем иметь

$$K_{\Pi} = \frac{2\xi}{\mu\sqrt{1+4\xi^2}}.$$

При малом демпфировании в системе  $K_{\Pi} = 2\xi/\mu$ , т.е. на антирезонансе колебания оказываются пропорциональными потерям в гасителе, и обратно пропорциональны его массе. Следовательно, эффективность работы гасителя достигается минимизацией диссипативных потерь в гасителе.

Специфика инерционного динамического гашения, связанная с осуществлением условия антирезонанса, приводит к тому, что при расстройке системы, связанной, например, с изменением частоты возбуждающей силы или параметров исходной системы, может возникнуть возможность резкого увеличения амплитуды колебаний из-за перемещения рабочей области в одну из резонансных зон. Заметим, что положение резонансных зон в системе будет определяться значением параметра  $\mu$ , так, что с его ростом, а, следовательно, с увеличением массы гасителя, эти резонансные зоны раздвигаются, уменьшая тем самым возможность появления резонансных колебаний в системе.

Следует еще раз подчеркнуть, что практическая область применения пружинного одномассового гасителя — машины, имеющие характерный постоянный по времени дискретный спектр вибраций, т. е. в машинах с возмущающим воздействием практически одной частоты. Такие устройства устанавливаются на турбогенераторах, силовых установках в судостроении и т.д. Рассмотренный выше (рис. 14) виброизолятор АМП фактически является также и гасителем колебаний.

Возможности инерционных динамических гасителей могут быть расширены применением в качестве гасителей неизохронных элементов, способных подстраивать частоту своих движений к частоте возбуждения путем обкатки замкнутых поверхностей: цилиндр или шар в цилиндрической полости,

кольцо, надетое на стержень, и т.п. Встраивание таких элементов к вибрирующему объекту приводит к тому, что осуществляемое ими движение синхронизируется с внешним возбуждением, а создаваемая ими периодическая реакция противодействует вибрационной нагрузке.

В качестве примера рассмотрим упруго подвешенный объект с одной степенью свободы, возбуждаемый гармонической силой  $F(t) = F_0 \cos(\omega t + \psi)$  и снабженный катковым гасителем массой  $m_r$  и радиусом  $r_r$ , расположенным в цилиндрической полости радиуса  $r$  (рис. 21).

Для стабилизации положения объекта гаситель должен совершать равномерное вращение с частотой  $\omega_r$  равной частоте возбуждающей силы  $\omega$  и в быть с ней в противофазе. Кроме того, должно выполняться условие

$$F_0 = m_r (r - r_r) \omega^2.$$

Такая центробежная реакция гасителя полностью уравнивает внешнее возбуждение и гасит колебания объекта.

Выбором формы осевого сечения полости можно регулировать спектр периодической реакции гасителя. Например, вытягивая окружность в эллипс, можно в спектре реакций гасителя увеличить роль высших гармоник. Трансформируя цилиндрическую полость в поверхность, допускающую лишь одномерные перемещения массы гасителя, приходим к ударному гасителю, реакция которого имеет спектр кратных гармоник, близкий к равномерному.

Поддержание равенства собственной частоты динамического гасителя с частотой с частотой возбуждения системы в широком частотном диапазоне может быть обеспечено при использовании гасителей маятникового типа. На рис. 22 приведена схема установки маятника-противовеса 1 на выступе кривошипа 2 коленчатого вала, в котором выполнены отверстия радиусом  $r_1$ . Такой же радиус имеют круглые отверстия противовеса. Соединение осуществляется с помощью штифта 3 радиуса  $r_2$  меньшего, чем радиусы отверстий. Такое крепление обеспечивает поступательное движение противовеса по окружности радиуса  $r = 2(r_1 - r_2)$ . Собственная частота колебаний маятника будет пропорциональна частоте вращения вала. Поэтому при изменении частоты

ты вращения вала автоматически подстраивается и частота гасителя.

Для гашения продольных и крутильных колебаний широко используются поглотители колебаний. Динамическая схема поглотителя колебаний соответствует рассмотренной выше схеме динамического гасителя (рис. 19), с тем отличием, что в ней отсутствует упругий элемент  $c_r$ . Поглотитель колебаний имеет одну резонансную частоту, и амплитуда колебаний объекта на этой частоте будет определяться величиной демпфирования и соотношением массы поглотителя к массе объекта  $\mu = m_{\text{п}}/m$ .

Простейшая конструкция поглотителя колебаний вязкого типа приведена на рис. 23, а. Втулка 1, жестко связанная с кожухом 2, насажена на вал 3, крутильные колебания которого требуется погасить. Внутри кожуха находится маховик 4, способный проскальзывать относительно втулки благодаря вкладышу 5 с малым коэффициентом трения. Небольшой зазор между кожухом и маховиком заполнен жидкостью с большой вязкостью.

Поглотители колебаний с сухим трением получили широкое распространение благодаря простоте конструкции, обслуживания и относительно небольшим габаритам. Конструкция поглотителя с сухим трением для гашения крутильных колебаний представлена на рис. 23, б. Ступица 6 жестко соединена с валом 3 и вовлекает во вращение через фрикционные диски 7 и маховик 4, свободно насаженный на вал. Регулировка величины силы сухого трения обеспечивается степенью сжатия пружины 8. При колебаниях вала происходит относительное проскальзывание маховика и ступицы, приводящее к рассеянию энергии вследствие трения.

Если источник вибрации является очень интенсивным, например, кузнечное оборудование, то его действие может приводить к недопустимым колебаниям строительных конструкций и оказывать вредное воздействие на че-

ловека. Для снижения вибрации от работы такого оборудования, его устанавливают на виброгасящие основания — фундаменты.

Существуют два основных варианта виброгасящих оснований. В первом варианте машина устанавливается на упругие опоры сравнительно невысокой жесткости, размещенные непосредственно на фундаменте. Вторым вариантом предусматривается использование массивного железобетонного инерционного блока, к которому крепится машина и который сам в свою очередь устанавливается на упругие опоры сравнительно высокой жесткости, размещенные на фундаменте.

В качестве упругих опор используются резинометаллические виброизоляторы, пружинные виброизоляторы и листовые рессоры. Пример установки штамповочного молота непосредственно на фундамент с использованием рессорных опор представлен на рис. 24. При использовании инерционного блока в фундаментах для предохранения бетона от разрушения между инерционным блоком и опорной поверхностью машины прокладывают деревянные брусья, лучше всего дубовые.

Расчет фундаментов машин сводится к определению параметров системы виброзащиты, при которых амплитуды виброперемещений фундамента и создаваемое им давление на грунт не превышают допустимых значений.

При расчете машина, размещаемая на фундаменте, представляется в виде массы  $m$ , связанной с фундаментом через упругий элемент, характеризующийся жесткостью  $c$  и коэффициентом сопротивления  $k$  (рис. 25). Фундамент с массой  $M$  устанавливается на грунт, упругие характеристики которого определяются жесткостью  $c_{гр}$ . В отличие от расчетной схемы динамического гасителя колебаний в рассматриваемой системе колебания возбуждаются силой, приложенной к массе  $m$ . Если эта сила изменяется по гармоническому закону  $F(t) = F_0 e^{j\omega t}$ , то по такому же закону изменяется и значения координаты



наты  $y$ , характеризующей колебания фундамента:  $y(t) = Y_0 e^{j\omega t}$ . Амплитуда перемещений фундамента при данном силовом воздействии определится выражением

$$Y_0 = \frac{F_0}{c} \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}{[(1 - \bar{\omega}^2)(C - \mu \bar{\omega}^2) - \bar{\omega}^2]^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2 [C - \bar{\omega}^2(1 + \mu)]^2}}, \quad (12)$$

где  $\bar{\omega} = \omega/\omega_0$ ;  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ ;  $C = c_{\text{гр}}/c$ ;  $\xi = k/(2\sqrt{cm})$ ;  $\mu = M/m$ .

Если пренебречь демпфированием в системе, положив в (12)  $\xi=0$ , то это выражение приводится к более простому виду

$$Y_0 = \frac{F_0/c}{(1 - \bar{\omega}^2)(C - \mu \bar{\omega}^2) - \bar{\omega}^2}. \quad (13)$$

Задаваясь допустимой величиной амплитуды перемещений фундамента  $Y_d$ , можно из (13) найти величину  $\mu$ , обеспечивающую данную амплитуду перемещений

$$\mu = \frac{F_0/(cY_d) + 1 + (1 + C)(\bar{\omega}^2 - 1)}{\bar{\omega}^2(\bar{\omega}^2 - 1)}.$$

По найденному значению  $\mu$  можно найти массу фундамента и его собственную частоту  $\omega_\phi = \sqrt{c_{\text{гр}}/M}$ . Входящая в приведенные формулы жесткость грунта  $c_{\text{гр}} = C_{\text{гр}} S_\phi$ , где  $C_{\text{гр}}$  — коэффициент упругого равномерного сжатия грунта, Н/м<sup>3</sup>, определяемый по справочным данным для конкретного типа грунта;  $S_\phi$  — площадь фундамента, м<sup>2</sup>.

## 9. Активное виброгашение

Вибрационная защита с помощью пассивных систем оказывается малоэффективной при возбуждении в области низких частот, а, также при действии вибрации с широким спектром. В этих случаях все большее применение находят управляемые системы виброзащиты, получившие название *активных*. Активное виброгашение сводится к компенсации дополнительным источником энергии сил, вызывающих вибрацию защищаемого объекта.

Активные системы виброгашения применяются для защиты технических

средств в тех областях, где предъявляются особо жесткие требования к допустимому уровню вибрации; при виброизоляции прецизионных станков и стартовых платформ ракет, для защиты пилота от перегрузок и повышения комфортности транспортных средств.

В общем случае такие системы содержат чувствительные элементы, управляющие, усилительные и исполнительные устройства. В качестве чувствительных элементов используют *датчики*, регистрирующие силы возбуждения или его кинематические параметры — перемещение, скорость, ускорений. Сигналы датчиков характеризуют качество виброзащиты и используются для формирования *сигналов управления*, осуществляемого элементами *цепи обратной связи*. После усиления сигналы подаются в исполнительное устройство, формирующее *управляющее воздействие*.

В зависимости от вида исполнительного устройства различают гидравлические, пневматические, электромеханические, электромагнитные системы активной виброизоляции. Выбор типа системы определяется предъявляемыми к ней техническими требованиями. Так, при необходимости обеспечения высокой статической жесткости целесообразно использовать гидравлическую систему. Пневматические системы, позволяют получать малые величины статической жесткости. Электромагнитные системы обладают малой инерционностью и позволяют в широких пределах варьировать амплитудно-частотные характеристики.

Рис. 26. Схемы пневматической (а) и гидравлической (б) систем активного виброгашения: 1 – объект виброзащиты; 2 – пневматический баллон (камера гидроцилиндра); 3 – основание; 4 – вибродатчики; 5 – источник сжатого воздуха (жидкости); 6 – регулятор

На рис. 26 представлены структурные схемы пневматической и гидравлической систем активного виброгашения, используемых для защиты объектов от внешних воздействий. Защищаемый объект (машина) 1 устанавливает-

ся на пневматическом баллоне или соединен с поршнем рабочей камеры гидроцилиндра 2, которые соединены также с основанием (фундаментом) 3. Объект 1 подвержен кинематическому воздействию со стороны основания. Целью активной системы является поддержание постоянного положения (уровня) машины, которое контролируется датчиками вибрации 4. Основными элементами в этих системах являются источники 5 сжатого воздуха или малосжимаемой жидкости и регуляторы 6, содержащие клапаны или золотник и регулирующие давление в баллоне или камере. Регулятор воспринимает сигналы датчиков перемещения машины и основания и управляет в соответствии с этим работой клапаны или золотника.

Рассмотрим работу этих систем. Пусть защищаемый объект сместился вниз от требуемого уровня. Датчики перемещения вырабатывают пропорциональный этому перемещению сигнал, который, поступая на управляющее устройство, позволяет ему перевести клапан в положение открывающее доступ сжатого воздуха в баллон или жидкости под давлением в камеру. В камере таким образом повышается давление, стремящееся возратить объект в исходное положение. Чем больше отклонение машины от положения равновесия, тем больше уровни сигналов датчиков перемещений и управляющих сигналов регулятора и тем больше избыточное давление в рабочих камерах. Если объект смещается вверх, то, наоборот, давление в камерах уменьшается, что приводит к перемещению объекта вниз. Таким образом, активная система поддерживает положение объекта в определенном положении. Такие системы, использующие пневматические или гидравлические элементы находят все большее применение в системах виброзащиты.

Недостатком таких активных систем является низкое быстродействие, обусловленное особенностями характеристик применяемых в них жидкостей и газов. Значительно большим быстродействием обладают активные системы виброгашения, в которых источниками дополнительного силового воздействия являются электродинамические вибраторы.

Серьезным ограничением применения метода активной виброзащиты

является невозможность обеспечения широкой частотной полосы гашения различных мод. При расширении рабочей полосы частот возникают условия для положительной обратной связи, и вместо ослабления наступает неустойчивая работа системы, а на некоторых частотах даже самовозбуждение, проявляющееся в резком возрастании амплитуд колебаний системы. Вообще возможность самовозбуждения является одним из самых серьезных недостатков активного виброгашения. Поэтому центральное место при реализации активных методов виброзащиты занимает анализ устойчивости и условий самовозбуждения системы.

Задача активной виброзащиты оказывается весьма сложной, когда в реальных конструкциях наблюдаются различные моды и типы колебаний (изгибные, продольные, сдвиговые и другие волны). В этом случае речь идет об активных методах компенсации вибрационных полей. Основным принципом активных методов компенсации колебаний — введение в систему колебаний того же типа (той же моды), той же амплитуды, но противоположной фазы, отличающейся на  $180^\circ$  от фазы существующих первичных колебаний.

В таких системах используют дополнительный источник вибрации, получающий возбуждение от виброприемника, размещенного в определенной точке вибрационного поля. Информация, получаемая от виброприемника, обрабатывается с учетом особенностей передачи вибрации, расстояния между местом приема и переизлучения, моды колебаний, которую необходимо ослабить, а также свойств виброприемника и дополнительного источника.

Во всех случаях использования активных систем виброзащиты следует помнить, что при этом в вибрационное поле вводится дополнительная колебательная энергия, которая должна в какой-то области пространства материализоваться, причем если эта область будет невелика, то увеличение в ней колебательной энергии может быть большим.

Важный класс активных систем виброгашения составляют *адаптивные*

системы, в которых параметры системы могут меняться, подстраиваясь под изменения, например режима работы машины, с тем, чтобы обеспечить минимум передачи вибрации.

Гашение вибрации, проникающей из машины в фундамент, достигается путем установки между машиной и фундаментом вибратора, развивающего динамическую силу, передаваемую на фундамент в противофазе с силой, развиваемой машиной. Так как опорных точек у механизма может быть много, то число приемников и источников дополнительной силы (вибраторов) должно быть большим, что вызывает трудности конструктивного и экономического порядка.

На рис. 27 приведена схема системы активного гашения вибрации конструкции, возбуждаемой двумя механизмами  $M_1$  и  $M_2$  с близкими обратными частотами. На механизмах установлены датчики частоты вращения ( $D$ ), на конструкции – 12 вибраторов ( $B$ ) и 12 датчиков ускорения, акселерометров ( $A$ ). В блок управления ( $БУ$ ) поступают сигналы с датчиков оборотов, которые задают частоту генерируемых  $БУ$  управляющих сигналов. Эти управляющие сигналы поступают затем на вибраторы и определяют, таким образом, параметры гасящей вибрации. Фазы сигналов управления должны быть такими, чтобы обеспечивалась возможность максимального гашения вибрации, возбуждаемой основными источниками (механизмами). Для этого используются адаптивные алгоритмы обработки сигналов акселерометров, также поступающих в блок управления. Используя эти алгоритмы, блок управления постоянно корректирует значения амплитуд и фаз гармоник в управляющем сигнале, таким образом, чтобы обеспечивался минимальный уровень вибрации конструкции, а другими словами, чтобы сигналы акселерометров, регистрирующие эти вибрации, были минимальными.

Использование такой системы для виброзащиты фундамента позволяет достичь снижения вибрации на частотах, кратных обратным частотам механизмов до 25 дБ.

Широкое применение метода активной виброзащиты сдерживается не-

возможностью обеспечения широкой частотной полосы гашения, сложностью необходимой аппаратуры. Вместе с тем в ряде частных случаев, особенно когда речь идет о снижении вибрации на дискретных частотах, применение активных методов компенсации может быть целесообразно по техническим, конструктивным и экономическим соображениям.

## 10. Индивидуальные средства виброзащиты

К средствам индивидуальной защиты оператора относятся платформы, сидения, рукоятки.

*Виброзащитные платформы (площадки)* — наиболее приемлемые средства защиты от общей вибрации при работе стоя. Основной частью подставки является опорная плита, на которой стоит и выполняет работу оператор. Средства виброизоляции могут размещаться сверху плиты, снизу плиты или с обеих сторон одновременно. В зависимости от принятой схемы их взаимного расположения виброзащитные платформы изготавливают с опорными, встроенными, накладными или комбинированными виброизоляторами. На практике применяются различные конструктивные схемы платформ: с резиновыми, пневмобаллонными и пружинными виброизоляторами.

*Виброзащитные сиденья* применяют, если оператор выполняет работу сидя. Рабочие места, расположенные на транспортных средствах, оснащают подрессоренными сиденьями. Для эффективной виброзащиты в диапазоне частот 2—20 Гц собственная частота системы сиденье-человек должна быть около 1 Гц, что соответствует статическому перемещению такой системы под собственным весом порядка 25 см.

Отдельные конструктивные варианты виброзащитных сидений представлены на рис. 28. Такие сиденья наряду с упругими и демпфирующими элементами, как правило, направляющие механизмы, обеспечивающие снижение вибрации в одном, обычно вертикальном направлении. Широкое распространение получили сиденья с параллелограммным направляющим ме-

ханизмом в подвеске, когда упругие и демпфирующие элементы шарнирно закреплены на поворотных рычагах по диагонали параллелограмма.

Рис. 28. Виброзащитные сиденья с направляющими механизмами типа:  
*а*—параллелограмм; *б* — «ножницы»

Собственная частота таких систем лежит в диапазоне 1,5—2,5 Гц, а относительное демпфирование изменяется в пределах 0,2—0,5.

*Виброзащитные рукоятки* предназначены для защиты от локальной вибрации рук оператора.

Так для снижения действия вибрации, передаваемой на руку человека отбойным молотком, он оснащается виброгасящей рукояткой, схема которой представлена на рис. 29. Она содержит пружинный упругий элемент и подшипники качения, располагаемые между поверхностью корпуса и рукояткой для уменьшения трения. Это позволяет в несколько раз снизить уровень передаваемой вибрации.

Эффективным способом виброзащиты оператора пневмошлифовальных машин является использование рукояток из эластичных материалов на воздушной подушке (рис. 30). При этом исключается непосредственный контакт рукоятки с вибрирующим корпусом и достигается существенное снижение уровня вибрации, действующей на человека.

В качестве средств индивидуальной защиты от вибрации также используются: для рук — виброизолирующие рукавицы, перчатки, вкладыши и прокладки; для ног — виброизолирующая обувь, стельки, подметки.

*Виброзащитные рукавицы* отличаются от обычных рукавиц тем, что на их ладонной части или в накладке закреплен упругодемпфирующий элемент (рис. 31). Этот элемент <sup>3</sup> наполняется из поролона, однако более эффективно использование пеноэлас<sup>4</sup> губчатой резины. Применяются рука<sup>2</sup> цы с эла-

стично-трубчатыми элементами. На рукавице имеются трубчатые элементы, закрепленные накладками и расположенные вертикальными рядами параллельно друг другу и перпендикулярно оси рукавицы. Также рукавицы могут выполняться с накладным карманом, в который вставляется накладка с эластично-трубчатыми элементами.

*Виброзащитная обувь* изготавливается в виде сапог и ботинок как мужских, так и женских, и отличается от обычной обуви наличием подошвы или вкладыша из упругодемпфирующего материала.

## **11. Вибрация зданий от движущегося транспорта**

Вибрации, генерируемые проходящим транспортом, особенно железнодорожным, распространяется по грунту, вовлекая в колебательный процесс расположенные поблизости здания, где живут и работают люди (рис. 32). В этих зданиях вибрации могут ощущаться находящимися там людьми или излучаться в помещения, где они при этом воспринимаются как низкочастотное гремяние. Кроме того, вибрации могут создавать помехи в работе прецизионных приборов, а в некоторых случаях приводит даже к повреждениям конструкции зданий.

Принято считать, что механизм, с помощью которого движущийся поезд возбуждает вибрации грунта, основан на возникновении динамических сил между колесом и рельсом, обусловленных неровностями на поверхностях качения колеса и рельса или дефектами в несущей конструкции дорожного полотна. В интервале эксплуатационной скорости движения поездов от 30 до 110 км/ч спектр вибрации, передаваемой грунту, сосредоточен в частотном диапазоне 10—250 Гц. При этом основным фактором образования неровностей на поверхностях качения является их волнообразный износ с длиной



волны 30 мм—3 м. Кроме того, важным видом износа являются ползуны, образующиеся при скольжении колеса по рельсу в процессе торможения.

Рис. 32. Возбуждение вибрации и ее распространение по грунту

Важной и одновременно сложной задачей является анализ и расчет распространения вибрации по грунту. В грунте могут распространяться два типа волн: волны сдвига (поперечные) и волны сжатия (продольные). При этом продольные волны распространяются со скоростями в 2,5—4 раза большими, чем поперечные волны. Кроме того, наличие свободной поверхности приводит к появлению так называемых волн Рэлея. Это поверхностные волны, распространяющиеся со скоростью, немного меньшей, чем скорость поперечных волн.

Обычно грунт рассматривается как вязкоупругая среда. Вследствие внутреннего трения распространение волн в грунте происходит с затуханием. Затухание амплитуды вибрации  $A_R$  с расстоянием определяется формулой

$$A_R = A_0 e^{-\omega/(2c\eta R)}, \quad (14)$$

где  $A_0$  — начальное значение амплитуды вибрации;  $\omega$  — круговая частота;  $\eta$  — коэффициент потерь в грунте;  $c$  — скорость распространения волны в грунте;  $R$  — расстояния от начальной точки до точки наблюдения.

Из (14) следует, что с ростом частоты затухание увеличивается, и это объясняет тот факт, что вибрации грунта содержат в основном низкочастотные составляющие. Формула (14) показывает также, что волны с малой скоростью распространения затухают гораздо быстрее. Так как скорость продольных волн в несколько раз выше скорости поперечных волн и волн Рэлея, то при значениях коэффициента потерь  $\eta \geq 0,1$ , как это имеет место для некоторых грунтов (табл. 4), можно считать, что при расстояниях равных нескольким длинам волн в передача вибраций в грунте будет осуществляться в основном продольными волнами, при условии, что коэффициенты потерь для

различного типа волн примерно одинаковы. Так на частоте 50 Гц расстояние в три длины волны, начиная с которого преобладают продольные волны со скоростью распространения 1500 м/с составляет 90 м.

Таблица 4

#### Параметры распространения волн в грунте

Вид грунта	Скорость распространения продольной волны $c$ , м/с	Коэффициент потерь, $\eta$
Скальный грунт	3500	0,01
Глинистый грунт	1500	0,5
Песок, гравий	600	0,1

Передача вибрации от движущегося поезда по земле к зданиям зависит от характеристик фундамента здания. В общем, имеется некоторое ослабление уровней вибрации фундамента по сравнению с уровнями вибрации поверхности земли. Вместе с тем полы, стены и потолки здания вибрируют со значительным усилением по сравнению с фундаментом. При этом типичным является усиление уровня вибрации на 5-15 дБ в диапазоне частот 16–80 Гц. Особенно ярко это проявляется при совпадении собственных частот перекрытий с частотой возбуждения со стороны грунта.

Существуют следующие методы снижения вибрации, вызываемой взаимодействием колеса и рельса при движении поезда: ограничение в источнике; упругое крепление рельсов; совершенствование конструкции тоннелей и установка экранов, виброизоляция зданий. Кратко рассмотрим все эти методы.

Ограничение вибрации в источнике. Ведется следующими методами:

устранение износа и дефектов поверхности качения колес, заключающееся в проточке бандажа колес, что позволяет снизить уровни вибрации на частотах выше 100 Гц на 5–10 дБ;

предупреждение возникновения износа поверхности качения колес, основанное на применении более совершенных смазочных материалов и методов смазки, повышении износостойкости колес, применение тормозных ко-

лодок из композиционных материалов, вместо чугунных;

шлифовка рельсов, уложенных на полотне, с помощью рельсошлифовальных машин, позволяющая за счет устранения волнообразного износа рельсов добиться значительного снижения вибрации и шума;

сварка рельсовых стыков и обеспечение точности относительного расположения рельсов при их болтовом соединении, что смягчает удары и передачу нагрузки с одного рельсового звена на другое;

снижение жесткости буксовой системы рессорной подвески вагонных тележек, приводящее к снижению уровня вибрации грунта на 10–20 дБ;

применение колес, содержащих упругодемпфирующие элементы между бандажом и ступицей колеса, что позволяет снизить не только вибрации, но и излучаемый шум;

ограничение скорости движения поездов, позволяющее снижать уровни вибрации на 4–9 дБ (в среднем 6 дБ) при уменьшении скорости в два раза.

Рис. 33. Виброизоляция железнодорожного полотна: *a*— продольное сечение; *b* — сечение пластиковой шпалы; 1— рельс; 2 — шпала; 3 — резиновая оболочка; 4 — бетонная плита; 5 — плита из стекловолокна; 6 — бетонное основание; 7 — древесно-стружечный слоистый материал

Применение упругих элементов в конструкции железнодорожного полотна. При этом используются:

упругое крепление рельсов, с целью виброизоляции рельса от шпал и грунтового основания пути. Коэффициент постели  $K$ , равный жесткости крепления, деленной на величину пролета между соседними креплениями, должен составлять порядка  $2 \cdot 10^7$  Н/м. Виброизоляция рельсов считается хорошей, если она обеспечивает статический прогиб при нагрузке поездом в пределах 2–5 мм;

упругое основание под шпалами, позволяющее в сочетании с упругим креплением рельсов получить дополнительное снижение уровня вибрации до 10 дБ;

«плавающее» основание пути, представляющее собой бетонную конструкцию толщиной 0,2–0,3 м, монолитную или состоящую из отдельных блоков длиной 1,5, которая опирается на упругие прокладки. Типичный диапазон резонансных частот конструкций с «плавающими плитами» 12-16 Гц.

На рис. 33 приведен пример применения упругих элементов в конструкции полотна метрополитена города Вены. Эта конструкция состоит из полиуретановых шпал, заключенных в ребристую резиновую оболочку и утопленных в бетонную плиту, толщиной 26 см, которая опирается на слой пресованного стеклопластика, размещенного, в свою очередь, на основании туннеля.

Совершенствование конструкции тоннелей. Массивные тоннельные конструкции с толстыми или двойными стенками вызывают меньшую вибрацию в соседних зданиях. Конечно увеличение толщины связано с повышением затрат на строительство, однако эти затраты будут меньшими, а надежность системы выше, чем у тоннеля с меньшей толщиной стенок, но путь в котором уложен на «плавающие» плиты.

Экранирование. Состоит в применении монолитных препятствий в виде бетонной стены в грунте или траншеи, заполненной легким водонепроницаемым материалом, с целью нарушения процесса распространения волн в грунте. Для ощутимого снижения вибрации порядка 10 дБ это препятствие должно достигать глубины 4-5 м.

Виброизоляция зданий. Заключается в установке виброизолирующих прокладок под свайные фундаменты, у основания несущих колонн и сводов. Свинцово-асбестовые прокладки для виброизоляции зданий начали применять около ста лет назад. Использование виброизолирующих прокладок может привести к значительному снижению вибрации. При этом, однако, надо иметь в виду, что должны быть предприняты меры по перекрытию всех путей распространения вибрации. В противном случае она будет распространяться по таким непокрытым путям, сводя почти на нет эффективность проведенных мероприятий.

## **12. Измерение и контроль вибрации**

Измерение параметров вибрации (виброперемещения, виброскорости или виброускорения) производится с помощью специальных вибродатчиков. Наибольшее применение находят датчики виброускорения (акселерометры), как правило, пьезоэлектрического типа. Такие акселерометры выпускаются одно- или трехкомпонентными. Последние позволяют проводить измерения по трем координатным осям одновременно. Акселерометры закрепляются на колеблющейся поверхности жестко с помощью резьбовой шпильки или с использованием воска. При измерении общей и локальной вибрации, действующей на человека, для установки датчиков используются специальные приспособления (см. обложку).

Акселерометры с помощью специальных кабелей соединяются с виброизмерительными приборами — виброметрами или виброанализаторами. Такие системы позволяют проводить измерения вибрации в частотном диапазоне от десятых долей герца до десятков килогерц с высоким динамическим диапазоном.

При подключении виброметра или виброанализатора к компьютеру функциональные возможности измерительной системы существенно расширяется. Так, например, с помощью специального программного обеспечения можно оперативно определить чувствительность рук к механическим колебаниям и выявить на ранней стадии расстройства, связанные с воздействием локальной вибрации (см. обложку).

### **Заключение**

1. В качестве параметра вибрации при ее измерении и нормировании целесообразно использовать виброускорение, определяемое в октавных (треть-октавных) полосах частот.

2. Общим подходом к снижению виброактивности машин является уменьшение энергии возмущающих сил за счет снижения частоты вращения и размеров вращающихся масс, а так же повышение точности обработки де-

талей и как следствие – уменьшение зазоров в соединениях.

3. Эффективным средством снижения вибрации механических систем является увеличение в них демпфирования путем замены металлических деталей на пластмассовые и использованием специальных вибродемпфирующих покрытий.

4. Основным методом защиты объектов от вибрации является виброизоляция. Она эффективна, если частота возбуждающего воздействия будет по крайней мере в  $\sqrt{2}$  больше собственной частоты системы виброизоляции.

5. Динамические гасители колебаний следует применять для гашения колебаний в узкой полосе частот, когда собственная частота объекта близка к частоте возбуждающего воздействия. Их эффективность в значительной степени зависит от величины демпфирования в системе.

6. Оборудование, являющееся интенсивным источником вибрации следует устанавливать на фундаменты. При этом массу фундамента подбирают так, чтобы амплитуда колебаний подошвы фундамента не превышала допустимой величины.

7. Для защиты машин от низкочастотной вибрации, где пассивные системы малоэффективны, следует использовать активные гасители колебаний.

8. Для существенного снижения вибрации, передаваемой через грунт от движущегося железнодорожного транспорта, следует применять целый комплекс защитных мероприятий, касающихся снижения вибрации, как в самом источнике, так и на пути ее распространения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: Справочник: в 6-ти т. — М.: Машиностроение. — Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина, 1999. — 504 с.

2. Вибрации в технике: Справочник: в 6-ти т. — М.: Машиностроение. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1995. — 456 с.

3. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний. Учебник для вузов/ Под общ. ред. К.С. Колесникова. — М.: Изд-во МГТУ

им. Н.Э. Баумана, 2003. — 272 с.

4. Фролов К.В., Гончаревич И.Ф., Лихнов П.П. Инфразвук, вибрация, человек. — М.: Машиностроение, 1996. — 368 с.

5. Шум на транспорте/ Пер. с англ. Под ред. В.Е. Тольского, Г.В. Бутанова, Б.Н. Мельникова. — М.: Транспорт, 1995. — 368 с.

6. ГОСТ 25980–83. Вибрация. Средства защиты. Номенклатура параметров.

7. ГОСТ 26043–83. Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин. Основные положения.

8. ГОСТ 26568–85. Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация.

9. ГОСТ 27242–87. Вибрация. Виброизоляторы. Общие требования к испытаниям.